ПРЕДГОВОР

Курсът по машинознание е необходимата връзка между теоретичните дисциплини - математика, физика, дескриптивна геометрия, техническо чертане, теоретична механика и съпротивление на материалите и учебните дисциплини, изучаващи специалните машини за осъществяване на конкретни технологични операции и процеси от специалностите.

Курсът по машинознание не е механичен сбор на учебните дисциплини - металознание, взаимозаменяемост, теория на механизмите и машините и машинни елементи, а цялостна учебна дисциплина, в която се изучава металознание дотолкова, че студентите да се запознаят с машиностроителните материали, с преценката за качествата и употребата им, изборът на допустими напрежения и коефициент на сигурност, при изборът им за изработване на машинните елементи. В дисциплината са обхванати главно елементи и възли от общата група и се разглеждат конструкцията и методите за изчисляването им. Целта е при определени условия на работа да се дадат методи, правила и норми за проектирането и техническите условия при изработването така, че да се осигурят най-подходящи форми и размери, материал, клас на точност и грапавост на повърхнините им. Чрез анализа на механизмите и машините се установяват функционалните, кинематичните и динамичните им характеристики с оглед на уточняване на товароносимостта, якостта и коравината на елементите на конструкцията и получаване на необходимите знания за механичната същност на машините, което да улесни изучаването на специалните машини и др.

Р А З Д Е Л П Ъ Р В И

1. ВЪВЕДЕНИЕ В МАШИНОЗНАНИЕТО

Огромно значение за развитието на човешкото общество имат разработването и усъвършенстването на машините. От социално-икономическа гледна точка понятието **машина** може да се дефинира така: *машината е изкуствено създадена система от човека за изследване и използуване на природните закони с цел облекчаване на физическия и умствения труд и увеличаване на производителността му.*

От дефиницията следва, че трябва да се разграничават два вида машини:

- за замяна или улесняване на умствената и физиологичната активност на човека, т.н. информационни машини;
- за извършване на определена механична работа.

Информационните машини са предназначени за получаване и преобразуване на информация. Ако информацията е представена във вид на числа, информационните машини са сметачни или изчислителни. Електронноизчислителната машина фактически не е машина, тъй като при нея механичните движения изпълняват спомагателни операции. Названието -машина- е запазено като историческа приемственост от изчислителните машини. Изучаването на този вид машини не е предмет на курса по машинознание.

Машините за извършване на определена механична работа служат за превръщане на някакъв вид енергия в механична работа, свързана с определен технологичен процес, или за трансформиране на механична работа в друг вид полезна енергия от технологична гледна точка.

Тъй като скоростта на производствените машини се определя от технологичния процес, от конструкцията на машината и приетата система на автоматизация, по принцип се налага скоростта на електродвигателя да се редуцира към необходимата скорост на производствената машина. Редуцирането се осъществява чрез предавателен механизъм, като комбинацията - електродвигател-предавателен механизъм - се нарича задвижване на производствените машини.

Както се вижда от определението, тези машини преобразуват енергия и материали. В зависимост от това, кой вид преобразуване е преобладаващ, машините биват: **енергийни, технологични и транспортни.**

Енергийните машини преобразуват някакъв вид енергия в механична (и обратно) – електродвигатели, турбини, двигатели с вътрешно горене, парни машини, електрогенератори и др.

Технологичните машини преобразуват материали (в твърдо, течно или газообразно състояние), като изменят размерите, формата, свойствата или състоянието им – металообработващи, дървообработващи, опаковъчни, тъкачни станове и др.

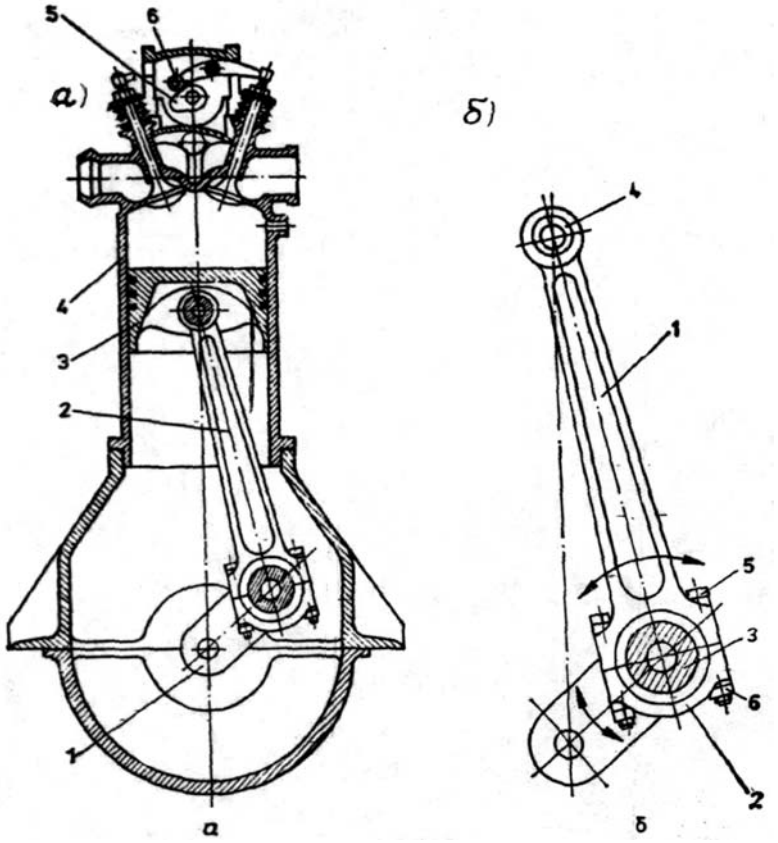
Транспортните машини преместват предмети, а в някои случаи и хора.

Машините, на които всички преобразования на енергия, материали и информация се изпълняват без непосредственото участие на човек, се наричат **машини-автомати**. Присъствието на оператор е необходимо за наблюдение и изменение на програмата им.

Съвкупността от машини-автомати, свързани помежду си с автоматични устройства (транспортни) и предназначени за изпълнение на технологичен процес, образуват **автоматична линия**.

Механизмите са познати на човека от дълбока древност, а по времето на Леонардо да Винчи (1452 – 1519) са били известни почти всички основни типове механизми. Определянето на термина *механизъм* се е променяло многократно, като доскоро се е смятало, че механизмите са съставени само от твърди тела и в преобразуването на движение не могат да участват флуиди. Съвременното определение на механизъм е, че

това е система от тела, предназначена за преобразуване на движение на едно или няколко твърди тела в необходимото движение на други твърди тела. Ако при преобразуването на движение освен твърди тела участвуват и течности или газове, тези механизми се наричат *хидравлични или пневматични.*



фиг.1.1 Едноцилиндров двигател с вътрешно горене

Механизмите се състоят от много части. Например основният механизъм на един двигател с вътрешно горене (фиг.1.1а) се състои от: колянов вал – 1, мотовилка – 2, бутало – 3, цилиндър – 4, разпределителен вал – 5, кобилица – 6 и т.н. Тези части, наричани машинни елементи са с точно определено предназначение. От него зависи конструктивното им оформяне и видът на материала от който се изработват.

Група от сглобени машинни елементи образуват възел с точно определено предназначение, като например: лагер, съединител, зъбен редуктор и др.

Когато група от сглобени машинни елементи са свързани неподвижно помежду си и се движат (работят) като едно цяло, вместо да се описва движението им поотделно (например машинните части 1,2,3,4,5,6 от фиг.1.1б) се приемат като едно тяло, наречено *кинематично звено*. Следователно кинематичното звено е обобщена част на механизма, най-често без видимо съответствие с конструктивния вид на изделието, но създаващо удобство за кинематично, силово и динамично изследване на механичните системи. Полученият опростен графичен вид на механизмите се приема като модел съответно еквивалентен на оригинала (геометрично и кинематично).

До подобно моделиране се прибягва и при машинните елементи. Свеждането им към подходяща класическа изчислителна схема от съпротивление на материалите, въз основа на подходящи условия на моделиране улеснява задачата за якостното им оразмеряване.

Опростеното изобразяване на структурата на механизмите посредством схеми, замяната на реалните звена чрез система от дискретни (точкови) маси, замяната на

реалните механизми и машини с механични системи с дискретни параметри, всичко това направено въз основа на подходящи условия на подобие между оригиналите и моделите, дава възможност за по-лесното изучаване и опознаване на най-различни машини и механизми.

1.1. ГЛАВНИ ИЗИСКВАНИЯ ЗА БЕЗОТКАЗНА РАБОТА НА МАШИНИТЕ

Работата на машините, за да бъде безотказна, зависи изключително от работата на механизмите, от които е съставена, а те от възлите и машинните им елементи.

Главните изисквания към машинните елементи и възли са работоспособност и надеждност.

Понятието р а б о т о с п о с о б н о с т означава, че изделието (машина, възел, елемент) трябва да запазва параметрите, предвидени от техническата документация. Основните критерии за работоспособността на машинните елементи и възли са: якост, коравина (деформационна якост), износоустойчивост, виброустойчивост и топлоустойчивост.

- **Якост –** това е един от най-важните критерии за работоспособност. Той осигурява още при проектирането машинният елемент да е в състояние да понася външните и вътрешните натоварвания, без да се повреди или разруши. Това изисква пълно познаване на натоварването и възникващите от него напрежения.

Напрежението, при което един машинен елемент става негоден (от разрушаване, недопустимо пластично деформиране или недостатъчна дълготрайност), се нарича *гранично напрежение* ($\sigma_{гр}$ $\tau_{гр}$).

За да се отстрани всяка възможност за настъпване на опасно състояние при даден материал и дадено натоварване, размерите на машинните елементи трябва да бъдат такива, че най-голямото работно напрежение ($\sigma_{max,}$ τ_{max}) да е по-малко от граничното и да не надвишава една определена стойност, наречена - *допустимо напрежение* ($[\sigma]$,$[\tau]$). Приема се, че при нормални условия работното напрежение ще бъде равно на допустимото.

Числото η, което показва колко пъти допустимото напрежение е по-малко от граничното, се нарича к о е ф и ц и е н т н а с и г у р н о с т $\eta=\frac{\sigma_{гр}}{[\sigma]}$ или $\eta=\frac{\tau_{гр}}{[\tau]}$. Този коефициент се въвежда, за да се избегнат грешките при определяне големината на натоварването, възможните отклонения в свойствата на избрания материал, различната степен на отговорност на машинния елемент в машината.

- **Силовите натоварвания** на машинните елементи според характера, по който се изменят в течение на времето, биват:

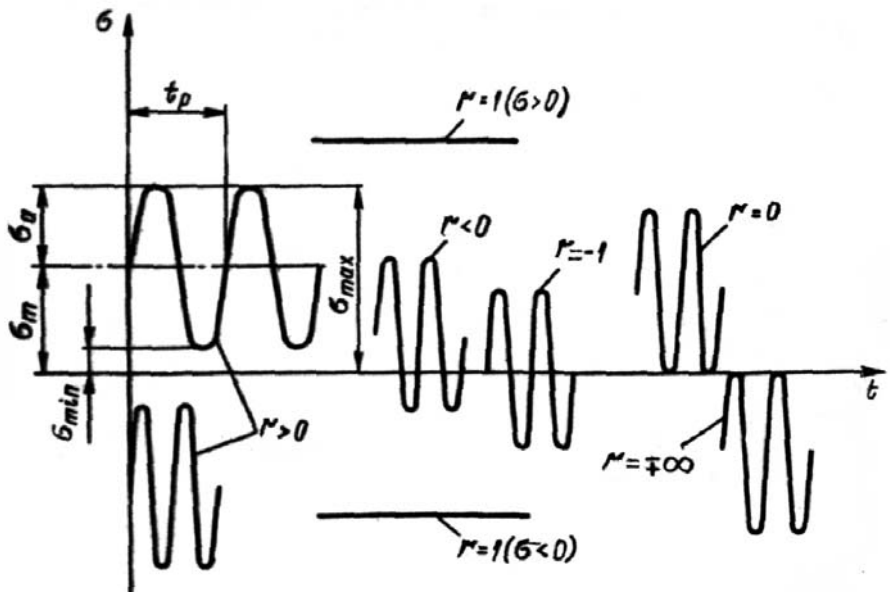
- *статични* (постоянни), т.е. не се изменят с времето, нито по големина, нито по посока;

- *динамични* (променливи), т.е. изменят с времето големината или посоката си.

Динамичните натоварвания биват п е р и о д и ч н и, когато се повтарят и се изменят по определен периодичен закон, и н е п е р и о д и ч н и, когато изменят големината си по време без наличието на периодична закономерност. Динамичните натоварвания могат да нарастват плавно до максималната си стойност или да се приложат внезапно. Когато внезапно приложените натоварвания действуват извънредно кратко време, те се наричат у д а р н и.

Силите, натоварващи машинните елементи, предизвикват в тях напрежение, които също биват постоянни и променливи по големина и направление. *Статичните* натоварвания могат да предизвикат както постоянни, така и променливи напрежения. Например, постоянна по големина и направление сила, която действува върху въртящ се вал, ос или лагер, предизвиква в тях променливи напрежения. Динамичните натоварвания предизвикват в машинните елементи винаги променливи напрежения.

Обикновено не се срещат машинни елементи, подложени на постоянни напрежения в чист вид. В случаите, когато промените на напреженията са малки, могат да се приемат за постоянни. Повечето машинни елементи работят при променливи напрежения, чието изменение в зависимост от случая може да има най-разнообразен характер. Периодично повтарящи се напрежения по синусоидален закон се срещат най-често.



фиг.1.2 Графики на закони на изменение на напрежение при експлоатационен режим на движение

На фиг.1.2 са показани графики на закона за изменение на напрежението при установен режим на движение на машината. Всяка от тях се характеризира чрез следните параметри: $\sigma_{\max,}$ $\sigma_{\min,}$ $\sigma_{a,}$ σ_m и коефициент на асиметрия на цикъла $r = \pm\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$. Амплитудата σ_a и средното напрежение σ_m са свързани чрез следните зависимости със $\sigma_{\max}$ и r:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{(1-r)\ \sigma_{\max}}{2};$$

(1.1)

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{(1+r)\ \sigma_{\max}}{2}.$$

За машинните елементи са характерни напреженията, чиито цикли се изменят, както е показано на фиг.1.2: асиметричен знакопостоянен $(0 < r < 1)$ и знакопроменлив $(r < 0)$, симетричен $(r = -1, \sigma_m = 0, \sigma_a = \sigma_{\max})$ и пулсиращ($r = 0$ и $r = \neq \infty$).

Постоянното напрежение на опън или натиск, предизвикано от статично натоварване, е частен случай на асиметричен цикъл, при който $\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$ и следователно $r = 1$.

Машините могат да работят в условията на установен режим с постоянни амплитуди и компоненти на цикъла на напрежението, или при неустановен режим, при който напреженията са променливи. Универсалните, транспортните, мебелните,

дървообработващите и други машини работят при неустановен режим и това трябва да се има предвид при якостното им оразмеряване.

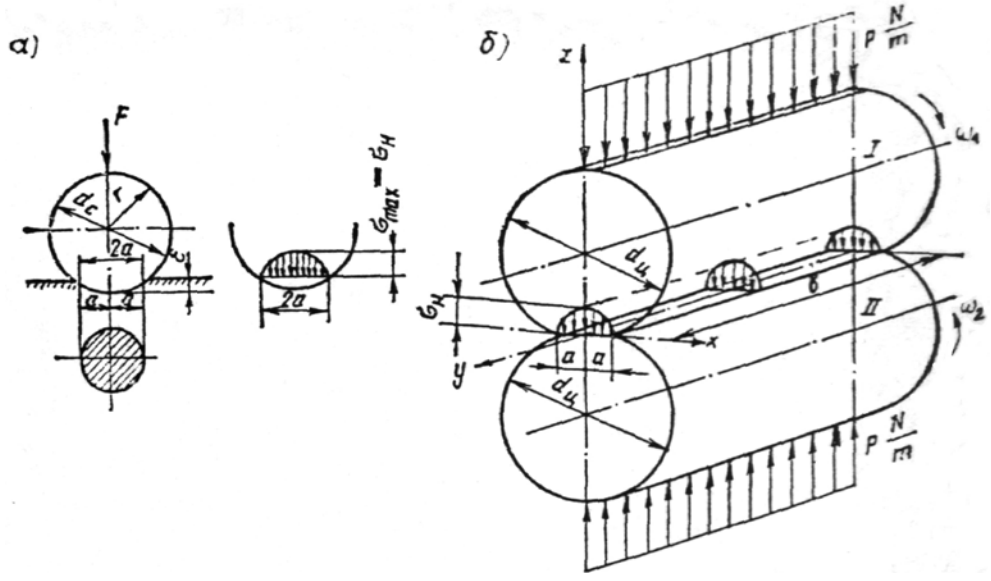
Най-разпространеният метод за оценяване на якостта на машинните елементи е чрез сравняване на изчислените (работни) напрежения (σ, τ), които възникват от действието на експлоатационното натоварване, и допустимите напрежения:

(1.2) $\sigma \le [\sigma]$ или $\tau \le [\tau]$.

➢ **Коравина (**деформационна якост), това е способността на машинните елементи да се съпротивляват на изменението на формата им под действието на натоварването. Съществува обемна и контактна коравина. Изчисляването на обемната коравина е обект на курса по съпротивление на материалите. При изчисляването на контактната коравина се имат предвид еластичните деформации, свързани с повърхностния слой на машинния елемент. Това е важно, тъй като контактните повърхнини могат да се повредят и това да стане причина машинните елементи да загубят работоспособността си, въпреки че имат необходимата обемна якост.

В практиката се срещат много случаи на повърхностно натоварване, при което допиращите се повърхнини са малки, а силите на натиск – големи (сфера по равнина, сфера по сфера, сфера по цилиндър, цилиндър по равнина и др.). Напреженията, които възникват в зоната на контакта, се наричат контактни напрежения (σ_n, τ_n). Те са важен частен случай на повърхностното напрежение и са много големи. Предизвикват повърхностно разрушаване независимо от това, че машинния елемент има достатъчна обемна якост.

Въпреки, че контактните напрежения са много по-големи от напреженията на опън или натиск, които могат да издържат материалите, телата не се разрушават. Това необикновено на пръв поглед явление се дължи на обстоятелството, че материалът в мястото на контакта е заобиколен от всички страни от ненатоварен материал. Следователно в мястото на контакта се осъществява всестранно обемно напрежение. Частиците, които се намират на малка дълбочина под повърхностния слой срещу директрисата на действуващия товар, изпитват максимални напрежения. С отдалечаване от този център напреженията постепенно намаляват и стават нула извън периферията на контактната площадка.



Фиг.1.3 Контактни напрежения
а - при сфера на равнина; б - цилиндър с цилиндър

Според теорията на Херц разпределението на напреженията не е равномерно, а под формата на елипсоид (фиг.1.3 а,б) при контакт на сфера по равнина с максимална стойност в средата на отпечатъка:

(1.3) $$\sigma_{\max} = 1{,}5\frac{F}{\pi\alpha^2} = \sigma_n,$$

където α е радиусът на контактната площадка.

При относително движение на елементите натоварването става пулсиращо. Тогава възникват нормални и тангенциални контактни напрежения, които предизвикват умора на материала на повърхностния слой в контактната област на машинния елемент. Най-напред се появяват микропукнатини, които с течение на времето нарастват и се образуват малки ямички. Техният брой и големина постепенно нарастват до толкова, че работните повърхнини стават негодни. Този вид повреда се нарича нащърбване (выкрашивание, питтинг). Наличието на мазилно вещество в зоната на контакта ускорява процеса, тъй като навлизането на масло в микропукнатините под голямо налягане действува като клин и ги разширява.

При изчисляване на контактната якост се използуват формулите на Херц – Беляев. Проблемът е в изчисляването на радиуса α на контактната площадка (фиг.1.3).

Максималните стойности на нормалните контактни напрежения се определят по формулите:

(1.4) $$\sigma_н = 0{,}388\sqrt{\frac{FE^2}{\rho^2}}\cdot 10^5, \quad Pa$$ - за две сферични тела;

(1.5) $$\sigma_н = 0{,}620\sqrt{\frac{F\,E^2}{d_c^2}}\cdot 10^5, \quad Pa$$ - за сфера върху равнина;

(1.6) $$\sigma_н = 0{,}418\sqrt{\frac{F\,E}{b\,\rho}}\cdot 10^5, \quad Pa$$ - за две цилиндрични тела;

(1.7) $$\sigma_н = 0{,}590\sqrt{\frac{F\,E}{b\cdot d_ц}}\cdot 10^5, Pa$$ за цилиндър върху равнина, където F е нормалната сила, N;

$\mathrm{E} = \dfrac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ - приведеният модул на линейна деформация, като E_1 и E_2 са съответните модули на линейна деформация за материалите на двете тела, Pa, при число на Поасон $\eta = 0{,}3$;

$\dfrac{1}{\rho} = \dfrac{1}{\rho_1} \pm \dfrac{1}{\rho_2}$ - приведеният радиус на кривина на двете повърхнини в зоната на допиране, m. Знакът "+" важи за два изпъкнали профила, а знакът "-" за един изпъкнал и един вдлъбнат профил в мястото на допиране;

d_c – диаметърът на сферата, m;

$d_ц$ и b са диаметърът и дължината на цилиндъра, m.

Тангенциалните контактни напрежения $\tau_н$, изразени чрез нормалните, са

(1.8) $\tau_н = 0{,}3\ \sigma_н.$

Ако между контактните повърхнини няма масло, повърхностният слой се износва относително по-бързо, отколкото при повърхностна умора. Този вид повреда се нарича и з н о с в а н е, което при съответните условия може да е и абразивно.

Когато натоварването е много голямо, се получава друг вид повреда – задиране, което се дължи на отделянето на частици от единия материал и свързването им с другия, наподобяващо студено заваряване.

- **Износоустойчивост –** това е важен критерий на работоспособността на машинните елементи, работещи чрез триене. Голям брой машинни елементи губят работоспособността си поради износване. То може да се намали, като се увеличи твърдостта и намали грапавостта на триещите се повърхнини, и да се осигури течно триене, т.е. работните повърхнини да се предпазят от непосредствен контакт, като се разделят чрез маслен слой.

Изчисляването на износване при такива случаи се състои в осигуряването на условия за течно триене или при невъзможност – в осигуряването на необходимата трайност чрез подходящо налягане между работните повърхнини P:

$$p = \frac{F}{S} \le [P], \quad (1.9)$$

където F е натоварването, N , а S – диаметралното сечение, m^2.

В случаите, когато няма относително движение, но елементите са натоварени силово (шпонки, неподвижни клинове, неподвижни шлицови съединения и др.), за да се избегнат пластичните деформации, не се допуска големината на повърхностното налягане да надмине допустимата стойност $[P]$.

- **Виброустойчивост** - това е важен критерий за работоспособността на машинни елементи и възли, които имат висока честота на въртене. Вибрацията на машинните елементи влошава качеството на работа на машината, предизвиква шум и в някои случаи става извънредно опасна, когато честотата й съвпадне с честотата на действие на смущаващата сила и възниква явлението р е з о н а н с.

При изчисляването на такива машинни елементи е необходимо да се осигури работен режим в обхват, достатъчно отдалечен от резонансната област. По прости изчисления на виброустойчивост се правят чрез формули от съпротивление на материалите. За по-сложни случаи се използува специална литература.

- **Топлоустойчивост** – това е критерий за работоспособност на машинни елементи и възли, работещи при сравнително по-висока температура. Установено е, че при непродължително действие на температура, по-висока от 300-400^{0}C, стоманените елементи значително понижават механичните си свойства. При температура, по-висока от 100-150^{0}C, се наблюдава същото явление и при машинни елементи от леки метали и сплави.

При по-продължително действие на високата температура настъпва п ъ л з е н е, т.е. непрекъсната пластична деформация при постоянно натоварване. Високата температура понижава и защитната способност на масления слой, разположен между триещите се повърхнини, с което се повишава износването им.

Изчисляването на топлоустойчивост на машинни елементи, намиращи се в напрегнато състояние, се състои в подходящ избор на намалени допустими напрежения съобразно големината на температурата.

- **Надеждност** – това е състояние на изделието (машина, възел, елемент), при което то е способно да изпълни предназначението си, като запазва експлоатационните си показатели в зададени граници за определено време.

Надеждността на машината и елементите й е тясно свързана с работоспособността им. Но докато работоспособността определя способността на машините и елементите им да функционират със зададени параметри, надеждността освен това характеризира вероятността тази способност да се запази за определено време. Надеждността зависи от качеството на изработване и от това, доколко експлоатационният режим (по отношение на скорост, напрежение и температура) съответствува на проектния. Поради това изчисляването и проектирането на машинни елементи трябва най-точно да отразява

действителните условия на работа и качеството на изработване да бъде достатъчно високо.

Основната качествена характеристика за надеждността на машините и елементите им е *вероятността за безотказна работа* P(t), т.е. в определен период от време да не възникне отказ от машината или от някой машинен елемент. Тази оценка се прави приблизително по формулата

$$\text{P}(t) \approx 1 - \frac{N(t)}{N}, \qquad (1.10)$$

където N(t) са машините (машинните елементи), отказващи да работят в определен период от време t ; N - машините (машинните елементи), подложени на изпитване.

1.2. КРАТКИ СВЕДЕНИЯ ЗА МАТЕРИАЛИТЕ, УПОТРЕБЯВАНИ ЗА ИЗРАБОТВАНЕ НА МАШИННИ ЕЛЕМЕНТИ

1.2.1. Желязо и неговите сплави

Желязото не се употребява в чист вид за изработване на машинни елементи, но сплавите му с въглерода, наречени черни метали, намират най-широко приложение. Освен въглерод в черните метали се съдържат в малки количества и други елементи – манган, силиций, фосфор и сяра.

Свойствата на черните металите, предназначението и начините за обработването им се определят главно от съдържанието на въглерод в тях. Това съдържание се приема за основа при разделянето им на две групи: стомани и чугуни.

- ***Стомани*** (въглеродно съдържание до 2%). В машиностроенето се употребяват стомани с въглеродно съдържание до 1,4%. Свойствата им се променят в широки граници в зависимост от химичния състав, вида на термообработката и най-много от количеството въглерод. С увеличаване на въглеродното съдържание нараства якостта на стоманата, а намалява пластичността й. Съдържанието на манган, сяра и фосфор също влияе върху качеството на стоманата. При наличието на манган до 0,1% се повишава якостта и твърдостта на стоманата, а наличието на силиций до 0,1% повишава еластичността и до известна степен намалява пластичността Съдържанието на сяра и фосфор до 0,1% влошава пластичността, жилавостта и заваряемостта на стоманата и следователно това са вредни примеси.

Стомани, в които основният елемент, определящ свойствата им, е въглеродът, се наричат *въглеродни*, а тези, които освен въглерод съдържат и хром, никел, волфрам и други елементи, за да се подобрят някои свойства, се наричат *легирани*.

За производството на машини и метални конструкции се употребява въглеродна стомана обикновено качество (БДС 2592 - 71), която съдържа не по-вече от 0,7% въглерод. Произвежда се в три групи***: А, Б*** и ***В***.

Стоманите от група А (АСт0, АСт2, АСт3, АСт4, АСт5 и АСт6) имат гарантирани механични свойства, но негарантиран химичен състав и затова не се подлагат на термична обработка.

Стоманите от група Б (БСт0, БСт2, БСт3, БСт4, БСт5 и БСт6) са без гарантирани механични свойства, но с гарантиран химичен състав и се подлагат на термична обработка.

Стоманите от група В (ВСт2, ВСт3, ВСт4, ВСт5 и ВСт6) са с гарантирани механични свойства и допълнителни изисквания по отношение на химичния състав.

За изработване на машинни части с определени якостни свойства се употребява въглеродна .качествена стомана. Тя има гарантирани механични свойства и химичен състав. Тъй като в състава й има манган, когато съдържанието му е нормално, означаването е 08, 10, 15, 20 и т.н. през 5 – до 85. Когато съдържанието на мангана е повишено, означаването е: 15Г, 20Г, 25Г и т.н. през 5 – до 70Г. Началните две цифри от

марката на стоманата показват съдържанието на въглерод в стотни от процента, а буквата Г – съдържанието на манган до 1%.

Въглеродните качествени стомани се валцуват, коват и леят. Стоманите с въглеродно съдържание да 0,3% (марки от 08 до 30) се характеризират с неголяма якост, с висока жилавост и с добра заваряемост, а стоманите със съдържание на въглерод от 0,3 до 0,5% (марки от 30 до 50) имат по-голяма якост и по-малка жилавост. До марка 40 се заваряват добре, от 40 до 50 – средно, а над 50 – лошо.

Въглеродните качествени стомани с повишено съдържание на манган се отличават с повишена якост, твърдост и износоустойчивост при намалена жилавост.

В съвременното машиностроене се предявяват повишени изисквания по отношение на механичните и физичните свойства на стоманите. Чрез легирането им с различни елементи и различно количество се подобряват чувствително техните физико-механични свойства. Например, никелът спомага за получаване на по-голяма якост, пластичност, жилавост и корозионна устойчивост. Хромът повишава твърдостта и якостта, а понижава пластичността и жилавостта. Молибденът повишава якостта и твърдостта. Волфрамът повишава твърдостта и топлоустойчивостта. Ванадият повишава твърдостта, пластичността и жилавостта. Силицият, когато е повече от 0,4 до 0,6% повишава еластичността, а манганът – якостта, твърдостта и износоустойчивостта.

В марката на легираните стомани първите две цифри показват съдържанието на въглерод в стотни от процента, а буквите зад тези цифри означават: Х – хром, Г(Mn) манган, Si – силиций, Т – титан, N*ι* - никел, М – молибден, В – волфрам, Al – алуминий, Ф – ванадий. Цифрите след тези букви означават приблизителното съдържание на съответния легиращ елемент в цели единици. Липсата на цифра означава, че съдържанието на легиращия елемент е до около 1,5%.

Легирани стомани със съдържание на сяра и фосфор до 0,025% се наричат висококачествени, а до 0,035% - качествени. Ако легираната стомана е висококачествена, накрая на означението се поставя буквата А, например – 12ХН3А.

Нелегираната стомана за отливки се разделя на три групи. Първата група е за отливки с обикновено предназначение, втората – с отговорно предназначение, а третата – с особено отговорно предназначение.

За по-отговорни лети стоманени детайли се използуват легирани стомани за отливки по БДС 6550–74. Леки стоманени елементи, предназначени да работят при висока температура, се отливат от легирана топлоустойчива стомана.

Стоманата се произвежда във вид на пръти, греди с кръгло, квадратно, шестоъгълно, правоъгълно и профилно-напречно сечение, както и във вид на ленти, листове, тръби и телове, получени чрез валцуване, изтегляне или огъване в горещо или студено състояние.

За да се получат желани конструкционни и технологични свойства, се извършват следните процеси на термична обработка, заменящи вътрешната структура на машиностроителните материали:

Отгряването е вид термична обработка, която се състои в нагряване на металите или сплавите до температура 736^0C (критична точка от желязо-въглеродната диаграма), задържане при температурата на нагряването и следващо бавно охлаждане с цел да се получи структура, близка до равновесното им състояние. Прилага се за подобряване на обработваемостта, за увеличаване на пластичността, а също и за премахване на остатъчните напрежения в отливките.

Нормализацията се отличава от отгряването с по-голямата скорост на охлаждане (на въздуха) на загрятата отливка, поради което нормализираната стомана има по-голяма якост и твърдост, но по-малка пластичност.

Закаляването е нагряване до температура над 736^0C и следващо бързо охлаждане във вода или масло. След закаляването за отстраняване на вътрешните напрежения се извършва отпускане, т.е. ново загряване, но до температура $200\text{-}300^0$C и бавно охлаждане.

Процесите на термична обработка, свързани с увеличаване на повърхностната якост, твърдост и износоустойчивост на изделията, са следните:

- **навъглеродяване** и **цианиране** със следващо закаляване – при нисковъглеродни стомани;

- **азотиране**, т.е. насищане на повърхността на стоманата с азот;

- **повърхностно закаляване чрез ток с висока честота** – при стомани със съдържание на въглерод от 0,3 до 0,7%.

Тези процеси дават възможност да се получи голяма повърхност на твърдост и якост, а сърцевината да запази първоначалната си жилавост. Следователно конструктивните и технологичните свойства на стоманите не са постоянни и могат да се изменят в определени граници.

- ***Чугуни*** (въглеродно съдържание над 2%). В машиностроенето се употребяват чугуни, съдържащи от 2,3 до 4% въглерод. В сравнение със стоманата чугунът е по-крехък, но има по-добри леярски свойства. Докато съдържанието на сяра влошава леярските му свойства, фосфорът спомага за получаване на висококачествени отливки.

Както при стоманата и при чугуна свойствата му зависят от съдържанието на въглерод, но при чугуна зависят преди всичко от състоянието на въглерода в структурата му. Когато въглеродът е във вид на железен карбид (Fe_3C) се получава б я л ч у г у н. Той е твърд и крехък и много трудно се обработва с обикновен режещ инструмент. Не се използува за изработване на машинни елементи – само по изключение, когато са подложени на голямо износване и безударно натоварване.

Когато въглеродът е във вид на графит, се получава с и в ч у г у н (БДС 1799-74). Той е значително по-мек и по-малко крехък от белия и следователно се обработва по-лесно чрез рязане.

С прибавяне на допълнителни компоненти (силикокалций, феросилиций, силикоалуминий, магнезий и др.) към чугуна той се модифицира и придобива по-високи механични свойства от обикновения (БДС 6990-70).

Марката на сивия чугун по БДС 1799–74 се означава със СЧ и число, което означава якостта на опън – в 10^{-1} MPa, например СЧ 15 означава сив чугун с якост на опън 150 MPa.

Марката на високоякостния чугун по БДС 6900–76 се означава с буквите ВЧ и две числа, първото от които означава якостта на опън в 10^{-1} MPa, а второто – относителното удължение в проценти. Например ВЧ 42-12 означава високоякостен чугун с якост на опън 420 MPa и относително удължение 12%.

Когато е необходимо отливката да бъде с твърд износоустойчив външен слой при сравнително нетрошлива сърцевина, се употребява и з б е л е н ч у г у н. Състои се от два слоя: външен – от бял чугун, и вътрешен – от сив чугун.

Когато не се изисква голяма якост, стоманените отливки се заместват с отливки от к о в ъ к ч у г у н. Този вид чугун се получава при отгряване на бял чугун в съответна обезвъглеродена или неутрална атмосфера. Марката на ковкия чугун е както на високоякостния, но вместо буквата В се поставя К. Например КЧ 40-5.

1.2.2. Цветни метали и сплавите им

От металите, употребявани за изработване на машинни елементи, често се изисква не само по-голяма якост, но и други свойства, например: повишена топлопроводност, износоустойчивост, корозионна устойчивост при различни условия на работа. Материали, които отговарят на тези специални изисквания, са цветните метали (всички метали освен

желязото и сплавите му). Най-широко се използуват медта, калаят, цинкът, алуминият и др. както и в чисто състояние, така и във вид на сплави.

- **Медта** има голяма пластичност и електропроводимост и малка якост. Затова в чист вид се употребява главно за направа на електропроводници, за химична апаратура и др. Главното й приложение в машиностроенето е във вид на медни сплави – бронз и месинг. Тези сплави са доста яки и износоустойчиви. Някои са с нисък коефициент на триене.
- **Бронзът** е сплав на мед и калай с голяма якост и пластичност. При обработване получава огледална повърхност и е с малък коефициент на триене. Съдържанието на калай е от 10 до 12%. Калаеният бронз е износоустойчив, но тъй като калаят е скъп и дефицитен материал, се употребяват безкалаени бронзове. Това са сплави на медта с оловото (от 20 до 30%), с алуминия, със силиция, с мангана и др.
- **Месингът** е сплав на мед и цинк с няколко допълнителни компонента, като силиций, алуминий, олово и манган.

Бронзът и месингът се употребяват като антифрикционни материали при машинни елементи, подложени на триене и износване, за червячни и зъбни колела и др.

Означението на сплавите от цветни метали се образува от химичните знаци и компонентите на сплавта и числа, поставени след тях, показващи процентното им съдържание. На първо място се пише знакът на основният метал без указания за процентното му съдържание. Например Cu Zn 38 Pb 2 означава месинг със съдържание - 38% цинк, 2% олово и останалото до 100% мед, а Cu Sn 10 Pb 1 е бронз с 10% калай и !% олово.

- **Бял метал** (композиция). Сплав на калаена, оловна и други основи с висока износоустойчивост. Поради ниската механична якост се употребява като тънкостенна заливка на лагерни черупки, изработени от чугун или стомана, тъй като е с малък коефициент на триене.

1.2.3. Металокерамични материали

Металокерамичните материали се получават чрез *пресуване и следващо изпичане в пресформи* на прахове на медна или желязна основа. Получените по такъв начин машинни елементи не се нуждаят от допълнителна обработка. В машиностроенето най-голямо разпространение са получили машинни елементи, изработени от металокерамични материали на основата на железен прах – втулки, шайби, ролки, ненатоварени зъбни колела и др.

1.2.4. Синтетични материали

Синтетичните пластмасови материали се произвеждат на основата на *високомолекулни органични съединения*. Това са преди всичко синтетични или природни смоли, които имат в определена фаза на производството им пластичност, осигуряваща оформяне на изделието. За повишаване на механичните им свойства се прибавят пълнители (от 40 до 70%) и малки количества от пластификатори, мазилни материали и оцветители.

Напоследък приложението на синтетичните материали непрекъснато се разширява. Това е свързано с добрите им технологични свойства, а също и с многообразието на физико-механичните им свойства. Към технологичните предимства на синтетичните материали се отнасят: възможността за изработване на машинни елементи в условия на серийното и масовото производство чрез високопроизводителни технологии без снемане на стружка, с трудопоглъщаемост от 5 до 10 пъти по-малка в сравнение с металните; малките (до 5 пъти) отпадъци и др.

По природа синтетичните материали се разделят на **термореактивни** и **термопластични**. *Термореактивните материали* се обработват под въздействието на висока температура и придобиват нови свойства – стават н е т о п и м и и затова не

допускат повторно формуване. Най-голямо приложение намира - полиамидът, полиестерите, полиформалдехидът, поликарбонатът и др.

Изделията от синтетични материали се изработват чрез горещо или студено пресуване, чрез отливане под налягане и чрез снемане на стружка.

Като недостатък могат да се изтъкнат стареенето и пълзенето в студено състояние, ниската топлоустойчивост и др.

1.3. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ФИЗИКО-МЕХАНИЧНИТЕ СВОЙСТВА НА МАШИНОСТРОИТЕЛНИТЕ МАТЕРИАЛИ

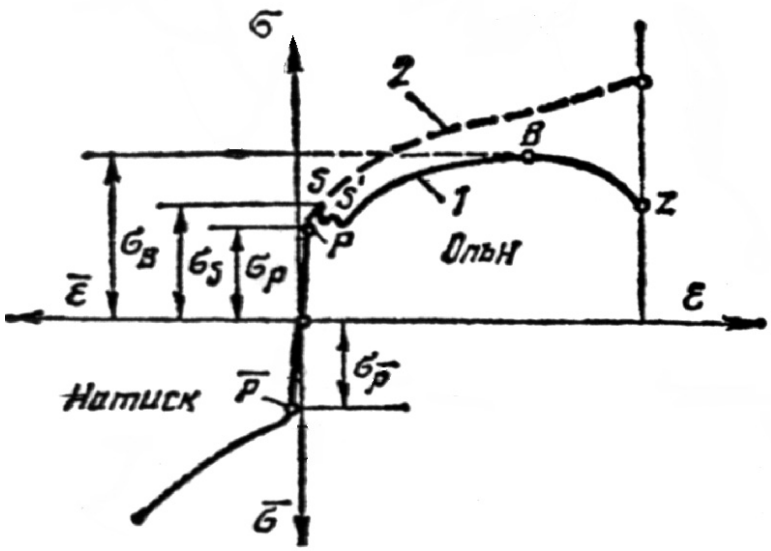
Един от важните моменти при проектирането на машинните елементи е *изборът на подходящ материал*, от който да се изработят. В зависимост от предназначението си материалът трябва да има различни свойства: физични, механични и технологични. Голямо значение имат механичните и технологичните свойства.

Поради голямото разнообразие във вътрешния строеж на материалите много от величините, определящи механичните им свойства, се установяват опитно. За целта металите се изпитват чрез уреди и машини при статично и при динамично действие на силите в лабораториите на заводите.

1.3.1. Изпитване на опън (натиск)

Изпитването на опън се провежда на специална машина, като на опън или натиск се подлага п р о б н о т я л о от изпитвания материал, което има *стандартни размери*. Специално устройство на машината чертае зависимостта между действуващата сила върху пробното тяло и измененията в дължината му $F=F(\Delta\lambda)$, в определен мащаб. За да се направи полученият резултат независим от размерите на пробното тяло, по абсцисната ос се нанася линейната деформация ε, а по ординатната – напрежението σ, предизвикано от измерената сила F и първоначалното сечение на пробното тяло S_0.

На фиг. 1.4 е показана диаграма, получена при изпитването на пробно тяло от мека въглеродна стомана на опън. От диаграмата се вижда, че от F=0 до стойност F_p графиката е права линия, като линейната деформация ε е много малка, т.е. в сила е закона на Хук $\sigma = E\varepsilon$.



фиг.1.4 Зависимост между напрежение и деформация:
а - условна (техническа) диаграма σ–ε за мека стомана; 2- истинска (ефективна) диаграма σ–ε за мека стомана

Точка P има координати σ_p и ε_p . Напрежението σ_p се нарича граница на пропорционалност.

След точка P работната линия се изкривява и напрежението σ не е вече пропорционално на деформацията ε, като достига до точка E. При натоварване до тази точка и разтоварване, малките деформации изчезват и в пробното тяло не остават пластични деформации. Затова напрежението, съответстващо на точка E - σ_E се нарича граница на еластичност. Областта на натоварването от 0 до E се нарича еластична област. За стоманите се приема $\sigma_p \approx \sigma_E$.

При по-нататъшното натоварване на пробното тяло линейните деформации нарастват и в точка S кривата променя направлението си. Уредите показват бързо увеличаване на удължението без силата F да нараства. Вълнообразната крива от S до S' характеризира стоманата като пластично тяло "провлача се" или "тече". Нарича се област на провлачането. Най-малкото напрежение, при което деформацията на пробното тяло започва да расте, без да се увеличава натоварването, се нарича граница на провлачането σ_S .

След точка S' материалът отново се "втвърдява" и силата F нараства. В най-високата точка на кривата B на предварително неизвестно място от цилиндричната част на пробното тяло настъпва местно изтъняване, наречено шийка. От този момент пробното тяло започва бързо да се удължава, макар че опъващата сила става по-малка. В точка Z пробното тяло се скъсва. Най-голямото условно напрежение на опън, получено при изпитването, се нарича якост на опън σ_B.

Областта на натоварване от точка S' до точка B се нарича област на втвърдяване, а тази от точка B до точка Z – област на разрушаване.

Така описаната зависимост между σ и ε (кривата I на фиг.1.4) има условен характер, тъй като напрежението е пресмятано с първоначалното сечение на пробното тяло S_0. Това сечение обаче намалява непрекъснато, особено след точка B и затова диаграмата σ–ε има вида, показан с кривата 2. В техническата практика значение има условната диаграма (кривата I).

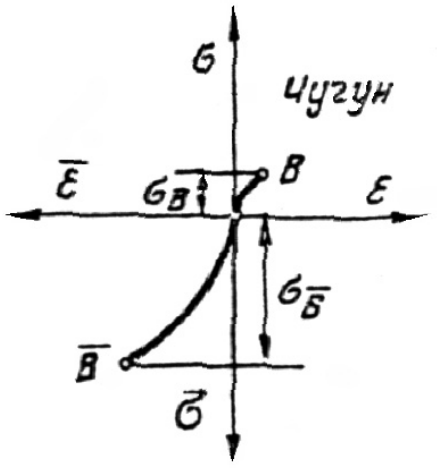
Установените резултати – граници, напрежения и линейни деформации са важни числени данни, които служат за установяване на механичните свойства: якост, еластичност и пластичност на изпитваните материали и дават възможност за изводи и заключения при изборът им за машинните елементи.

Изпитването на натиск се прави рядко. Както при изпитването на опън се определя напрежението на натиск $\overline{\sigma}$ и надлъжната свиваемост $\overline{\varepsilon}$ и се построява диаграмата $\overline{\sigma} - \overline{\varepsilon}$. Законът на Хук и тук е валиден до границата на пропорционалността и се установяват същите понятия както при опън, само че при кривата на натиск напреженията и деформациите са отрицателни (фиг.1.4). Диаграмата $\overline{\sigma}, \overline{\varepsilon}$ за мека стомана на натиск много прилича на тази на опън.

Чугунът е крехък материал и се деформира много малко. При изпитване на опън (натиск) не се оформят област на провлачане и на втвърдяване и не се образува шийка. Якостта му на натиск е от 3 до 5 пъти по-голяма от якостта му на опън. Зависимостта между σ и ε не се подчинява на закона на Хук, а се описва от емпирична зависимост, установена от Бах в еластичната област (фиг.1.5).

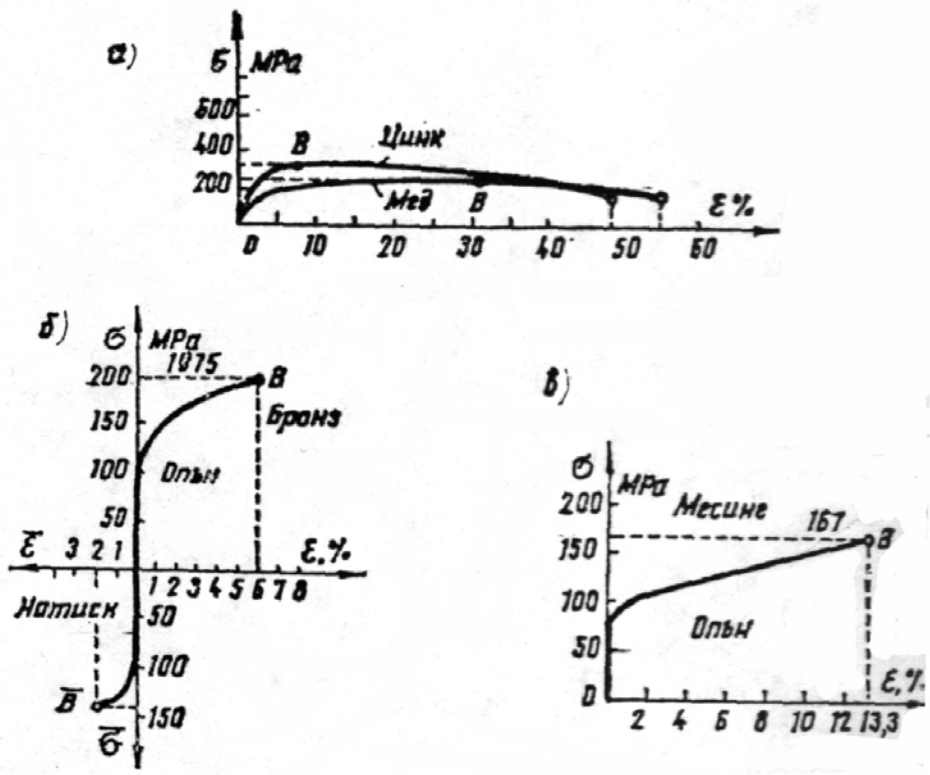
(1.11) $$\sigma^{\eta} = c.\varepsilon ,$$

където c и η са материалните константи, които се определят опитно – за чугун при опън η = 1,083, c = 1,307. 10^{11} Pa, при натиск η =1,069, c = 1,294 . 10^{11} Pa.



фиг.1.5. Зависимост между напрежение и деформация при опън и натиск за чугун

Цветните метали се различават също от стоманата и диаграмите σ–ε имат съвсем различна форма. При малки натоварвания се получават големи деформации и областта на провлачане е голяма. За тях също не важи законът на Хук, а в еластичната зона се използва емпиричната формула на Бах (уравнение 1.11), като за мед - η = 1,098; c = 2,15. 10^5MPa; за лят бронз - η = 1,028; c = 0,72 . 10^5 MPa; за месинг - η = 1,085; c = 0,929 . 10^5 MPa. Тези зависимости са показани на фиг.1.6.



фиг. 1.6. Зависимост между напрежение и деформация при опън и натиск за цветни метали

Стоманената тел, която служи за направа на пружини, свредла, мрежи, за свързване и др. също се изпитва на разтегляне. Якостта й на опън σ_B се движи от 3 до 40 MPa в зависимост от химическия състав и от обработката й. Определя се както якостта на опън на обикновената стомана. Подлага се и на изпитване на прегъване и на усукване. Начинът на изпитване на прегъване се установява от БДС 5021–83 за телове с диаметри от 0,8 до 7 mm. За целта се използува ръчно задвижван уред с челюсти, представляващи валячета, сменящи се според диаметъра на тела.

Образецът за изпитване е дълъг 100 до 150 mm и ако е крив, преди изпитването се оправя с чук от мека стомана - ръчно. Поставя се перпендикулярно на осите на валячетата и се прегъва и разгъва последователно с около 60 прегъвания в минута. Прегъването продължава, докато телът се скъса, като последното прегъване не се брои.

Според БДС 5029–83 се установява начинът за изпитване на тела на усукване. Чрез това изпитване се установява способността на материалът да устоява на пластични деформации при постоянно и променливо усукване, както и да се открият вътрешните му дефекти. По броя на усукванията до скъсване се съди за пластичната деформация, а по вида на счупеното сечение се съди за деформация в структурата на материала.

Уредът, който се използува за усукване на тел е също с две челюсти, едната от които маже да се върти около оста си, но не може да се премества осово. Първата челюст усуква тела, а втората го центрова опънат и го държи здраво за другия край. Работното разстояние между челюстите е 100 d, където d е диаметъра на тела. То не може да бъде по-малко от 50 mm.

Преди усукване телът се подлага на опъване със сила, която е 2% от необходимата за скъсването (на разтегляне). Усукването се провежда с 60 обръщания в минута при телове с диаметър под 3 mm и с 30 обръщания в минута, за диаметър над 3 mm. Усукванията се продължават без прекъсване до скъсване на материала. Едно усукване се прави над 360^0 от началното положение, след което се прави второ обратно усукване до изходно положение. Усукването може да бъде и еднопосочно.

Стоманените въжета с диаметър до 6,5 mm се изпитват и на издръжливост върху трансмисия с водещ барабан с диаметър 400 mm, правещ 120 колебания в минута и движещ пробното въже на дължина 350 mm. Въжето от водещия барабан преминава през две водещи ролки, които го прегъват под 90^0 и след което се прехвърля през товарна ролка с диаметър 300 mm. Товарната ролка носи тежести, с които се натоварва въжето. Двата края на въжето са стегнати здраво за водещия барабан. Диаметърът на ролките се избира съобразно диаметъра на въжето, а дължината на въжето е около 3 m. Товарът, който се слага на товарната ролка, заедно с нейното тегло трябва да бъде толкова, колкото съответствува на удвоеното допустимо натоварване на въжето.

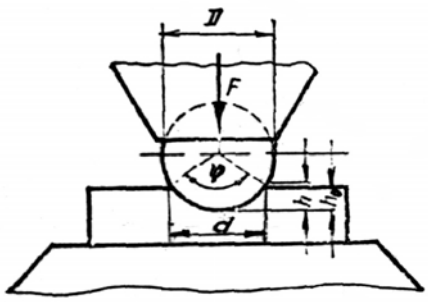
Изпитването се провежда без прекъсване, докато се скъса първата жичка на въжето или до пълното му разрушаване, като се отчитат направените колебания.

1.3.2. Изпитване на твърдост

Под твърдост на металите Н се разбира съпротивата, която те оказват при проникването на по-твърдо тяло в тях.

Твърдостта на металите се изпитва с прости съоръжения, както на специални пробни тела, така и на самите машинни елементи, без да им се нанасят чувствителни повреди. Ето защо твърдостта на металите се установява както при избор на материалите, така и през време на производството. Изпитването на твърдостта на металите и сплавите става по един от следните най-често прилагани **методи на Бринел, на Роквел и на Викерс.**

*Изпитване на твърдостта на металите по метода на Бринел***.** Използува се закалена шлифована сачма от твърда стомана, която се натиска с определена сила върху предварително подготвена гладка повърхнина на изпитвания материал (фиг.1.7).



фиг.1.7. Схема на изпитване по Бринел

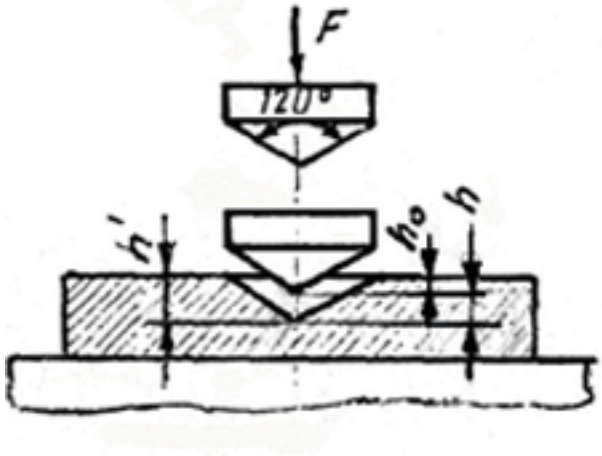
При по-мек метал оставеният отпечатък ще има по-голям диаметър d, независимо от това, че се прилага една и съща сила F . Повърхнината на отпечатъка S е част от повърхнина на сфера, т. е. $S=\frac{\pi D^2}{2}-\frac{\pi D}{2}\sqrt{D^2-d^2}$, където D е диаметърът на сачмата. Следователно за твърдостта по Бринел НВ се получава

(1.12) $$HB=\frac{F}{S}=\frac{2F}{\pi D\left(D-\sqrt{D^2-d^2}\right)}.$$

Резултатът от пробата се приема за сполучлив, ако диаметърът на отпечатъка d е по-голям от 0,2 D и по-малък от 0,6 D и ако дебелината на пробното тяло не е по-малка от D.

Използуват се три вида сачми с диаметри съответно 10, 5 и 2,5 mm. Направени са от много твърда стомана (твърдост по Бринел – НВ 6000 MPa). Товарът се увеличава равномерно и безударно. Времето за натоварване е 30 s. Силата за натоварване е различна и зависи от изпитвания материал и диаметъра на сачмата, за стомана $F = 300\ D^2$ (F, N и D, mm); за алуминиеви сплави - $F = 50\ D^2$.

*Изпитване на твърдостта на металите по метода на Роквел***.** Твърдостта HR се определя чрез дълбочината на проникване под действието на определени товари, на диамантен конус (начин А и С за твърди метали) или на стоманена сачма (начин В за меки метали) фиг.1.8



фиг.1.8. Схема на изпитване по Роквел с диамантен конус

Диамантеният конус има ъгъл на върха 120^0, а стоманената сачма – диаметър 1,59 mm ($1/16''$).

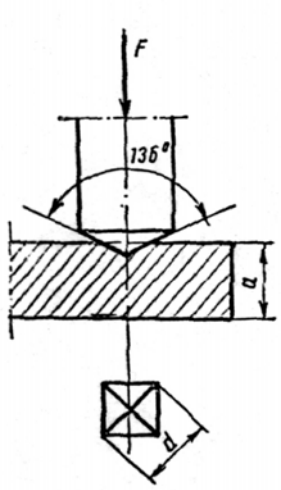
Изпитването се провежда в следната последователност.

- Притиска се конуса или сачмата върху повърхнината на пробното тяло с една предварителна сила $F_0 = 100$ N, за да се преодолее съпротивлението на повърхнината.
- Прибавя се допълнителна сила F = 1400 N при конус и 900 N при сачма и се измерва размера h'.
- Допълнителната сила F се премахва бавно до първоначалната стойност F_0 и се измерва размера h_0.

От разликата между h' и h_0 се определя твърдостта на металите по метода на Роквел. Тъй като уредите за измерването на твърдостта са снабдени с разграфени скали (А, В и С), в зависимост от материала те се нагласяват така, че отчитат направо твърдостта по Роквел. Винаги се отбелязва по коя скала е отчитано. Например HRC означава твърдост по Роквел, отчетена по скала С. По скала В се отчитат измервания от 5000 ÷ 10000 MPa по скала с – от 3000 ÷ 6700 MPa, а по скала А – от 6000 ÷ 9000 MPa.

Изпитване на твърдостта на металите по метода на Викерс. Твърдостта по метода на Викерс HV се определя, както по метода на Бринел, чрез отношението на сила и площта на

отпечатък, но силата се предава чрез диамантена четиристенна пирамида с ъгъл между двете срещуположни стени 136^0 (фиг.1.9).



фиг.1.9. Схема на изпитване по Викерс

Този ъгъл е избран с оглед получаването по Викерс твърдост да бъде същата, както по Бринел. Върху пирамидата се прилага сила със следните стойности: 50, 100, 200, 300, 500, 1200 N.

(1.13) $$HV = \frac{F}{S} = \frac{2F\sin 68^0}{d^2},$$

където $S = \frac{d^2}{2\sin\frac{136^0}{2}}$ е лицето на отпечатъка;

d - диагоналът на отпечатъка.

Натоварването се променя от 0 до F за 10s, задържа се още 10s и се отстранява.

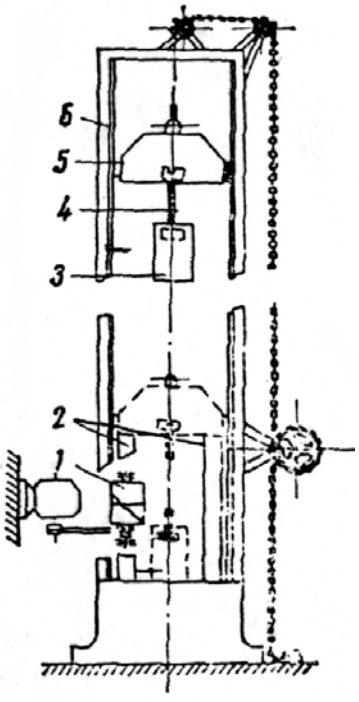
Препоръчва се методът на Викерс да се използува при HV ≥ 3000, а за HV ≤ 3000 да се прилага методът на Бринел. При всяко изпитване се правят проби с поне три пробни тела и за краен резултат се взема средноаритметичният.

.

1.3.3.Изпитване на удар.

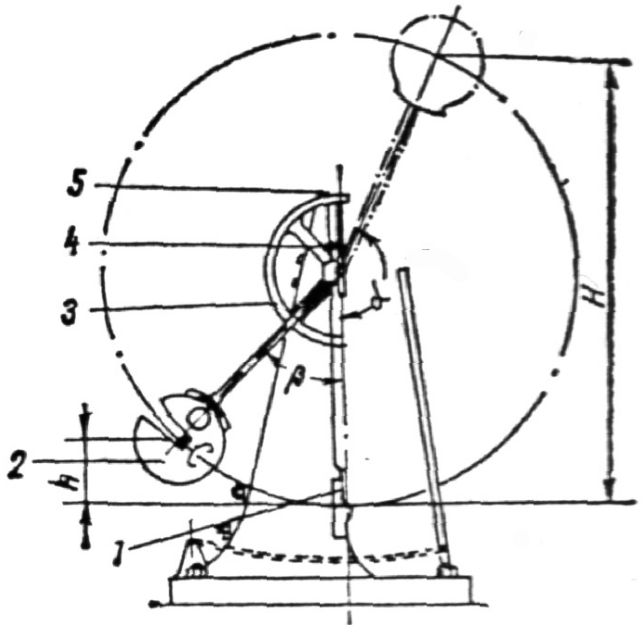
При изпитването на материалите на опън, натиск и твърдост натоварването върху пробните тела нараства постепенно. Съществуват обаче метали и сплави, които при плавно натоварване получават голямо удължение, но при удар не издържат и се разрушават. Затова при избор на материал за машинни елементи, работещи при ударни натоварвания, е необходимо да се провери и да се определи якостта на удар (жилавост) $a_к$.

Методът на изпитване зависи от вида на ударното натоварване. Ако машинния елемент е натоварен на опън, пробното тяло се изпитва с машината на Амслер (фиг.1.10).



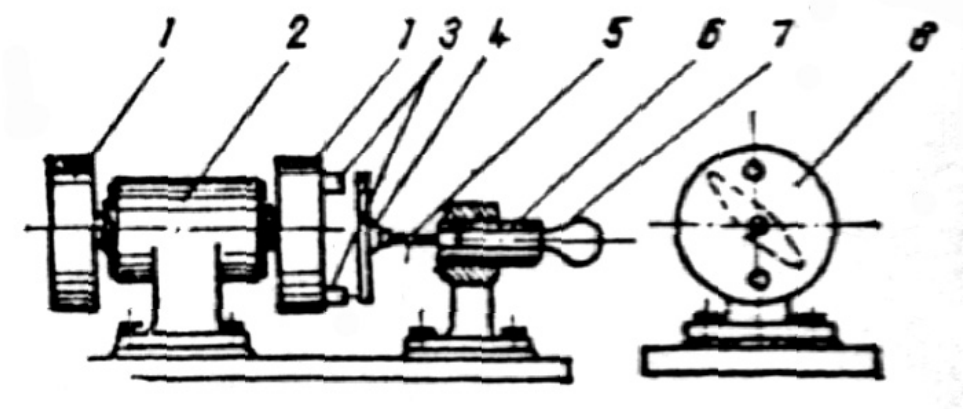
фиг.1.10. Машина на Амслер за изпитване на удар при разтегляне
1 - електродвигател; 2 - опорни стълбове; 3 - долна бабка; 4 - пробно тяло; 5 - горна бабка; 6 - направляващи

Ако натоварването е на огъване, изпитването ще стане чрез машината на Шарпи (фиг.1.11).



фиг.1.11. Машина (чук) на Шарпи
1 - пробно тяло; 2 - махало(чук); 3 - скала; 4 - стрелка; 5 - опора

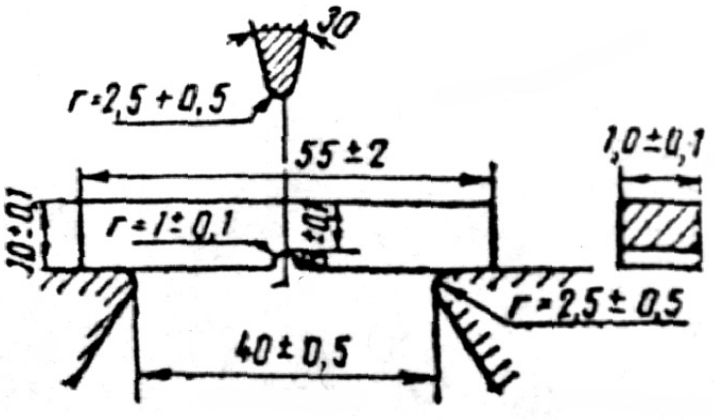
Ако натоварването е на усукване – върху специален апарат, имитиращ условията на удара при усукване (фиг.1.12).



фиг.1.12. Апарат за изпитване на удар при усукване
1 - маховици; 2 - електродвигател; 3 - подемни рамене; 4 - подемна кръстачка; 5 - пробно тяло; 6 - неподвижна опора; 7 - ръкохватка

Под понятието якост на удар $a_к$ се разбира количеството работа, необходима за разрушаване на пробно тяло, която се пада на 1 cm^2 от напречното му сечение. Колкото якостта на удар е по-голяма, толкова материалът ще се съпротивлява по-добре на ударни натоварвания..

Най-голямо разпространение е получило изпитването на удар при огъване, тъй като най-добре показва недостатъците на материала (пукнатини, металургични дефекти и раковини). Пробното тяло се разполага като греда, лежаща на две упори, върху която махалото (чука) на Шарпи нанася удар (фиг.1.13).



фиг.1.13. Пробно тяло за изпитване на удар при огъване

Според БДС 34-52 работата на удара $A_к$ се изчислява по формулата

(1.14) $A_к = Gl(\cos\beta - \cos\alpha) = G(H - h)$,

където G е тежестта на махалото; l – дължината на махалото;

α и β- ъглите на издигане на махалото преди и след счупването на пробното тяло (фиг.1.11).

1.3.4. Умора на материала

Много машинни елементи през време на работа са подложени на действието на променливи сили, които предизвикват в тях циклично променящи се напрежения. В резултат на това машинният елемент, въпреки че е изработен от жилаво-пластичен материал, се разрушава внезапно, без остатъчна деформация, т.е. както се разрушават крехките тела. При това разрушаването става при напрежение, много по-малко от разрушаващото за дадения материал.

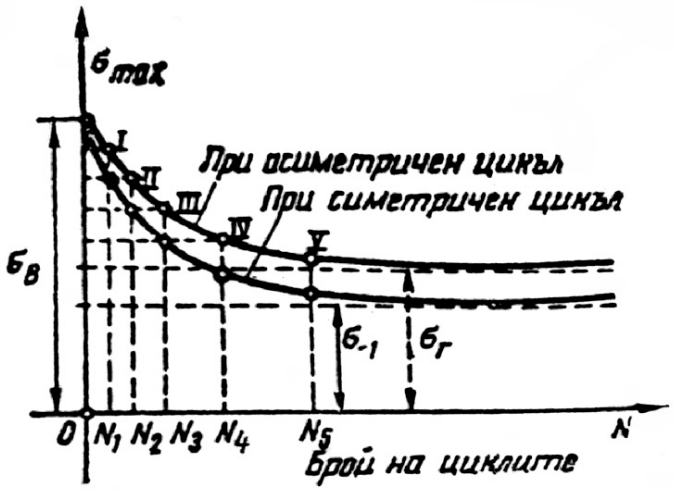
Въз основа на експериментални изследвания е доказано, че продължително действуващите променливи напрежения не изменят механичните свойства и структура на материала. Установено е, че когато тези напрежения са по-големи от границата на умора на даден материал, след известен брой цикли в него се образуват микропукнатини. Тези микропукнатини се зареждат в повърхнините, където има драскотини, рязък преход от едно сечение в друго, случайни пукнатини и др. Понякога те започват от вътрешността, където са се образували шупли. Шуплите се напукват, увеличават се постепенно, докато стигнат до повърхността или докато отслабят сечението до такава степен, че детайлът се разрушава внезапно.

Границата на якостта на умора(σ_r,τ_r) при произволен несиметричен цикъл е различен за различните стойности на средното напрежение.σ_m. Опитно е установено, че тя е най-малка, когато $\sigma_m = 0$, следователно симетричния цикъл е най-опасен. Ето защо границата на умора се определя най-често при симетричен цикъл на напрежението.σ_{-1}. При липса на данни за границата на умора при симетричен цикъл на натоварване тя може приблизително да бъде определена по следните емпирични зависимости от якостта при статичен опън: $\sigma_{-1} = 0{,}28\ \sigma_B$, $\sigma^{or}_{-1} = 0{,}4\ \sigma_B$, $\tau_{-1}=0{,}22\ \sigma_B$.

- **Изпитване на материалите на умора.** Извършва се с машини, които произвеждат променливи натоварвания (опън-натиск, огъване, усукване) със симетричен цикъл с честота от 2000 до 5000 цикъла в минута. За целта се изработват от 8 до 10 напълно еднакви пробни тела от изпитвания материал. Първото се поставя на машината и се подлага на променливо натоварване със симетричен цикъл и амплитуда $\sigma_{a1}=(0{,}5\div0{,}6)\sigma_B$. След време пробното тяло се разрушава, машината спира автоматично, а броячът е отчел брой на циклите N_1. Поставя се второто пробно тяло, но амплитудата на напрежението σ_{a2} е по-малка от σ_{a1} .Разрушаването настъпва при по-голям брой цикли ($N_2 > N_1$), Поставя се третото пробно тяло, но $\sigma_{a3} < \sigma_{a2}$ и

следователно $N_3 > N_2$ т.н., докато при определено голямо число цикли N_0, наречено б а з и с н о ч и с л о, пробното тяло не се разрушава. Опитно е установено, че ако стоманеното пробно тяло не се разруши до $N_0=10^7$ цикъла, то издържа и произволно голям брой цикли. За цветните метали се приема базисно число $N_0 = -5.10^7$ цикъла, а за леките метали -20.10^7 цикъла.

Кривата на умора на материала, построена въз основа на експеримента (фиг.1.14) се нарича крива на Вьолер.



фиг.1.14. Криви на умора на материала (Вьолер)

По абсцисната ос се нанася броят на циклите, при които са се разрушавали пробните тела, а по ординатната ос – амплитудите на съответните напрежения. *За граница на умора* на материала се приема онова напрежение, при което кривата на Вьолер става успоредна на абсцисната ос. При асиметричен цикъл границата на умора се означава със σ_r, при пулсиращия цикъл – със σ_0, а при симетричния знакопроменлив цикъл $-\sigma_{-1}$.

Със задоволителна точност криволинейният участък от графиката на кривата на умора на материала се описва чрез зависимостта

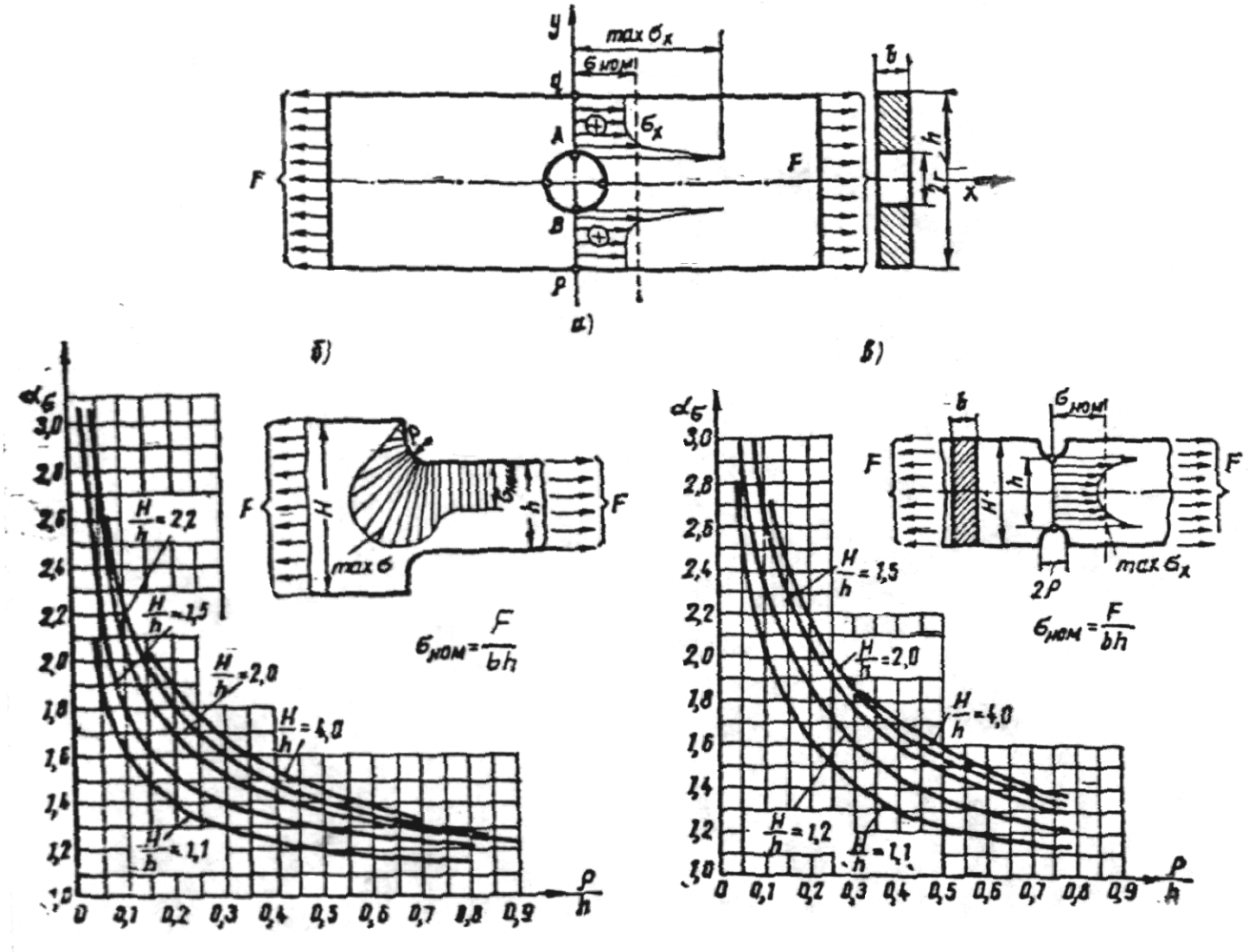
$$\sigma_i^m N_I = \sigma^n_{-1} . N_0 = \text{const}, \qquad (1.15)$$

където m е степенния показател, който зависи от напрегнатото състояние, формата на елемента, механичните характеристики на материала, термичната обработка и обикновено е в границите от 6 до 9, а при повърхностното уякчаване нараства до 18-20.

Експерименталните данни за границата на умора, получени чрез кривата на Вьолер не са окончателни, когато трябва да се използуват при конструирането на конкретен машинен елемент. Доказано е, че върху границата на умора влияят различни фактори: формата на детайла, абсолютните му размери, състоянието и свойствата на повърхностния му слой и др.

Установено е, че когато машинните елементи променят рязко формата на напречното си сечение (отвори, канали, изрези, нарязани резби и др.) в местата на промяната се концентрират напрежения, неколкократно по-големи от тези в останалата част на сечението (фиг.1.15).

Отношението на максималното напрежение max σ_x в мястото на концентрацията и номиналното напрежение $\sigma_{ном}$ в общото сечение, се нарича т е о р е т и ч е н к о е ф и ц и е н т н а к о н ц е н т р а ц и я α_σ (или α_τ при усукване).



фиг.1.15. Влияние на промяната на размерите на сечението върху материала на машинните части

(1.16) $$\propto_{\sigma} = \frac{\max \sigma_x}{\sigma_{ном}},\ \text{т.е.} \max \sigma_x == \alpha_\sigma . \sigma_{ном}.$$

Действителните максимални напрежения са по-малки от тези по уравнение (1.16) поради несъвършенствата на реалните материали. За това за критерии при определяне влиянието на концентрацията на напреженията върху якостта на умора на материалите се приема ефективният коефициент на концентрация κ_σ или κ_τ,

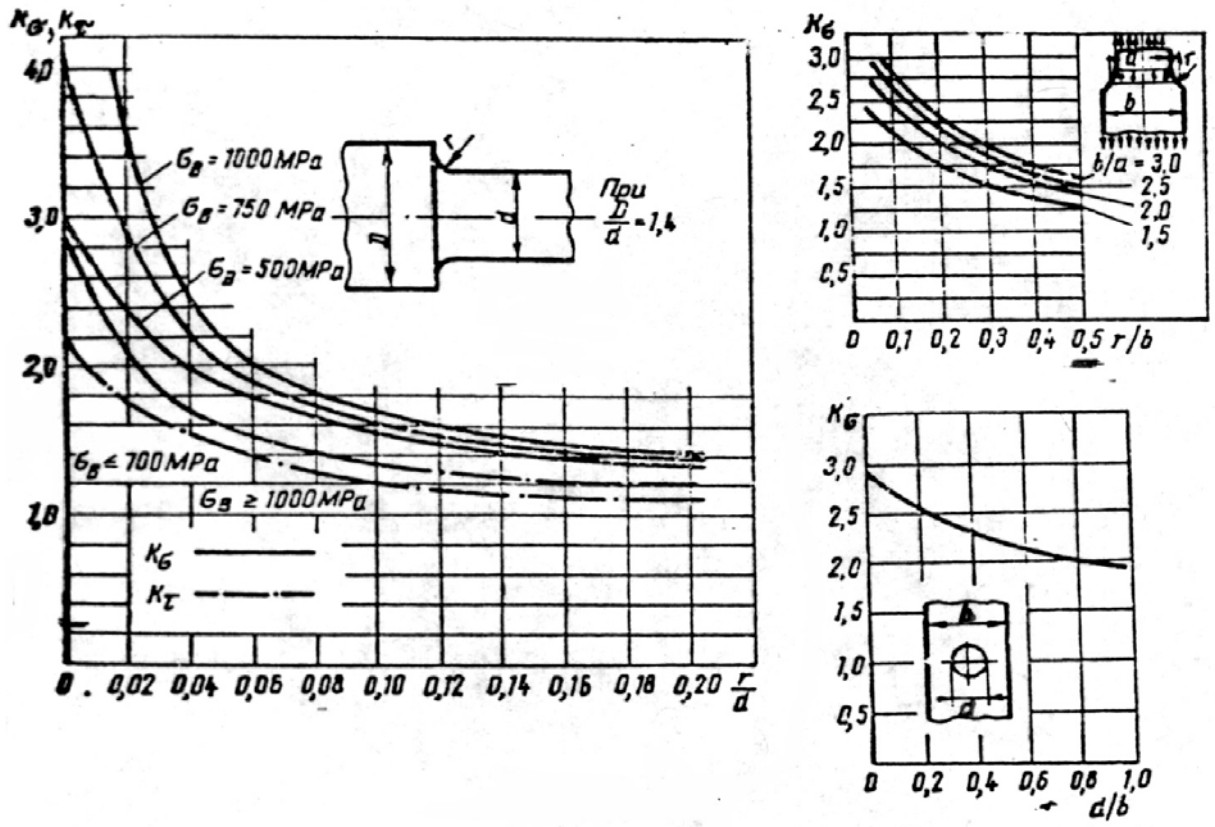
(1.17) $$\kappa_\sigma = \frac{\sigma_{гр}}{\sigma_{грк}} \quad \text{и} \quad \kappa_\sigma = \frac{\tau_{гр}}{\tau_{грк}},$$

където $\sigma_{гр}$ и $\tau_{гр}$ са граничните напрежения на пробното тяло без концентрация, $\sigma_{гр\,к}$ и $\tau_{гр\,к}$ - граничните напрежения на същото пробно тяло, но с концентрация на напрежения. Граничните напрежения могат да бъдат σ_B и τ_B, σ_S и τ_S или σ_{-1} и τ_{-1}.

Следователно при циклични натоварвания концентрацията на напрежението ще се отчита чрез ефективния коефициент на концентрация.

(1.18) $$\kappa_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1к}}, \quad \kappa_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1к}},$$

Ефективният коефициент на концентрация κ_σ се определя експериментално и се представя във вид на графика (фиг.1.16).



фиг.1.16. Графики за определяне на ефективния коефициент K_σ, K_τ

При липса на експериментални данни за κ_τ, може да се използува зависимостта между κ_τ при циклично усукване и κ_σ при циклично огъване или опън-натиск

(1.19) $$\kappa_\tau = 1 + (0{,}6 \div 0{,}8)(\kappa_\sigma - 1).$$

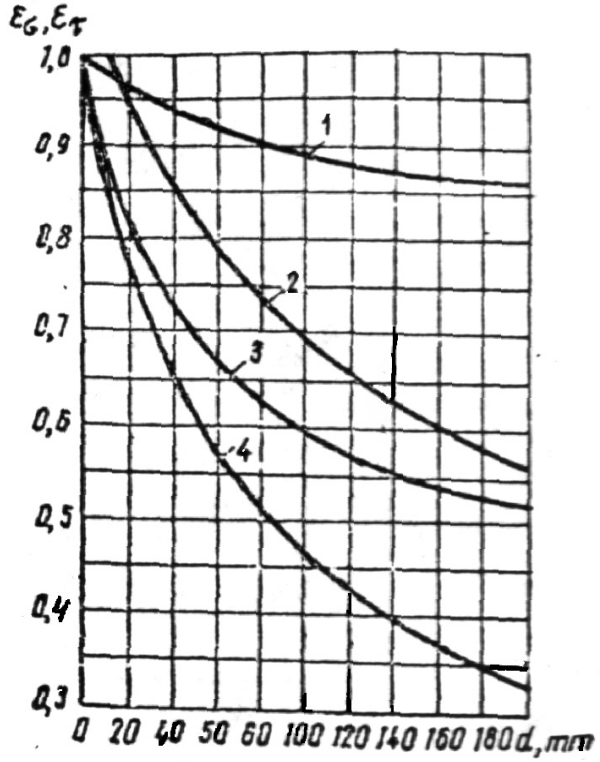
Върху границата на умора на материала влияят и абсолютните размери на машинния елемент. С нарастване на абсолютните размери расте вероятността структурните дефекти да попаднат в зоната на големите напрежения и да нарасне вероятността за образуване на пукнатини.

С нарастване на абсолютните размери на напречното сечение на пробното тяло намалява границата на умора на материала. Това намаляване се характеризира с коефициента на влияние на абсолютните размери или т. нар. м а щ а б е н к о е ф и ц и е н т ε_σ и ε_τ (фиг. 1.17).

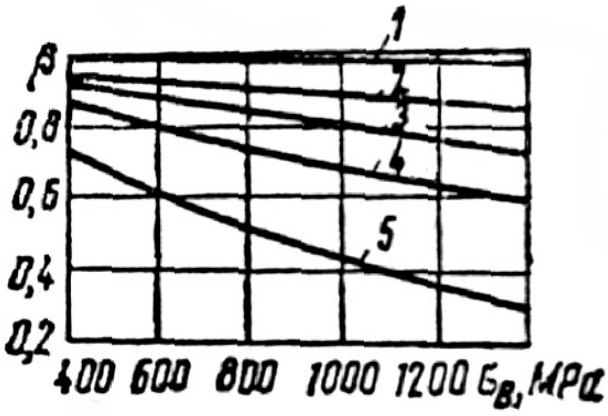
Тъй като началото на разрушаването е свързано с образуването на местни микропукнатини, върху границата на умора на материала влияе и състоянието на повърхностния слой. Отчита се чрез коефициентите β_σ и β_τ (фиг. 1.18).

При по-висока или по-ниска температура от нормалната (15 до 20^0C) някои от механичните свойства на материалите се изменят. При продължителен експериментален период с температура над нормалната е необходимо при изчисляването на машинни елементи да се отчита и явлението - пълзене на материала. Ако работната температура се изменя кратковременно, влиянието й се отчита чрез т. нар. т е м п е р а т у р е н к о е ф и ц и е н т ε_t

(1.20) $$\varepsilon_t = 1 - C_t (t^0 - 250).10^{-2},$$



фиг. 1.17. Графики за определяне на мащабните коефициенти ε_σ, ε_τ
1 - ε_σ за легирана стомана;2 - ε_σ за въглеродна стомана;
3 - ε_τ за въглеродна стомана;4 - ε_τ за сив чугун



фиг. 1.18. Графика за определяне на коефициента за качество на повърхнината β;
1 - огледално полирана; 2 - грубо полирана;
3 - финообстъргана; 4 - грубо обстъргана;
5 - с наличие на драскотини

където t^0 е температурата, ^{0}C, а коефициентът $C_{t,}$ който зависи от материала и температурата е в границите между 0,15 и 0,1 за черни метали. За цветни метали, сплави и пластмаси температурният коефициент се определя чрез формулата

(1.21) $$\varepsilon_t = 1 - C_t\,(t^0 - 20^0).10^{-2},$$

където коефициентът C_t е в границите между 0,1 и 0,6.$\frac{1}{C^0}$.

Когато машинния елемент работи при температура, по-ниска от нормалната, се повишава якостта на материала, но се намалява пластичността и якостта на удар.

Влиянието на концентрацията на напрежението, на абсолютните размери, на качеството на повърхнините и на температурата върху издръжливостта на умора на машинните елементи могат да се отчетат едновременно чрез о б о б щ е н к о е ф и ц и е н т

(1.22) $$(K_\sigma)_D = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_{\kappa.d}}, \qquad (\kappa_\tau)_D = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{-1})_{\kappa.d}}$$

където σ_{-1} и τ_{-1} са границите на умора при симетричен цикъл на опитни тела с диаметър $d_0 = 7 \div 10mm$;

$(\sigma_{-1})_{k.d}$, $(\tau_{-1})_{k.d}$ - границите на умора при симетричен цикъл за с определени размери и качество на повърхнината.

Между обобщения коефициент и частните коефициенти съществува зависимостта

(1.23) $$(\kappa_\sigma)_D = \frac{\kappa_\sigma.\varepsilon_t}{\varepsilon_\sigma.\beta_\sigma}), \qquad (\kappa_\tau)_D = \frac{\kappa_\tau.\varepsilon_t}{\varepsilon_\tau.\beta_\tau}.$$

Това означава, че кривата на умора на материала, когато има допълнителни влияния, трябва да се коригира и едва тогава да се определи границата на натоварване, свързано с умората на материала.

1.3.5. Коефициент на сигурност и допустими напрежения

Необходимият коефициент на сигурност $[n]$е критерият, чрез който се определят допустимите напрежения, и е най-малката допустима стойност на действителния коефициент на сигурност n. Следователно

(1.24) $$n \geq [n].$$

Коефициентът на сигурност се въвежда поради възможни грешки, които могат да се допуснат при определяне на големината на натоварването, поради възможни отклонения в свойствата на избрания материал, поради различната степен на отговорност на елементите в машината и т.н. Следователно необходимият коефициент на сигурност $[n]$ е произведение от частни коефициенти

(1.25) $[n] = n_1.n_2.n_3....$, всеки от които отчита само един от набелязаните фактори. В някои случаи броят им достига до 11 и повече. Най-често се използуват: n_1- коефициент, отчитащ точността при определяне на силовото натоварване на машинните елементи; при използване на точни изчислителни методи стойността му е 1, а при по-неточни – от 1,2 до 1,6; n_2 - коефициент, отчитащ еднородността на материала, от който е изработен машинният елемент; за кована и валцувана стомана стойността му е от 1,2 до 1,5, за стоманени отливки – от 1,5 до 1,8, а за чугунени отливки – от 1,5 до 2,5; n_3 - коефициент, отчитащ изисквания, характеризиращи сигурността на машинния елемент; приема се от 1 до 1,5, като по-голямата стойност е за скъпоструващи машинни елементи, или когато е необходимо да се повиши надеждността.

Диференциалните методи за определяне на коефициента на сигурност имат този недостатък, че при неблагоприятно съчетаване на частните коефициенти може да се стигне до много големи стойности за $[n]$ и до тежки и неикономични конструкции, особено при много разчленените методи с голям брой частни коефициенти.

Сега се разработват нови вероятностни методи за якостно изчисляване, които още не са намерили приложение в практиката за решаване на конкретните задачи.

Допустимите напрежения са горната граница на работните напрежения в машинните елементи. Определят се след като се изчисли необходимият коефициент на сигурност $[n]$ чрез следните формули:

(1.26) $$[\sigma] = \frac{\sigma_S}{[n]}$$ при статично натоварване на пластични материали(стомана);

(1.27) $$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{\alpha_\sigma [n]}$$ при статично натоварване на крехки материали(чугун);

(1.28) $$[\sigma]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{(\kappa_\sigma)_D [n]}, \qquad [\tau]_{-1} = \frac{\tau_{-1}}{(\kappa_\tau)_D [n]}$$ - при циклично натоварване по симетричен цикъл.

Освен чрез коефициента на сигурност и граничните напрежения данни за допустимите напрежения могат да се получат и от таблици и диаграми за различни конкретни случаи, получени по опитно статистическия път. Например в табл. 1.15 [50] са дадени допустимите напрежения за някои съветски стомани, използувани от заводи за металорежещи машини.

1.4 ТЕХНОЛОГИЧНОСТ НА МАШИННИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

Конструктивното оформяне на машинните елементи е важен етап от проектирането им, при което се изисква да се вземат предвид съображения, които засягат не само избора на материал и оразмеряването на застрашените сечения, а и по-висока техническа култура и знания.

В този етап се намесват икономически и технологични фактори. Крайната цел е машинният елемент да бъде конструиран така, че да е достатъчно як, функционален, да се изработва с малко труд на универсални металорежещи машини. Следователно технологична е конструкцията, която се изработва с минимална загуба на труд, време и средства и напълно отговаря на предназначението си.

Технологичността зависи от формата, материала и начина на изработване, от необходимата точност, грапавост на обработваните повърхнини. Детайлите се изработват чрез отливане, изковаване, щамповане, пресуване и рязане.

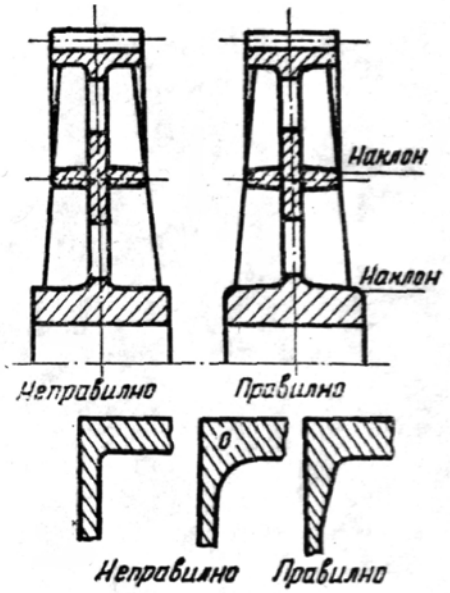
Отливането се прилага при изработване на детайли със сложна форма. Получаването на качествена отливка е свързано с големи трудности, тъй като по различни причини в нея се образуват пукнатини, шупли и вътрешни напрежения.

При проектирането е необходимо да се избират така формите на летите детайли, че да не се допуска натрупване на материал. В противен случай отливката изстива неравномерно и се появяват шупли. Равномерната дебелина на стените е основно технологично изискване при проектиране на отливка. Ако това е невъзможно, тогава се осигурява плавен преход от дебелата към тънката стена (фиг.1.19).

За малки отливки от сив чугун дебелината на стената се допуска да е 3-5 mm, за средно големи – 8-12 mm, а за големи – 12-15 mm.

Отливки със сложна форма могат да се опростят, като се изработят от отделни части и се сглобят. Изискванията за простота на формата са особено важни за отливки от стомана и ковък чугун, тъй като отливането на тези материали е много по-трудно от това на сивия чугун.

За удобство при изваждането на модела от леярската форма, без да се разрушат стените й, е необходимо да се предвижда л е я р с к и н а к л о н. В зависимост от височината на стената наклонът е от 1/5 до 1/10 (фиг.1.19).



фиг.1.19. Леярски наклон на оливки и преходи от тънки към дебели стени

С усъвършенстването на заваръчната техника летите части отстъпват все повече на заварените, особено при единичното производство. Якостните свойства на една заварена конструкция зависят от якостта на материала, от качеството на заваръчните шевове и от умението на конструктора да й даде подходяща за заваряване форма.

Детайлите, получени чрез *коване,* се характеризират с голяма плътност и якост в сравнение с отливките, тъй като и при ковaнето, и при щамповането изделието се получава чрез натиск. Ковaнето на машинни елементи със сложна форма е много скъп технологичен процес, затова се прилага само в случаите, когато машинните елементи са с проста форма и се изисква голяма якост.

Детайлите, получени чрез *щамповане,* заменят кованите в масовото и серийно производство. Този процес е икономически изгоден и също чрез него могат да се получат детайли със сложна форма и с по-голяма точност.

Обикновено точността на размера и класът на чистота на работната повърхнина на машинните елементи, изработени чрез един от описаните начини, се оказват недостатъчни. Такива полупродукти се наричат *полуфабрикати* или *заготовки*. За да могат заготовките да станат машинни елементи, готови за сглобяване, те трябва да се подложат на механична обработка, т.е. на обработка чрез *рязане* от металорежещи машини. Допускат се изключения за студенощамповани и ляти в кокили машинни елементи. Най-често се прилагат следните видове обработки:

а) **стругoване** на универсални или каруселни стругове и автомати, пригодени за обработка на цилиндрични, конусни, плоски (ограничени от кръгли контури) повърхнини, дълбаене и нарязване на резби;

б) **фрезоване** на плоскости и фасонирани повърхнини, а така също резби и зъби на зъбни колела;

в) **пробиване** (свредлене), зенкероване на отвори;

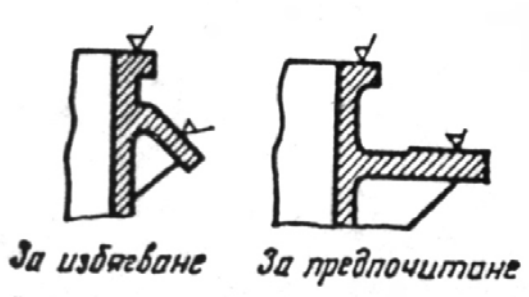
г) **разстъргване** на плоскости, издълбаване на канали за зъби;

д) **протегляне** външно и вътрешно;

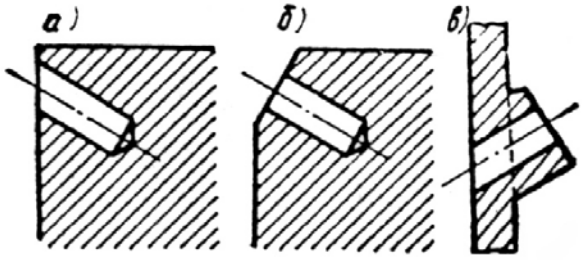
е) **шлифоване** на плоскости, цилиндрични повърхнини, а с помощта на специални машини – и на зъби. Шлифоването се прилага за обработване на много твърди материали и осигурява най-висока точност на формата и минимална грапавост на повърхнината в сравнение с описаните обработки, но отстъпва на струговането и фрезоването по отношение на производителност. Струговането и фрезоването се прилага обикновена до твърдост НВ 3500 МРа.

За окончателно достигане до размера и получаване на на-малка грапавост на повърхнината се прилагат различни операции: *притриване, хонинговане, полиране и др*.

Когато машинните елементи се изработват на универсални металорежещи машини, е необходима да се има предвид следните препоръки: най-подходящи са ротационните обработвани повърхнини; броят на различните промени във формата (диаметри, стъпала) да бъде минимален; с едно закрепване да се обработват няколко повърхнини и по възможност едновременно; формата на елементите да бъде такава, че последната операция да е отрязване; да се избягват наклонени обработвани повърхнини (фиг.1.20), а също пробиване на отвори под наклон (фиг.1.21). Ако това се налага, външната повърхнина на стената се скосява перпендикулярно на оста на отвора, така че върхът на свредлото да не се плъзга при започване на пробиването (фиг.1.21в).

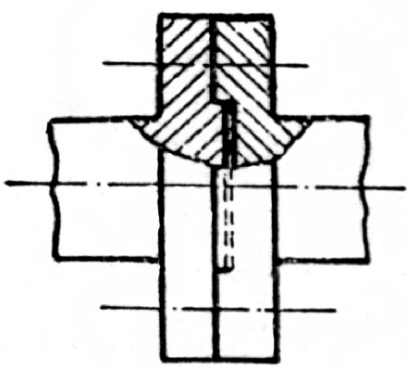


фиг.1.20. Избягване на наклонени повърхнини

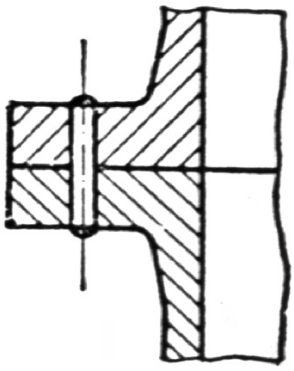


фиг.1.21. Пробиване на отвори под наклон

Когато се свързват съосни машинни елементи, за да се центроват правилно при сглобяването им, се предвиждат центроващи издатъци и впадини, които влизат едни в други (фиг.1.22) или специални центроващи машинни елементи, например (фиг.1.23).



фиг.1.22. Центроване на ротационни машинни елементи



фиг.1.23. Центроване чрез щифт

При сглобяването на два машинни елементи едновременното допиране по две или повече успоредни повърхнини е погрешно, защото трудно може да се осъществи на практика и изисква голяма точност при обработването на детайла.

Двойно пасване има и когато машинните елементи трябва да лежат едновременно по две конусни повърхнини или по конусна и челна повърхнина. Тези случаи също трябва да се избягват.

При производството на машиностроителни изделия един от заключителните етапи е *сглобяването.* Сложността на тази операция зависи от това доколко е премислена последователността на монтажа от конструктора. До голяма степен именно от монтажа зависи постигането на зададеното качество на изделията. За ускоряване на сглобяването, машината се разчленява на *комплекти, под комплекти и възли*, сглобявани предварително и независимо. Следователно, от гледна точка на сглобяването елементите на машината са не само детайлите й, но и възлите, образувани от тях.

Отделните възли често са изградени от по-малки възли, които от своя страна също включват детайли и още по-малки възли и т.н. Възел, който се включва направо в изделието, се нарича *група,* а ако е в състава на дадена група, се нарича *подгрупа.* Детайлът, с който започва сглобяването на изделието се нарича *базов*. Следователно във всяко машиностроително изделие има един базов детайл и базови детайли на всички негови групи и подгрупи.

Независимо дали се сглобява подгрупа, група или възел, необходимо е да се осигури достатъчна точност на относителното им положение в готовото изделие или в междинните възли. Най-често машинните елементи, образуващи възел се допират или по цилиндрична (конична, сферична) повърхнина, или по плоскост. В първия случай затворената повърхнина осигурява свързване без помощта на трети детайл, тъй като тя може да изпълнява функцията на осигурител на връзката. Положението на тези повърхнини се определя напълно от положението на геометричните им оси на симетрия. Поради това съответните осови линии служат за *база на размерите*, които определят взаимното положение на тези машинни елементи.

В случаите, когато допирането става по плоскост, за осъществяване на съединение е необходимо най-малко един допълнителен детайл, (например – винт), който да притиска свързваните елементи един към друг, тъй като плоскостта не осигурява функцията – осигурител на връзката. В този случай база за отчитане на размерите става самата плоскост на допиране.

Точките, осовите линии и повърхнините, взаимното положение на които влияе на кинематиката и работоспособността на машините, се нарича *конструкторска база*.

Допирните повърхнини на съседни машинни елементи се наричат монтажна база на елементите. Една от основните монтажни бази на най-големите детайли на машината (преди всичко рамата на корпуса), които са базови се определя за *главна монтажна база*, от която се определят размери до монтажните и конструкторските бази на всички възли и основни детайли.

Повърхнините за закрепване на детайл за обработване върху машината се наричат *технологични бази*. При конструиране на машинни елементи е важно така да се избират базовите повърхнини, че ако е възможно да се обединят монтажните и технологичните бази [1].

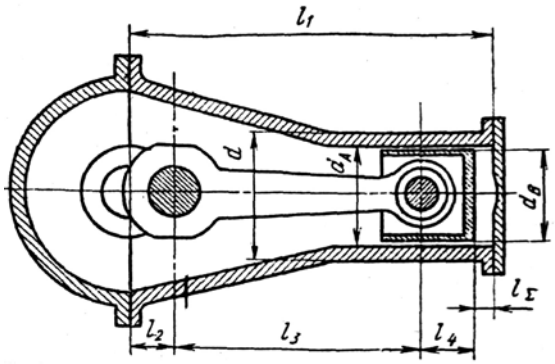
1.5. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТ И СТАНДАРТИЗАЦИЯ

Проблемите за технологичност на изделията показват, че още при проектирането им е необходимо да се прави и размерен анализ, за да се осигури подходящо разположение на повърхнините на детайлите, необходимата точност на размерите, икономичност при обработването и сглобяването на детайлите, необходима точност на измерването, съобразно с допуските на контролираните параметри.

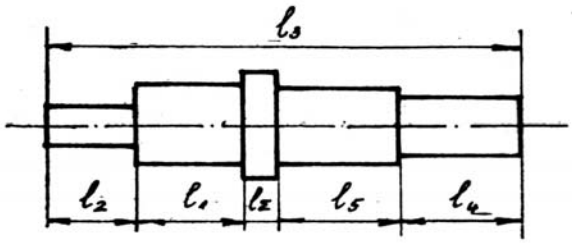
Решаването на тези задачи става с помощта на теорията на размерните вериги и съобразно с БДС.

Например, както се вижда от фиг.1.24 височината l_Σ на работната камера на буталния компресор зависи от означените на фигурата размери:

(1.29) $$l_\Sigma = l_1 - (l_2 + l_3 + l_4).$$



фиг.1.24. Схема на бутален компресор



фиг.1.25. Размерна верига на детайл
ℓ_Σ - затварящо звено

Такава съвкупност от линейни размери $l_\Sigma, l_1, l_2, l_3 .....$, разположени в определена последователност по затворен контур, които определят взаимното разположение на повърхнините (или осите) на един или няколко детайла, се наричат *размерна верига*.

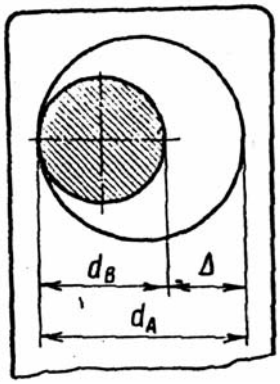
Съществуват два вида размерни вериги: известната от техническото чертане *детайлна верига*, която включва размерите само на един детайл, като например този на фиг.1.25 и монтажни вериги, образувани от размерите на различни детайли от даден възел или изделие.

Всички размери в размерната верига се наричат *размерни звена*. Звеното от веригата, например l_Σ, което има важно значение за качеството на сглобената единица (фиг.1.24) или на изделието (фиг.1.25) се нарича *изходно*. Когато изходното звено се получава последно при обработването, сглобяването или при измерването се нарича и *затварящо звено*. То съществува само в сглобената единица. Всички други звена от размерната верига са *съставни.*

Съставните звена се подразделят на *увеличаващи* - влизат в дясната страна на у-ние (1.29) със знак плюс, и *намаляващи* – със знак минус. Ако нарасне увеличаващ се размер, затварящото звено нараства, а ако нарасне намаляващ се размер – намалява.

Размерите на звената от размерната верига до известна степен се различават от предписаните в резултат на грешки при изработването им. Следователно, в разгледаният пример на фиг.1.24, събраните възли ще се различават помежду си по големината на затварящото звено.

Прекалено големи колебания на тази величина са недопустими, тъй като това може да направи изделието неработоспособно. Например, при малък l_{Σ} може да се повреди капакът на цилиндъра, а при много голям – се понижава производителността на компресора.



фиг.1.26. Напречно сечение на цилиндъра на буталния компресор (фиг.1.24)

При напречното сечение на цилиндъра на компресора (фиг.1.26) диаметралната хлабина Δ между вътрешната повърхнина на цилиндъра и буталото се определя от

(1.30) $$\Delta = d_A - d_B .$$

В този случай – при загряване, много малката диаметрална хлабина Δ, ще предизвика заклинване на буталото в цилиндъра, а при много голяма хлабина Δ - недопустимо ще нарасне пропускането на въздух край буталото.

За да не се допускат описаните крайности свързаните размери на детайлите, които влияят на големината на затварящото звено, се изработват с необходима точност, която осигурява възможност за монтаж без допълнителни доработвания. Това означава, че всички детайли са подходящи за монтаж в кой и да е възел, т.е. всички едноименни детайли стават *взаимозаменяеми.*

От съдържанието на технологичните задачи при сглобяването се вижда, че проблемът е по-широк и се отнася, както до линейните размери, така и до размери – ъгли. Следователно в едно изделие съществуват не само размерни вериги с линейни размери, но и размерни вериги с ъглови размери, а при сглобяването му се постига точността на няколко (различни) затварящи звена. Поради тази сложност се използуват пет различни метода за постигане на точността на затварящото звено.

Метод на пълната взаимозаменяемост. Изисква се допускът на затварящото звено на размерната верига да бъде равен на сумата от допуските на съставните й звена. Този метод е най-често икономически неизгоден.

Метод на непълна взаимозаменяемост. При прилагането му се поема риск в известен малък процент от сглобените изделия грешките на затварящото звено да се получат извън допустимите граници. В замяна на това допуските на съответните звена се разширяват, при което обработването на детайлите се опростява и поевтинява. Изделията, чиято точност не отговаря на зададената, се поправят допълнително по други методи.

Метод на груповата взаимозаменяемост. Всяко от съставните звена в размерната верига се сглобява с точност, която е изгодна; всички съставни звена се сортират според

размерите си на еднакъв брой групи (η); при всяко звено допускът на една група е 1/η част от допуска за обработването му, т.е. това е допускът, с който звеното отива за сглобяване; помежду си се сглобяват само детайли от съответстващи се групи, т.е. от групи, чийто размери осигуряват необходимата точност на затварящото звено. Този метод е удобен за размерни вериги с малък брой (две до четири) съставни звена.

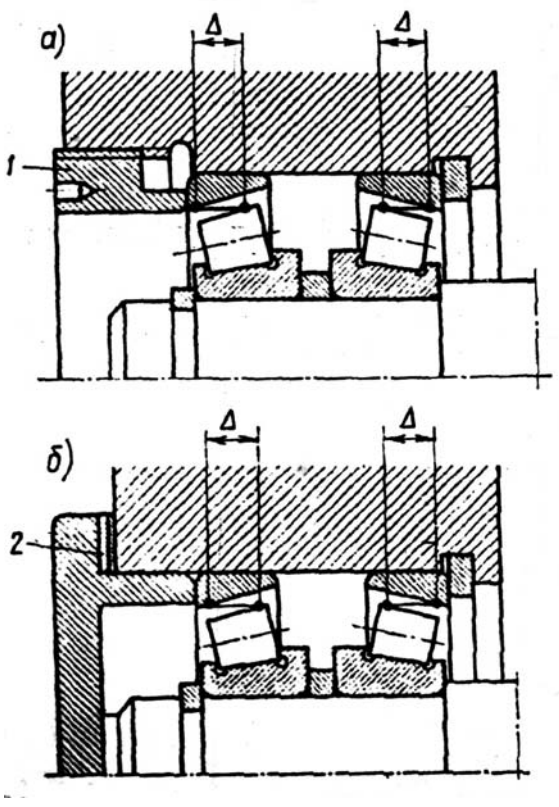
Метод на нагаждането. Зададената точност на затварящото звено се постига чрез изменяне големината на едно предварително определено съставно звено, наречено компенсиращо.

Метод на регулирането. Аналогичен е на метода на нагаждането. Зададената точност на затварящото звено също се постига с помощта на компенсиращо звено, но без снемане на материал от него (фиг.1.27).

На фиг.1.27-а, големината на осовата хлабина Δ в конусните лагери се регулира чрез винта 1, а на фиг.1.27-б – чрез избор на пакет от регулиращи пластини 2 с необходимата дебелина.

Много важно е предвиденото конструктивно решение за регулиране да бъде просто и да не усложнява сглобяването. Освен това регулирането на един размер не трябва да влияе на големината на другите важни за работа и монтаж размери.

Като се има предвид изложеното в глава 9 на |20|, т.е. като се има предвид, че и терминологията за допуските и сглобките е известна, по-нататък ще бъдат изложени накратко основните принципи на взаимозаменяемост на резбови цилиндрични съединения, на гладки конусни съединения и на шпонкови и шлицови съединения.



фиг.1.27. Метод на регулиране на осовата хлабина на търкалящите лагери
а - регулиране чрез винта 1 ;б - регулиране чрез пластини 2

Метрична резба. Основният монтажен параметър на метричната резба е средният диаметър. Той определя взаимното разположение на профилите на винта и гайката. Допуските на вътрешния и външния диаметър са разположени така, че винаги гарантират хлабина.

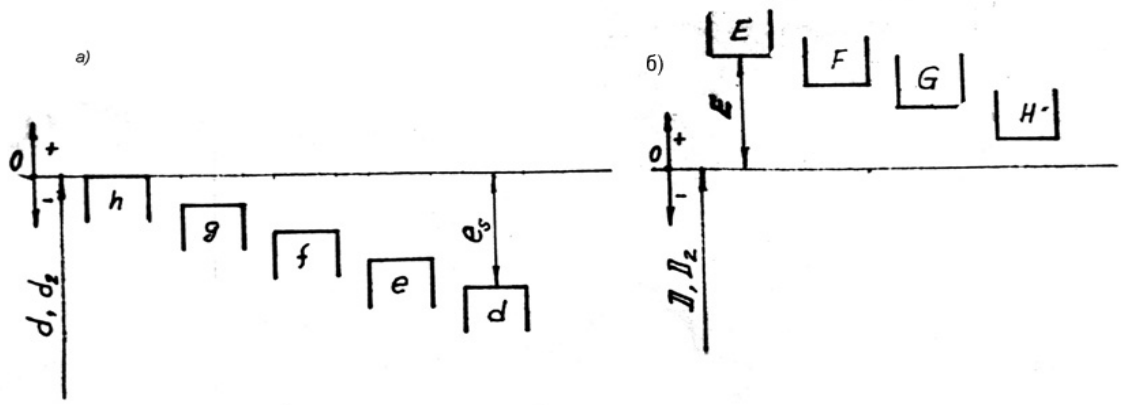
Съгласно БДС 150 6410 за метрична резба са регламентирани: подвижни сглобки, сглобки с гарантирана стегнатост и преходни сглобки.

Подвижните сглобки са регламентирани за диаметри от 1 до 600mm. Предвидена е свободно плъзгаща сглобка (за скрепителни резби) и няколко подвижни сглобки с гарантирана хлабина. Разположението на допусковите полета на параметрите на резбата (d и d_2 - на винта и Д и $Д_2$ – на гайката) се определя от пет основни отклонения h, g, f, e и d – за винта и четири основни отклонения E, F, G и H – за гайката (фиг.1.28).

Означенията на допусковите полета се образуват от степените на точност и основите отклонения, които стоят след степените на точност, например 5h, 4g, 6H и т. н.

Допуските на параметрите на метричната резба при подвижните сглобки се означават в чертежите чрез допусковите полета на съответните параметри, които се нанасят след означенията на резбата. В работния чертеж на винта се дава допусковото поле на средния диаметър, което стои на първо място, и допусковото поле на външния диаметър, което стои на второ място, например M14-6h5h, M20-6e5e и т. н. Ако двата параметъра имат еднакво допусково поле, то се нанася само веднъж: M14-6h, M20-6e и т.н.

За работният чертеж на гайката се дава допусковото поле на средния диаметър – на първо място, и допусковото поле на вътрешния диаметър – на второ място, например: M14-6H5H, M20-6E5E и т. н.При съвпадение на допусковите полета, както при винта, се нанасят само веднъж.



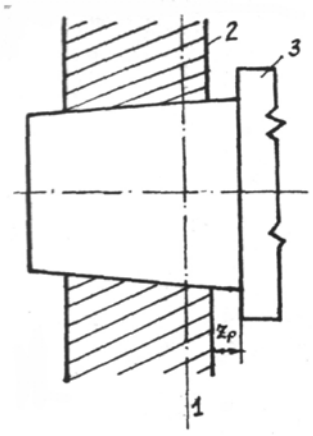
фиг.1.28. Основни отклонения на диаметрите
а - на болта; б - на гайката

Сглобките се дават във вид на дроб с наклонена черта, като в числителя се означават допусковите полета на параметрите на гайката, а в знаменателя – на винта, например: M14-6H/6h.

Сглобки със стегнатост (пресови сглобки) обхващат метрични резби с диаметри от 5 до 45 mm и стъпки от 0,8 до 3 mm. Осигуряват гарантирана стегнатост по средния диаметър на резбата и се предписват най-често при сглобяване на резови шпилки в корпусните детайли на машините. В стандарта са дадени препоръки за комбиниране на съответните допускови полета в сглобки в зависимост от материала на сглобяваните детайли.

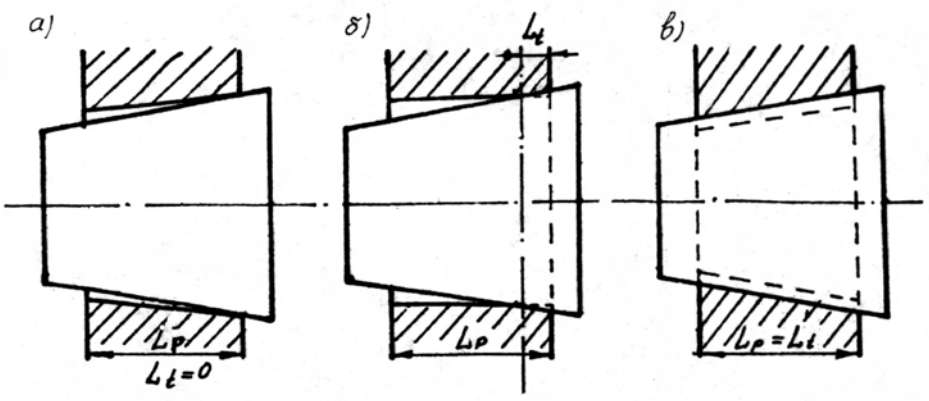
Преходни сглобки се предвиждат само в системата основен отвор. Имат предназначението на пресовите сглобки, но стегността по средния диаметър е по-малка, поради което се предписват при по-леки режими на работа на резбовото съединение. Означаването им не се различава от това на сглобките с хлабина.

- **Конусно съединение.** Това е съединение между вътрешен и външен конус с еднакъв номинален ъгъл (или с еднаква конусност) (фиг.1.29) – БДС 190 6410.



фиг.1.29. Сглобяване на конуси
1 - основни равнини на конусите; 2 и 3 - базови повърхнини

Конусната сглобка е характеристика на конусното съединение. Определя си от разликите между диаметрите на вътрешния и външния конус преди сглобяването в напречните им сечения, които съвпадат след фиксиране на взаимното им осово положение. Разстоянието между базовите равнини на вътрешния и външния конус Zp е *базоразстояние* на конусното съединение. Дължината на припокриване на сглобените конуси в осово направление L_p е *дължината на конусното съединение*, а дължината на допиране без хлабина на конусните повърхнини на сглобените конуси в осово направление L_t е *дължина на контакта* (фиг.1.30).



фиг.1.30. Дължина на конусното разстояние $\left(L_\rho\right)$ и на контакта $\left(L_t\right)$

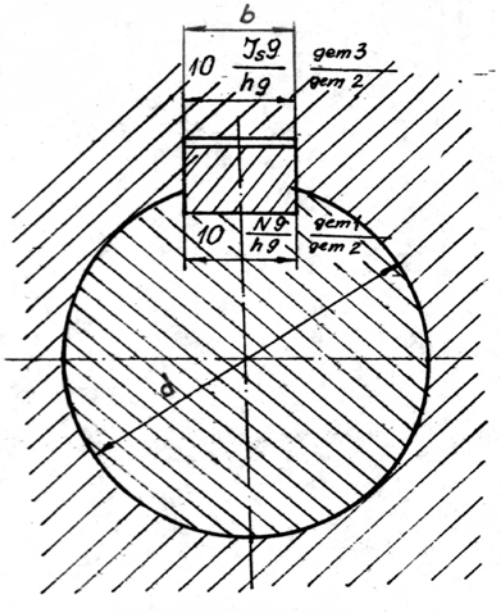
Възможните видове сглобки са : с хлабина (подвижни сглобки), със стегнатост (пресови сглобки) и с вероятна хлабина или стегнатост (преходни сглобки).

Подвижните сглобки се предписват, когато съединението изпълнява функцията на плъзгащ лагер или служи за изолиране на две среди. В първият случай радиалната хлабина съответствува на сглобките за плъзгащи лагери в гладките цилиндрични съединения I20I, а във втория – на сглобката с нулева минимална хлабина. Номиналната конусност на съединението при подвижните сглобки се приема от 1 : 0,289 (α = 8°10'16").

Преходните сглобки са установъчни или плътни Установъчните се прилагат, когато при експлоатация е наложително бързо и често сглобяване и разглобяване – например режещите инструменти с конусни опашки, като свредла, зенкери, райбери. Стегнатостта се създава чрез притискане или затягане с резба на външния конус спрямо вътрешния. Конусността е от 1:7 до 1:20. Плътните сглобки гарантират точно центроване и се прилагат, когато не се налага често сглобяване и разглобяване. За да се осигури самозаклинване конусността е от 1:30 до 1:50.

Допуски на ъгли на конуси и на ъглови размери се регламентират от БДС 3952-72, на диаметрите на конусите – от БДС 15611-82 и БДС 14388-77, а на формата на конусите – БДС 5634-79.

- **Шпонкови съединения.** Допуските и сглобките им са регламентирани от БДС z.401-81. Основен параметър на шпонковото съединение е размерът b (фиг.1.31), който е широчината на шпонката и широчината на каналите в главината и вала.



фиг.1.31. Означаване на сглобките на шпонковите съединения

Допусковите полета на този размер, както и на другите параметри на шпонковите съединения са от БДС за гладки изделия. За широчината на шпонката е предвидено едно допусково поле - h9, а за широчината на канала във вала – три допускови полета: H9,N9 и P9. За широчината на канала в главината също са предвидени три допускови полета: Д9, J_S9 и P9.

Чрез подходящо комбиниране на допусковите полета се препоръчват три вида съединения:

а) ***свободно*** – осигурява се от комбинациите: H9/h9 – между канала на вала и шпонката, и Д9/h9 – плътно между канала на главината и шпонката;

б) ***нормално*** – осигурява се от комбинацията: N9/h9 неподвижно между канала във вала и шпонката, и J_S/h9- плътно между канала в главината и шпонката.

в) ***плътно*** – осъществява се чрез сглобката P9/h9 – както между вала и шпонката, така и между главината и шпонката.

Първият вид се прилага, когато шпонковото съединение трябва да осигурява само ъглово центроване между главината и вала с възможност за често сглобяване и разглобяване (например – сменни зъбни колела). Вторият и третият вид се предписват, когато шпонковото съединение предава значителен въртящ момент и работи в условията на трептения или пулсиращи натоварвания I 21 I.

- **Правостенни шлицови съединения.** Регламентирани са от БДС EN ISO 6413 и са възможни три начина на центроване на главината спрямо вала:

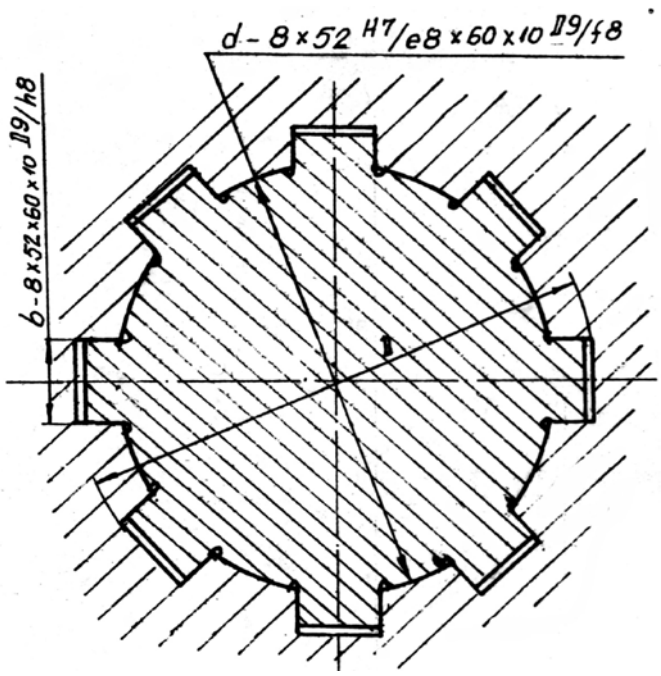
а) по вътрешната цилиндрична повърхнина с диаметър d;

б) по външната цилиндрична повърхнина с диаметър Д;

в) по страните на профила на шлицовете с размер b.

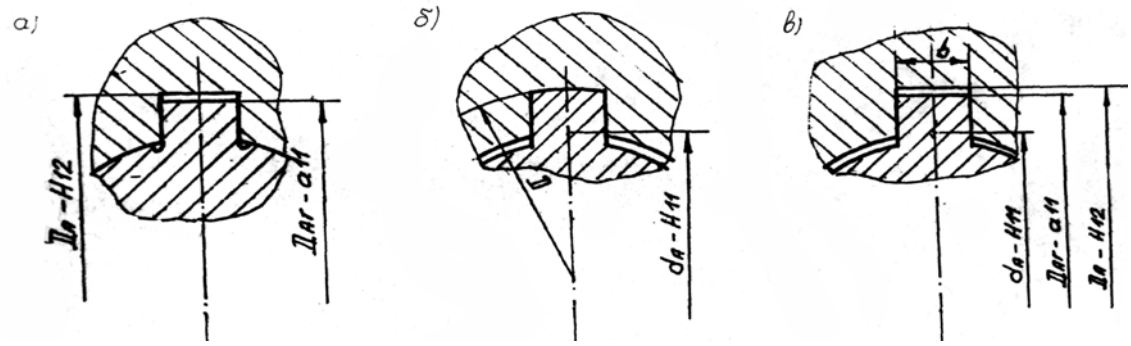
Допуските и сглобките по центровачните диаметри d и D и по страните на профила b са разработени само в системата основен отвор. При това не се допуска стегнатост по страните на профила.

При центроването по d сглобки се предписват по d и b, при центроване по D – по D и b,а при центроване по 0 – само по b (фиг.1.32).



фиг.1.32. Означаване на сглобките на правостенни шлицови съединения

Допусковите полета на нецентроващите повърхнини са дадени на фиг.1.33.



фиг.1.33. Допускови полета на диаметрите на нецентроващи повърхнини
а - при центроване по d; б - при центроване по D; в- при центроване по b

В стандарта са предвидени комбинации от допускови полета (сглобки) между съответните присъединителни повърхнини на шлицовия вал и отвор при трите вида центроване с оглед да се получи подвижно или неподвижно съединение. Някои от комбинациите са препоръчителни.

Означаването на шлицовите валове и отвори в чертежите трябва да съдържа:

- символ на параметъра, по който става центроването;
- брой на зъбите (шлицовете) Z и номиналните стойности на параметрите d, D и b;
- символи на допускови полета или на сглобките на съответните параметри.

Допуска се в означаването да не се посочват допусковите полета на нецентроващите повърхнини I 21 I.

- **Стандартизация на машинните елементи и възли.** Стандартизацията е научно-техническа и икономическа дейност за утвърждаване на възможния най-малък брой, най-изгодни за стопанството технически решения на повтарящи се случаи. Тя има голямо значение за повишаване на качеството и производителността на процесите за изработване на машинните елементи и възли.

- **Стандартизацията включва:**

- Унификация – разновидност на стандартизацията, чрез която се уеднаквяват техническите характеристики на детайлите, възлите и изделията;

- Типизация – метод, чрез който се намалява броят на типоразмерите и марките на машинните елементи;

- Агрегатиране - метод, за по-бързо и икономично създаване на нови модифицирани машини, като се използуват подходящи агрегатни единици от конструирани вече машини. Агрегатната единица е възел или детайл, който се монтира в изделието в различен брой и комбинации. Тази единица трябва да може да се замени напълно по всички експлоатационни показатели и по присъединителни размери.

Документите, с които се въвежда стандартизацията, се наричат *стандарти.* В тях са определени типът, размерите, техническите изисквания, качествените показатели и др.

Стандартите могат да бъдат международни, държавни отраслови и заводски. Когато стандартът обхваща отрасъл или завод, се нарича отраслова или заводска нормала.

Българските държавни стандарти обхващат машинни елементи: скрепителни елементи (винтове, гайки, шайби, нитове и др.), шпонкови и шлоцови съединения, търкалящи лагери, елементи на зъбните предавки, диаметри на валовете, някои основни видове съединители и др.

Наличието на стандартни машинни елементи и възли улеснява работата на конструктора, като намалява времето и труда при проектирането на машините.

Р А З Д Е Л В Т О Р И

1. СЪЕДИНЕНИЯ

Свързването на два и повече машинни елементи се нарича **с ъ е д и н е н и е.** То се осъществява чрез различни конструктивни и технологични средства. В зависимост от това, дали разединяването става, без да се повреждат свързваните елементи или пък се разрушават в мястото на свързването им, съединенията биват: **неразглобяеми** и **разглобяеми.**

Към *неразглобяемите съединения* спадат онези, чиито връзки са осъществени чрез заваряване, сплояване, залепване или занитване. Разглобяването на така свързаните части е възможно едва след повреждане на един от елементите на съединението. За да се свържат отново, необходимо е допълнително обработване – райбероване на отворите за нитове или подготовка на ръба на частите на заваряване.

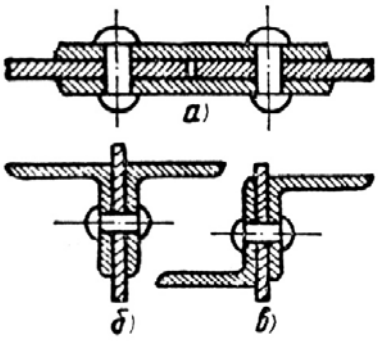
Разглобяемите съединения се образуват чрез шпонки, щифтове, винтове и др. Елементите се свързват и разделят многократно без разрушаване или допълнително обработване, както на свързаните части, така и на елемента, с който се образува съединението.

Съединенията с гарантирана стегнатост в повечето случаи се проектират като неразглобяеми. Разглобяването може да предизвиква повреди на контактните повърхнини и отслабване на стегнатостта. В някои случаи, например при малка стегнатост (пръстен на търкалящ лагер) тези съединения могат да се създават или разединяват многократно, тъй като повредите са незначителни даже при многократна смяна на лагери.

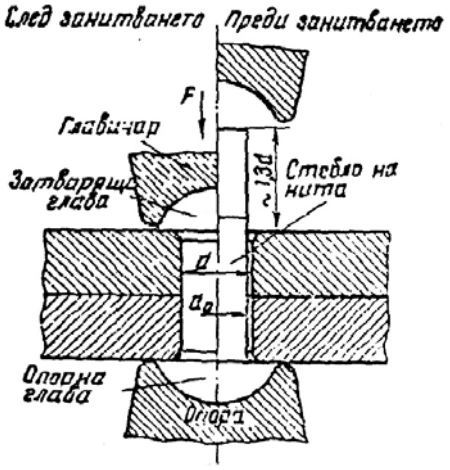
2. НИТОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

2.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ

Нитовите съединения спадат към групата на неразглобяемите съединения, при които елементите могат да се разделят чрез разрушаване. Чрез тях се свързват два или повече ламаринени листове или ленти, валцувани профили или машинни елементи (фиг.2.1).



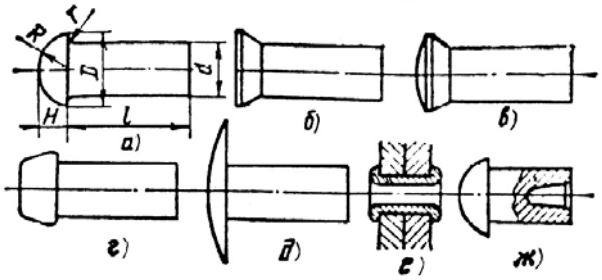
фиг.2.1 Нитови съединения
а - свързване на листове; б - свързване на валцовани профили.



фиг.2.2. Оформяне на затварящата глава на нита

➢ ***Нит*** *– това е цилиндричен елемент, в единия край на който е оформена опорна глава, а в процеса на занитването другият му край се оформя в затваряща глава* (фиг.2.2).

Формата и размерите на нитовете са стандартизирани. На фиг.2.3 са показани по-често използуваните стандартни видове нитове.

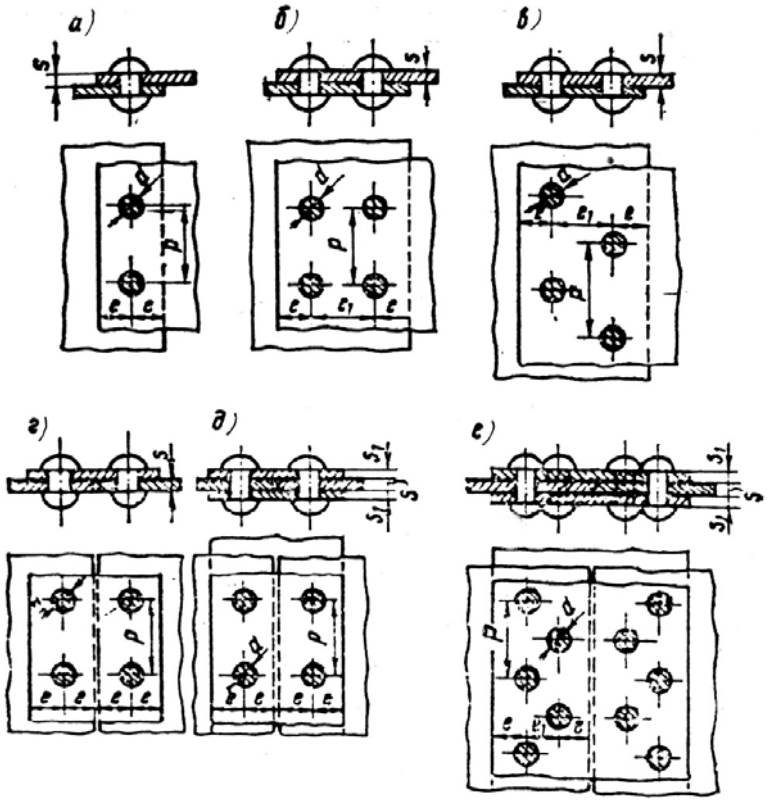


фиг.2.3. Видове нитове

Избират се в зависимост от предназначението на нитовия шев: с полукръгла глава (фиг.2.3 *а*); със скрита глава (фиг.2.3 *б*) – с полускрита глава (фиг.2.3 *в*); с плоско-конусна глава (фиг.2.3 *г*) с полукръгла ниска глава (фиг.2.3 *д*); тръбен нит (за леко натоварени нитови шевове) (фиг.2.3 *е*); експлозивни нитове (фиг.2.3 *ж*), когато няма възможност за оформяне на затваряща глава.

Нитовете се изработват от пластичен материал, еднороден с материала на свързваните детайли. Най-подходящи материали са <u>въглеродните стомани</u> АСт2, АСт3, стомани 10 и 15. В някои случаи се употребяват <u>нисколегирани стомани</u>, например 12Х18Н9, а от цветните метали – мед М3, месинг Л63, алуминиеви сплави АД1, Д18, АМг5 и др.

- ***Нитов шев*** – това е мястото, в което се съединяват детайлите чрез нитове (фиг.2.4).



фиг.2.4. Нитови шевове,основни размери

<u>Конструктивните параметри на нитовия шев са:</u>

d - диаметърът на нита в занитено състояние;

P - стъпката на нитовия шев (разстоянието между центровете на два съседни нита от един и същи ред);

S - дебелината на съединяваните части;

S_1 - дебелината на планката (лентата);

e - разстоянието от края на съединяваните части до първия нитов ред;

e_1 - разстоянието между редовете.

За образуване на нитово съединение частите се поставят в положение, в което ще бъдат занитени, определят се чрез разчертаване местата на нитовете, след което се пробиват със свредла отворите за нитовите стебла. Занитването може да се извърши на студено и на горещо. Студено занитване се допуска само за нитове от мед, алуминий, месинг и стоманени нитове с диаметър на стеблото до 10 mm.

В зависимост от разположението на нитовете в съединението нитовите шевове биват: еднoредни (фиг.2.4 *а, г, д*) и многоредни (фиг.2.4 *б, в е*). Многоредните шевове са не по-малко от двуредни и не повече от шестредни, като са с успоредни (фиг.2.4 *б*) и шахматно разположени шевове (фиг.2.4 *в, е)*.

Според предназначението си нитовите съединения се делят на:

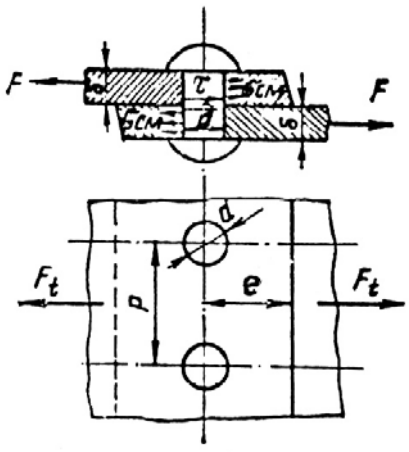
- *Здрави* нитови съединения – осигуряват съединение с достатъчна якост, което издържа големи външни сили. Използват се в различните метални конструкции;
- *Плътни* нитови съединения – осигуряват достатъчна плътност на нитовия шев и затова се използуват при изработването на резервоари с ниско и вътрешно налягане;
- *Здраво-плътни* нитови съединения – осигуряват достатъчна якост и плътност на шева и затова се използуват при изработването на котли и резервоари с високо вътрешно налягане.

В съвременното машиностроене нитовите съединения са почти изместени от по-здравите и по-евтини неразглобяеми съединения – заваръчните. Нитови съединения се използуват само когато елементите за свързване са от материал, който се заварява много трудно.

2.2 ЯКОСТНО ПРЕСМЯТАНЕ НА ЗДРАВИ НИТОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

Върху големината на напреженията, които възникват в нитовото съединение, влияят много фактори, което не дава възможност точно да се определят. Поради това за основните размери на здравите нитови съединения се препоръчват емпирични зависимости от най-малката дебелина на свързваните елементи S_{min} [50].

Изчисляването на здраво нитово съединение има проверочен характер. Най-напред се определя допустимото натоварване F_t, отнесено към един нит (фиг.2.5), като се отчита опасността от срязване и смачкване на застрашените сечения.



фиг.2.5. Напрежение в стеблото на нита

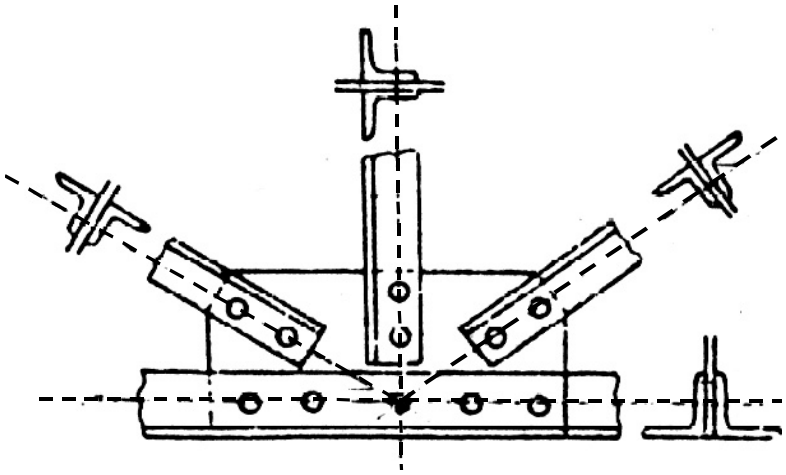
(2.1) $$F_t = \iota \frac{\pi d^2}{4}\left[\tau_{cp}\right] \qquad \text{и} \qquad F_t = d.S_{\min}\left[\sigma_{см}\right],$$

където t е броят на стъпките в един ред; ι -броят на сеченията, по които се срязва нитът; $\left[\tau_{cp}\right]$ - условното допустимо напрежение на срязване на нита; $\left[\sigma_{см}\right]$ допустимото напрежение на смачкване на нита.

Необходимият брой нитове ще бъде

(2.2) $$n_{cp} = \frac{F}{F_t} = \frac{F}{\iota \frac{\pi d^2}{4}\left[\tau_{cp}\right]} \qquad \text{и} \qquad n_{см} = \frac{F}{d.S_{\min}\left[\sigma_{см}\right]}.$$

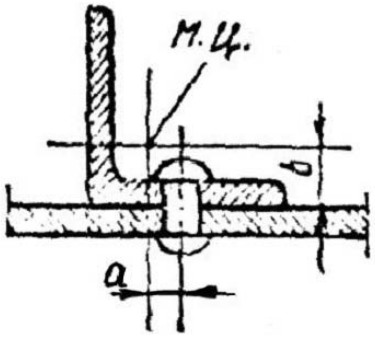
За окончателен се приема по-големият брой.



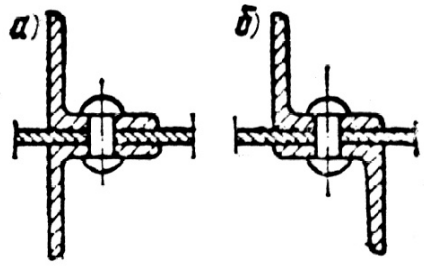
фиг.2.6. Част от метална конструкция, осъществена чрез нитове

На фиг.2.6 е показан възел от метална конструкция, чиито елементи са свързани чрез здраво нитово съединение. Тук е необходима да се има предвид следното:

- валцуваните профили трябва да се разполагат така, че директрисите на външните сили да минават през масовия център на сечението, т.е. да се пресичат в една точка;
- броят на нитовете за всеки профил не може да бъде по-малък от два;
- нитовете трябва да се разполагат, колкото е възможно по-близко до оста, преминаваща през масовия център на сечението (например ъгловия профил на фиг.2.7). В противен случай възникват моментите Fa и Fb, които се отстраняват, както е показано на фиг.2.8.



фиг.2.7. Разположение на нит в нитово съединение



фиг.2.8. Подходящо разположение на профилите в нитово съединение

В конструкцията, показана на фиг.2.8 *а*, е отстранен моментът $F.b$, а на фиг.2.8 *б* - и двата момента.

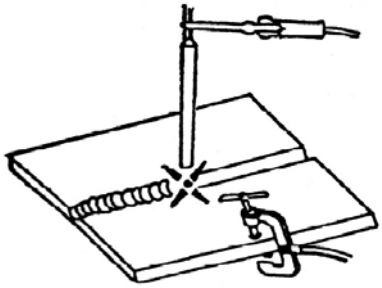
3. ЗАВАРЪЧНИ СЪЕДИНЕНИЯ

3.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ ВИДОВЕ

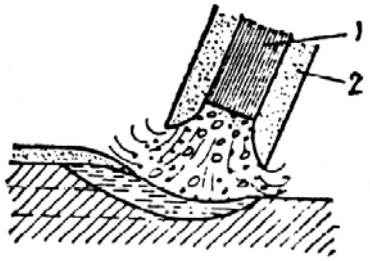
Заваряването е технологичен процес за свързване на две и повече части от еднакъв или близък по състав материал (метални или неметални). Чрез прилагане на местно загряване до пластично или течно състояние молекулите на разтопените материали се смесват и след изстиване образуват хомогенно цяло. Мястото на заваряването се нарича **заваръчен шев.**

Високата производителност на заваръчния процес, доброто качество и хубав външен вид на заваръчния шев, и икономическите предимства осигуряват голямото му приложение.

От методите на заваряване най-голямо приложение е получило **електродъгово заваряване**. При него за източник на топлина се използува електрическа дъга, която се образува между електрод и свързваните машинни части (фиг.2.9)

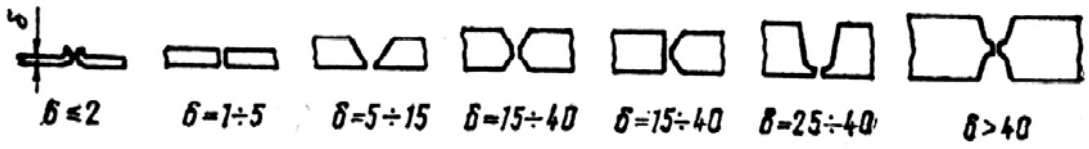


фиг.2.9. Заваряване чрез волтова дъга



фиг.2.10. Заваряване чрез електрод с обмазка
1 - електрод; 2 - обмазка

Заваръчния шев се оформя не само за сметка на стопения материал на частите, но и на разтопения електрод. За предпазване на материала от влиянието на околната среда в зоната на заваряване се създава защитна среда, която се получава от изгарянето на обмазката на електрода (фиг.2.10) или чрез подаване на инертен газ. В повечето случаи се налага подготовка на краищата на заваряваните детайли (фиг.2.11)



фиг.2.11. Подготовка на краищата на детайли за заваряване

За свързване на машинни детайли от легирана стомана, различни сплави със специфични свойства и цветни метали се прилага успешно електродъгово заваряване в среда от защитни газове аргон и хелий с топящи се или волфрамови електроди.

Широко разпространено е *газокислородното заваряване*. Чрез него се свързват въглеродни и нисковъглеродни стомани и могат да се изработват заваръчни шевове във всички пространствени положения.

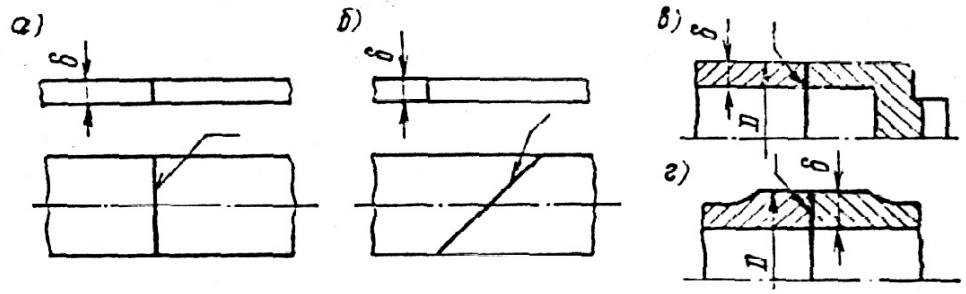
Легираните стомани, алуминиевите и медните сплави, труднотопимите метали и неметални материали (графит, керамика и др.) се заваряват достатъчно добре във вакуумна камера с *електронен лъч* или чрез *дифузно заваряване*.

В условията на едросерийното и масовото производство за съединяване на машинни елементи от въглеродна и легирана стомана, алуминиеви или други сплави се използува *електросъпротивителното заваряване*.

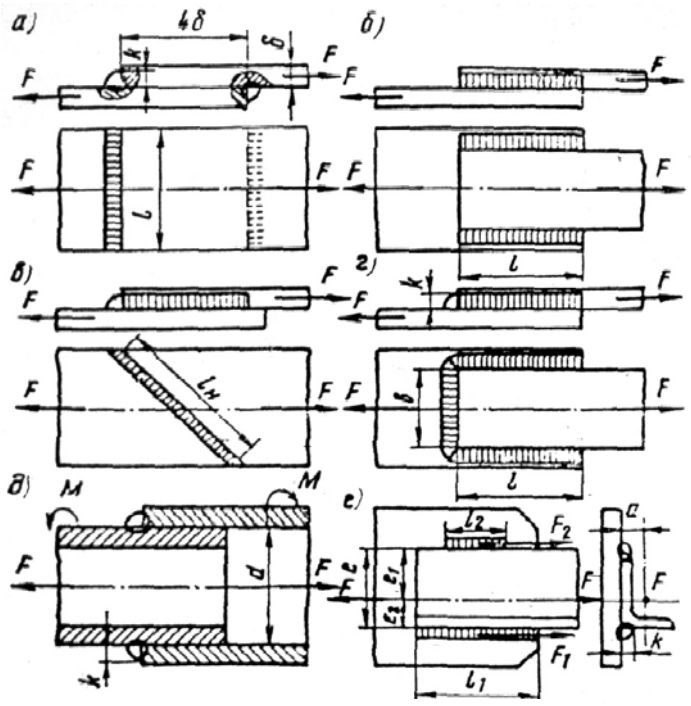
Сравнително рядко се използуват *студенопресовото заваряване*, *заваряване с ултразвук* и *лазерното заваряване*.

Заваръчните съединения се изработват ръчно, автоматично или полуавтоматично.

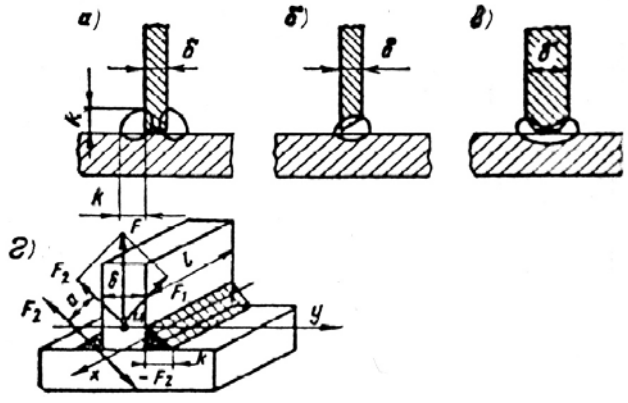
Според положението на заваряваните елементи съединението бива: челно (фиг.2.12); с препокриване (фиг.2.13); Т образно (фиг.2.14); ъглово (2.15).



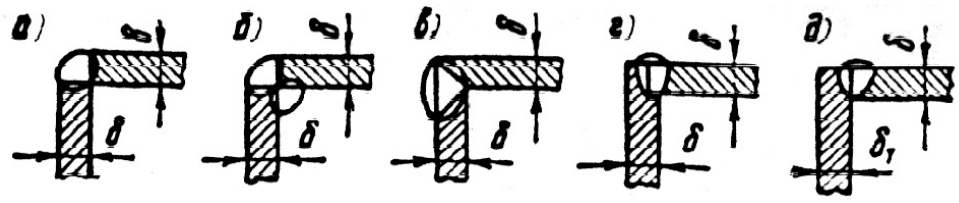
фиг.2.12. Челни заваръчни съединения
а - с прав шев; б - с наклонен шев; в-г - пръстеновиден шев.



фиг.2.13. Заваръчни съединения с препокриване
а - челен; б - флангов (страничен); в - наклонен; г - комбиниран; д - пръстенов; е - флангов шев на машинни част с несиметрични профили



фиг.2.14.Т-образен заваръчен шев
а - без предварителна обработка;
б-в - с предварителна обработка;
г - силово натоварване при Т-образен заваръчен шев.



фиг.2.15. Ъглов заваръчен шев
а-б - без предварителна подготовка; в-д - с предварителна подготовка.

Заваръчните съединения имат следните предимства в сравнение с нитовите съединения:

- конструкцията е по.лека и по-проста;
- отпадат напълно подготвителните работи, като разчертаване, пробиване на отвори за нитове, райберoване и т.н.
- материалът на съединените чрез заваряване части се използува напълно, тъй като носещото сечение не се намалява от пробитите за нитовете отвори;
- заваряването може да се направи на такива места, където съединението чрез нитоване е невъзможно;
- със заваряването се избягва неприятният шум при нитоването;
- обзавеждането на цеховете за заваряване е по-евтино, отколкото на цеховете за нитоване.

Недостатък на заваряването е, че то се прилага главно за стомани с ниско или средно въглеродно съдържание. Трудно се заваряват някои цветни метали и сплави. Контролирането на качеството на заварения шев изисква сложни уреди и апарати.

3.2. ПРЕСМЯТАНЕ НА ЗАВАРЪЧНИ СЪЕДИНЕНИЯ

Допустими напрежения за заваръчните шевове. Заваръчният шев е хомогенно цяло със съединяваните части (добавъчният материал е еднакъв или сходен по състав с материала на свързваните елементи). Правилно е да се очаква, че и якостта му е еднаква с тази на свързаните елементи. От многобройни опити е установено, че това не винаги е така. Заваръчният шев се оказва най-често застрашеното сечение при установяване на обемната якост на свързаните елементи.

Върху якостта на шева влияят много фактори. Най-съществени са видът на натоварването (опън, натиск или срязване), начинът на заваряване (ръчно, автоматично или полуавтоматично), видът на използувания електрод, а също дали натоварването е статично или динамично.

Ето защо при изчисляване на заваръчни шевове допустимото напрежение се избира чрез допустимото напрежение на опън $\left[\sigma_{on}\right]$ на основния материал, коригирано с подходящи коефициенти k_1 и k_2 т.е. $\left[\sigma'_{on}\right] = \kappa_1.\kappa_2\left[\sigma_{on}\right]$.

За челен заваръчен шев - при натоварване на натиск (независимо от начина на заваряване) и при натоварване на опън, но при автоматично или полуавтоматично изработване на заваръчния шев корекционният коефициент k_1 е равен на 1. При опън, но при ръчно изработване на шева k_1 = 0,9. При натоварване на срязване, когато изработването на шева е автоматично или полуавтоматично, k_1 = 0,65, а при ръчно изработване k_1 = 0,6. За ъглов заваръчен шев независимо от начина на заваряване k_1 = 0,65. $\left[\tau_{cp}\right]' = \kappa_1\kappa_2\left[\tau_{cp}\right]$.

Когато натоварването не е статично, в заваръчния шев възникват периодично повтарящи се напрежения. Влиянието им върху избора на допустимото напрежение се отчита чрез корекционния коефициент k_2, който зависи от това, дали шевът е челен или

ъглов, и от коефициента на асиметрия $r = \pm\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$, но напреженията, взети със съответните им знаци. За челен шев $\kappa_2 = \frac{1}{1-0{,}3r}$, а за ъглов $\kappa_2 = \frac{1}{1{,}3-0{,}3r}$.

Допустимото напрежение на опън $[\sigma_{on}]$ за основния материал се определя чрез границата на провлачане σ_s

(2.3) $$[\sigma_{on}] = \frac{\sigma_S}{[n]},$$

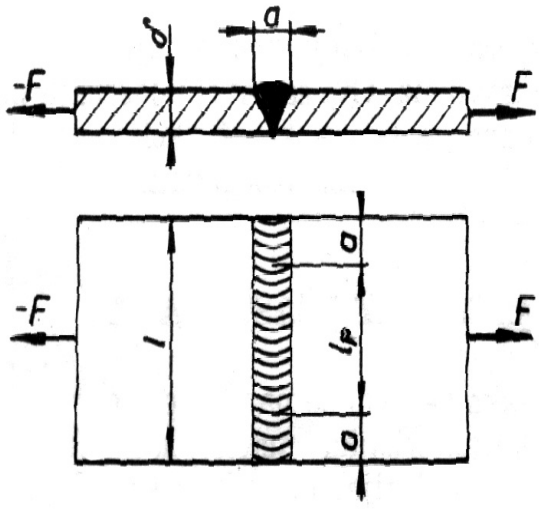
където необходимият коефициент на сигурност $[n] = 1{,}35 \div 1{,}6$ за въглеродна стомана; $[n] = 1{,}45 \div 1{,}7$ - за легирана стомана.

Работни напрежения в заваръчните шевове.

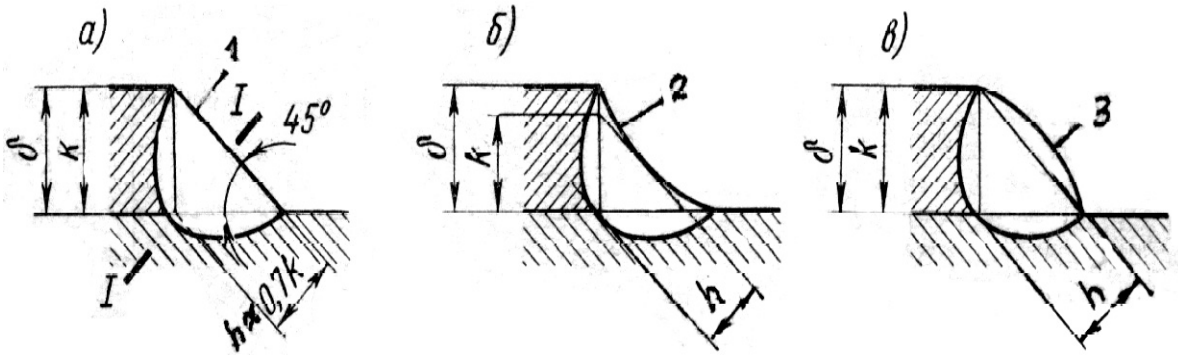
(2.4) $$\sigma = \frac{F}{S} \le [\sigma'], \quad \tau_{cp} = \frac{F}{S_{cp}} \le [\tau_{cp}'] \text{ и } \sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma)^2 + 3(\tau)^2} \le [\sigma_{екв}']$$

Най-рационални са се оказали челните заваръчни съединения, получени чрез дъгово или контактно заваряване. Но и при тях (тези с дъгово заваряване) от опит е установено, че в началото шевът е некачествен поради недостатъчно загряване, а в края - поради прегряване. Това налага при пресмятане на напреженията в шева, дължината му да се намалява с $2a$ (фиг.2.16).

Размерът a се приема, че зависи от дебелината $б$, а при ъглови шевове - от височината на триъгълника h (фиг.2.17), независимо, че сечението може да е с нормален профил - 1, вдлъбнат - 2 и изпъкнал - 3.



фиг.2.16. Челен заваръчен шев, натоварен на опън



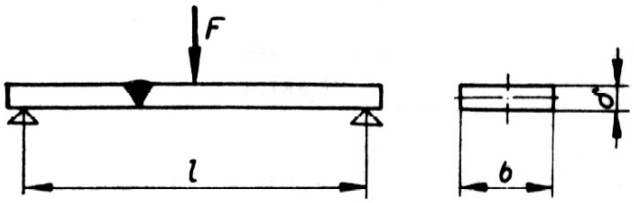
фиг.2.17. Сечение на ъглов заваръчен шев

При изпъкналия шев концентрацията на напрежение се повишава, а при вдлъбнатия се намалява. Тогава в челният шев

(2.5) $$\sigma_{on} = \frac{F}{\delta.lp} \le \left[\sigma'_{on}\right],$$

а в шевовете с препокриване

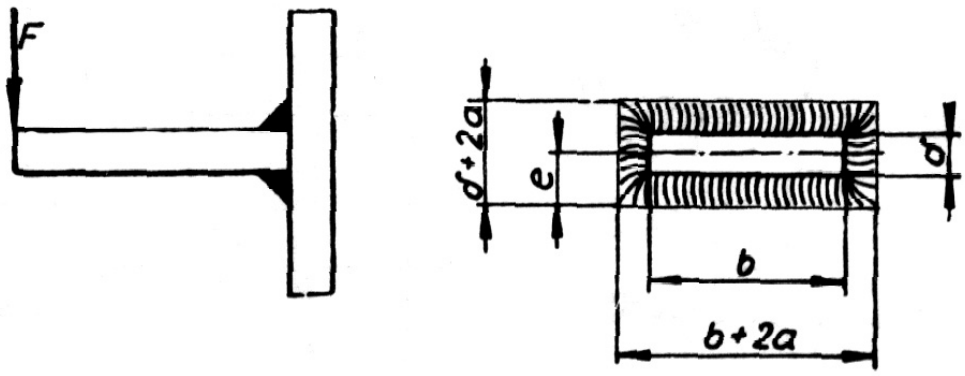
(2.6) $$\tau_{cp} = \frac{F}{h.\ell_\rho} = \frac{F}{\delta.\cos 45^0 \ell_\rho} = \frac{F}{0{,}7.\delta.\ell_\rho} \le \left[\tau'_{cp}\right].$$



фиг.2.18. Челен заваръчен шев, натоварен на огъване

Когато челният заваръчен шев е натоварен на огъване (фиг.2.18) при изчисляването му е определящ съпротивителния момент на заваръчния шев, тъй като е по-малък от този на основния материал ($\ell_p < \ell$). За гредата на фиг.2.18 съпротивителния момент е

(2.7) $$W_Z = \frac{(b-2a)\delta^2}{6}, \qquad m^3.$$



фиг.2.19. Ъглов заваръчен шев, натоварен на огъване

При ъглов заваръчен шев натоварен на огъване (фиг.2.19) съпротивителният момент на шева е

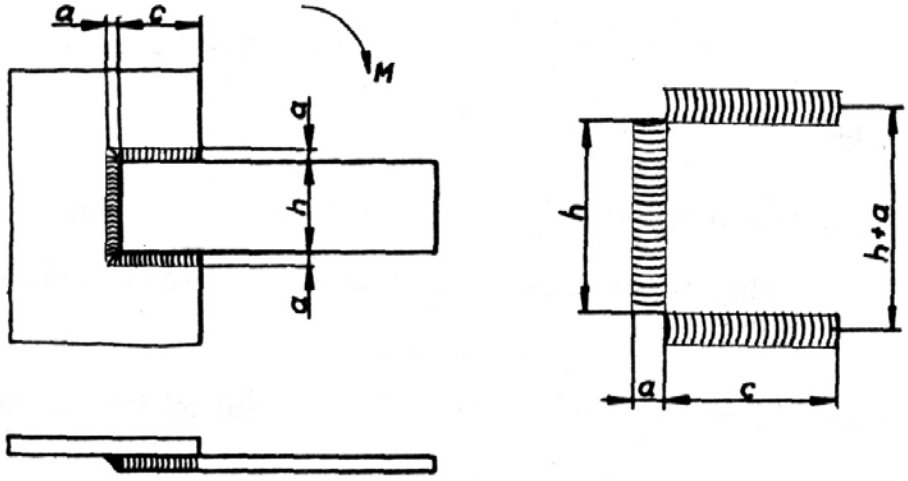
(2.8) $$W_Z = \frac{J_1 - J_2}{e},\ m^3,$$

където J_1 е инерционния момент на сечението, дефинирано от външния контур на заваръчния шев, m^4;

J_2 - инерционния момент на сечението, дефинирано от вътрешния контур на заваръчния шев, m^4;

e - разстоянието от най-отдалечените точки на контура до неутралната ос.

При заваръчното съединение, с припокриване, изчисляването може да стане по два начина. По първия - заваръчният шев се разчленява на части при условие, че всяка част носи съответния на нея товар.



фиг.2.20. Комбиниран заваръчен шев, натоварен от момент М

В случая (фиг.2.20) огъващият момент е $M = M_1 + M_2$, където $M_1 = ac(h+a)\tau_{cp}$ и съответствува на хоризонталните шевове, а $M_2 = \frac{\alpha..h^2}{6}\tau_{cp}$ и съответствува на вертикалния шев.

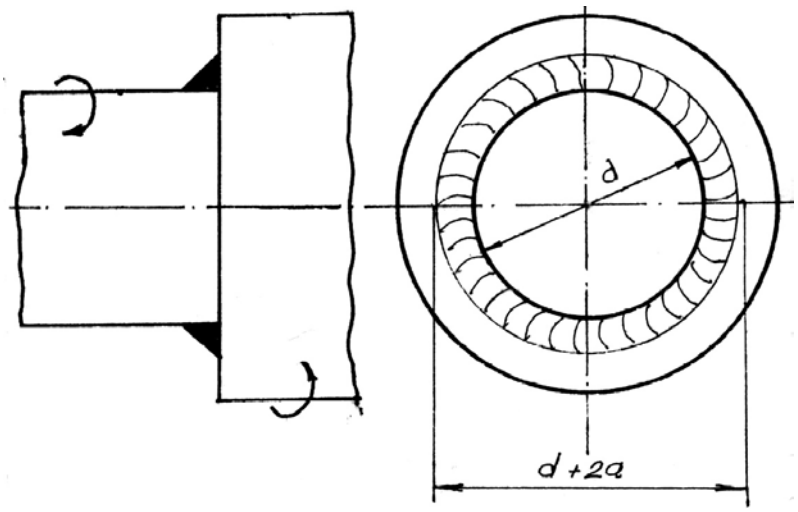
По втория начин се изчислява полярния съпротивителен момент на заваръчния шев. Максималното напрежение τ_{max} ще се прояви в най-отдалечените от масовия център влакна на заварката. Той трябва да бъде по-малък или равен на допустимия $[\tau'_{cp}]$.

За заваръчни шевове натоварени на усукване се определя полярния съпротивителен момент на заварката.

Например за случая на фиг.2.21 полярният съпротивителен момент е

(2.9) $$W_{OZ} = \frac{\pi(d+2a)^4 - \pi d^4}{16(d+2a)},\ m^3.$$

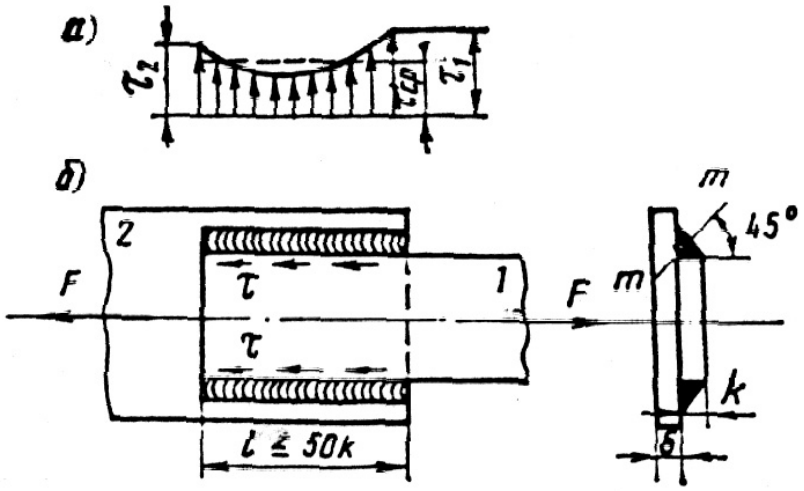
В зависимост от разположението на шева спрямо направлението на действие на натоварващата сила F получават и съответното наименование: челен ъглов заваръчен шев (фиг.2.13 *а*); страничен ъглов (флангови) заваръчен шев (фиг.2.13 *б*); наклонен (фиг.2.13 *в*); комбиниран (фиг.2.13 *г*); пръстеновиден (фиг.2.13 *д*); страничен ъглов шев при заваряване на части с несиметрични профили (фиг.2.13 *е*).



фиг.2.21. Заваръчен шев, натоварен на усукване

Дължината на челния и наклонения ъглов шев не е ограничена. Страничният ъглов шев не трябва да бъде по-дълъг от $50\ к$, за да се намали разликата между най-голямото напрежение τ_1 и средното напрежение $\tau_{ср}$ (фиг.2.22).

Ъгловите шевове, независимо от вида на натоварването им, се изчисляват условно на срязване за най-малкото сечение (сечението $m\text{-}m$) (фиг.2.22). Приема се, че напрежението на срязване $\tau_{ср}$ се разпределя равномерно по дължината на заваръчния шев независимо от това, дали той е челен, страничен или наклонен под някакъв ъгъл спрямо действуващата сила.



фиг.2.22. Напрежение във флангов заваръчен шев

За застрашеното сечение, $m\text{-}m$, изчислителната височина е $h = 0,7\ к$. Тангенциалното напрежение в него е

$$\tau_{ср} = \frac{F}{0,7.к.2l} = \frac{F}{1,4.к.l} \le \left[\tau_{ср}'\right], \qquad (2.10)$$

където $2l$ е дължината на препокриването; за пръстеновиден шев (фиг.2.13 ∂) $l = \pi.d$.

Изразът за тангенциалното напрежение в шева (уравнение 2.10) дава средна стойност на напрежението на срязване. В действителност разпределението не е

равномерно по дължината на шева (фиг.2.22 *а)*. Напрежението е най-голямо в началото и в края на шева, а в средата е най-малко. Разпределението зависи от големината на напречните сечения на свързваните части. Когато сеченията им са равни по площ, максималните напрежения в двата края на шева са равни по големина. Ако не са равни, напрежението е по-голямо откъм страната на елемента с по-малко напречно сечение. На фиг.2.22 *а* $\tau_1 > \tau_2$.

При комбинирано натоварване на ъглови шевове едновременно от сила и момент се определя напрежението на срязване, съответстващо на силата

(2.11) $$\left(\tau_{cp}\right)_F = \frac{F}{S},$$

и напрежението на срязване, съответстващо на огъващия момент M_{or}

(2.12) $$\left(\tau_{cp}\right)_{M_{or}} = \frac{M_{or}}{W}$$

или на усукващия момент M_{yc}

(2.13) $$\left(\tau_{cp}\right)_{M_{y.c}} = \frac{F_{M.y.c}}{S},$$

където $S,\ W$ са лицето и съпротивителният момент при огъване на най-малкото сечение на шева;

F_{Myc} – срязващата сила в шева, произхождаща от усукващия момент $M_{yc.}$

При този случай трябва да бъде спазено якостното условие

(2.14) $$\tau_{cp} = \sqrt{\left(\tau_{cp}\right)_F^2 + \left(\tau_{cp}^{'}\right)_M^2} \le \left[\tau_{cp}^{'}\right].$$

При стоманени конструкции валцуваният профил се свързва с плочка чрез страничен ъглов заваръчен шев (фиг.2.13 *е*). Когато профилът е с несиметрично сечение, дължината на заваръчните шевове l_1 и l_2 е различна, тъй като компонентите на силите, които натоварват надлъжно шевовете, са различни. Като се има предвид, че $F_1.e = Fe_1$, следва:

(2.15) $$F_1 = F\frac{e_1}{e} \quad \text{и} \qquad F_2 = F\frac{e_2}{e}.$$

Общата дължина на заваръчния шев е $l = l_1 + l_2$. От условието за еднаква якост на срязване се получава

(2.16) $$\tau_{cp}^{'} = \frac{F_1}{\kappa.\ell_1} = \frac{F_2}{\kappa.\ell_2} = \frac{F}{\kappa.\ell}.$$

От това уравнение се определят дължините l_1 и l_2

(2.17) $$l_1 = F_1 \frac{l}{F} = F \frac{e_1}{e}.\frac{l}{F} = l \frac{e_1}{e}.$$

Аналогично

(2.18) $$l_2 = l \frac{e_2}{e},$$

където $l = \frac{F}{\kappa.\tau_{ср}}$. Следователно напрежението на срязване е

(2.19) $$\tau_{ср} = \frac{F}{\kappa(l_1 + l_2)}.$$

От приложената сила F шевът изпитва и напрежение на огъване σ_{or}, създадено от огъващия момент $\mathrm{M}_{or} = F.a$

(2.20) $$\sigma_{or} = \frac{M_{or}}{W} = \frac{F.a}{\frac{1}{6}\kappa l_1^2 + \frac{1}{6}\kappa l_2^2} = \frac{6.F.a}{\kappa(l_1^2 + l_2^2)}.$$

Еквивалентното напрежение се определя съгласно уравнение (2.4). Т-образните заваръчни съединения, показвани на фиг.2.14, се изработват без предварителна подготовка на краищата на детайлите (фиг.2.14 *а)* и с предварителна подготовка (фиг.2.14 *б,в*).

При T-образно съединение с едностранно ъглово заваряване натоварването от външната сила F (фиг.2.14 *г*) предизвиква напрежение на опън от компонентата F_1 на силата F и напрежение на огъване – от момента $F_2.a$ и напрежение на срязване от компонентата F_2 на силата F.

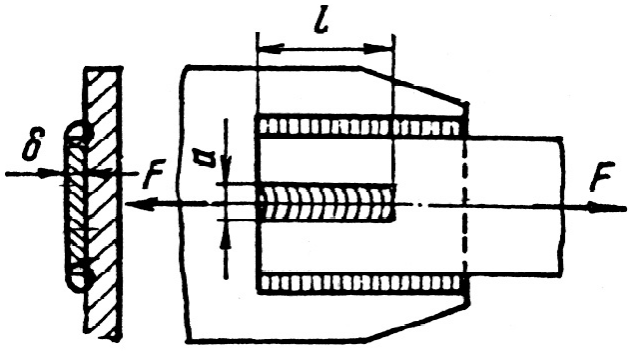
Чрез двустранно заваряване сложното напрегнато състояние на шева преминава в натоварване на срязване, като всеки шев поема половината от външната сила, т.е.

$$F = 2.0{,}707.\kappa.l.\tau_{ср},$$

следователно

(2.21) $$\tau_{ср} = \frac{F}{1{,}4\kappa.l} \le \left[\tau'_{ср}\right].$$

Ъгловите съединения, показани на фиг.2.15, не се изчисляват якостно, защото те не се натоварват с големи сили.



фиг.2.23. Прорезно заваръчно съединение

Прорезните съединения (фиг.2.23) се допускат само в тези случаи, когато един заваръчен шев е недостатъчен. Прорезът се прави по направлението на външната сила F с размери $\alpha = 2\delta$; $l = (10 \div 25)\delta$, където δ е дебелината на частта, в която се прави прорезът. Допустимата сила за натоварване на един прорез е

(2.22) $$\left[F_{пр}\right] = 2l\delta\left[\tau'\right].$$

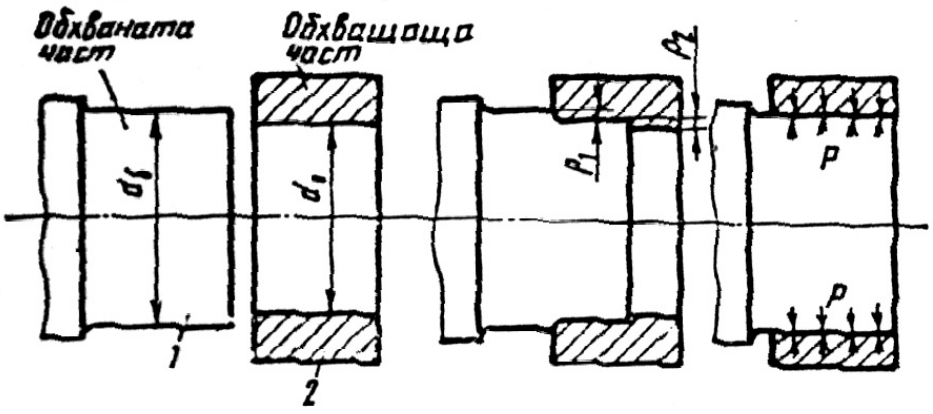
4. ПРЕСОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

4.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ

Пресовите съединения са най-разпространените съединения с гарантирана *стегнатост*. Под пресово съединение се разбира такава *връзка на два машинни елемента, при които чрез гарантирано притискане на допиращите се повърхнини под действието на силите на триене се осигурява неподвижност на свързаните елементи*, когато върху тях действува външно натоварване, без да са необходими осигурителни средства, като клинове, шпонки, винтове и др.

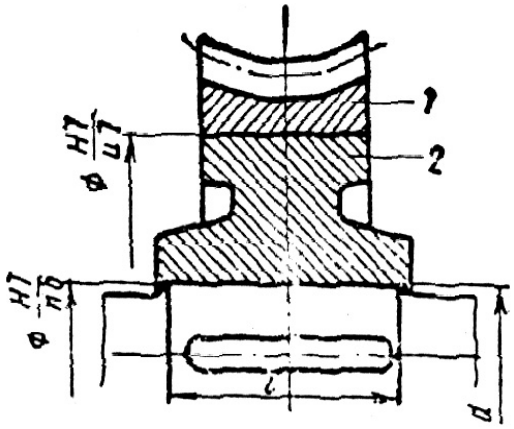
Пресуването е технологична операция, при която най-често цилиндрична шийка с диаметър $d_в$, наричана обхванатa, се запресува в цилиндричен отвор с по-малък диаметър d_0, наричан обхващащ (фиг.2.24)

В резултат на това в зоната на контакта възникват еластични деформации и диаметърът на шийката намалява, а диаметърът на отвора се увеличава. При материали с различна т



фиг.2.24 Елементи и образуване на пресово съединение

Контактното налягане p между свързаните елементи е резултат от еластичните деформации при пресуването. При външно въздействие върху единия елемент то предизвиква сили на триене, чрез които това въздействие се предава върху другия елемент. Следователно чрез пресовото съединение могат да се предават осови сили, въртящи моменти и едновременно и двете натоварвания. Товароносимостта им зависи от големината на контактното налягане p, т.е. от разликата между диаметрите на шийката и отвора преди образуване на съединението. Тази разлика се нарича *стегнатост* δ на пресовото съединение. Големината й се регламентира от стандарта за допуски и сглобки. Пример за пресово съединение е показан на фиг.2.25.



фиг.2.25. Пресово съединение
1 - главина (бронз); 2 - венец (стомана)

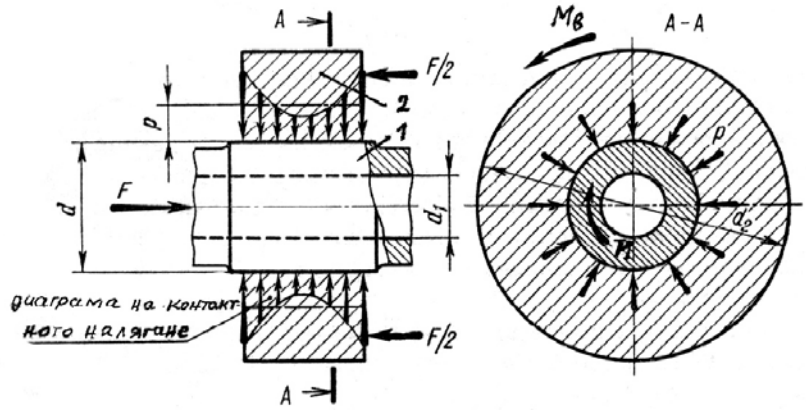
Червячното колело е комплектувано от стоманена главина и бронзов венец чрез пресуване.

Пресовото съединение се получава по два начина: чрез **н а д л ъ ж н о** или чрез **н а п р е ч н о** пресуване. При надлъжното пресуване елементите се набиват един в друг чрез надлъжни сили. Този начин има недостатъци, които се изразяват в получаване на пластични деформации и намаляване на грапавостта на контактните повърхнини, а това води до намаляване на действителната стегнатост и до отслабване на якостта на съединението на половина от това, което ще има връзката, ако се осъществи чрез напречно пресуване.

При напречното пресуване се загрява обхващащият елемент, за да се увеличи отворът му, или се изстудява обхванатият, за да се намали диаметърът му, след което лесно се съединяват. Загряването на обхващащият елемент е до 200-400^{0}C, а охлаждането на обхванатият елемент – до минус 79^{0}C (твърд въглероден двуокис – сух лед) или до минус 180^{0}C (течен въздух). Връзката се осъществява след нормализиране и изравняване на температурите на елементите. Като недостатък на пресуването чрез загряване е съществуващата възможност за структурни промени в материала и др. пресуването чрез охлаждане няма недостатъци и се прилага все повече.

4.2. ПРЕСМЯТАНЕ НА ПРЕСОВИТЕ СЪЕДИНЕНИЯ

Изборът на подходяща сглобка за осъществяване на пресово съединение се извършва въз основа на необходимата най-малка стегнатост, която гарантира якостта на съединението. Това означава, че се осигуряват сили на триене $F_т$ между допиращите се повърхнини, по-големи от външната сила F, или се осигурява триещ момент $M_т$, по-голям от предавания въртящ момент от съединението (фиг.2.26) $M_в$.



фиг.2.26. Основни размери и натоварване при пресово съединение

(2.23) $$F_T = \mu\pi dl\rho \geq F ,$$

където μ е коефициент на триене; d – номиналния диаметър на цилиндричната повърхнина; l - дължината на контактната повърхнина.

Следователно *необходимото контактно налягане е*

(2.24) $$\rho \geq \frac{F}{\mu\pi dl} .$$

Когато се предава въртящ момент M_B

(2.25) $$\mathrm{M}_T = F_T \frac{d}{2} = \mu.\pi d.l\rho \frac{d}{2} \geq \mathrm{M}_B ,$$

необходимото контактно налягане е

(2.26) $$\rho \geq \frac{2\mathrm{M}_B}{\mu.\pi.d^2 l} .$$

При едновременното действие на силата F и момента M_B, необходимата сила на триене е

(2.27) $$F_T = \mu\pi d.l\rho \geq \sqrt{F^2 + F_t^2} ,$$

където $F_t = \frac{2\mathrm{M}_B}{d}$ е периферната сила.

Големината на коефициента на триене μ зависи от много фактори: състоянието на контактните повърхнини, материала на съединяваните елементи, как е постигната сглобката и др. Определя се опитно, а средните му стойности за различните условия на работа се вземат от специални таблици за коефициент на триене при пресови сглобки [50]. Стойностите му са различни при набиване ($\mu_{наб}$), избиване ($\mu_{изб}$) и покой (μ).

Съгласно теорията за пресмятане на тънкостенни цилиндри, изучавана в курса по съпротивление на материалите, зависимостта между контактното налягане p и стегнатостта δ се дава с израза (формула на Ламе)

(2.28) $$\delta = p.d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right),$$

където E_1 и E_2 са модулите на линейна деформация на обхванатия и обхващащия елементи; C_1 и C_2 - коефициентите, които се определят от изразите

(2.29) $$C_1 = \frac{1+a^2}{1-a^2} - \frac{1}{\mu_1} , \qquad C_2 = \frac{1+b^2}{1-b^2} + \frac{1}{\mu_2} ,$$

където $\alpha = \frac{d_1}{d}$; $b = \frac{d}{d_2}$; d_1 и d_2 са вътрешният и външният диаметър на свързваните елементи; μ_1 и μ_2 - коефициентите на Поасон за материала на елементите.

Необходимата стегнатост δ_H трябва да има стойност, която да включва и компенсация от заглаждането на микрограпавините на контактните повърхнини $\delta_к$. Тази добавка се пресмята по формулата

(2.30) $$\delta_k = 1{,}2\left(R_{Z1}\ \max + R_{Z2}\ \max\right),$$

където $R_{Z_1}\ \max$ и $R_{Z_2}\ \max$ са максималните височини на грапавините.

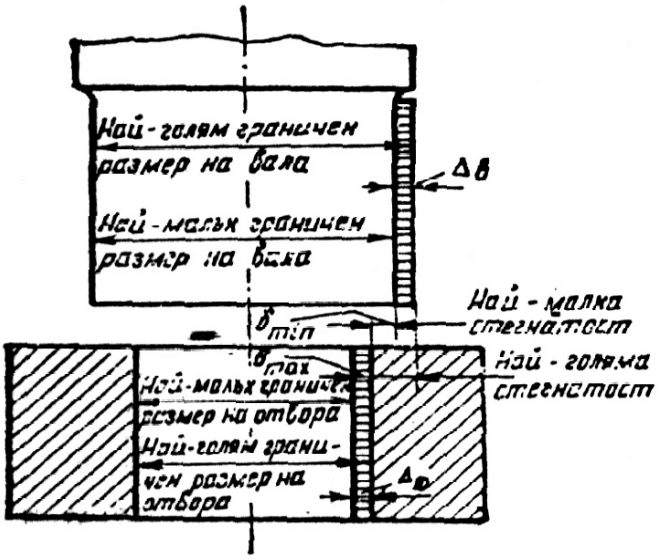
Пресовата сглобка, чрез която се осигурява необходимата стегнатост на съединението, се избира въз основа на резултатите от уравнения (2.28) и (2.30), т.е.

(2.31) $$\delta_н = \delta + \delta_к\ .$$

Тази стегнатост трябва да бъде не по-голяма от най-малката възможна стегнатост на сглобката δ_{min}, която може да се получи при комбиниране на граничните размери (фиг.2.27).

При пресовите сглобки в съединяваните елементи възникват нормални и тенгенциални напрежения. При по-голяма стегнатост те могат да предизвикат разрушаване на елементите. Това налага якостна проверка и тя става чрез максималното контактно налягане p_{max}, което отговаря на максималната стегнатост δ_{max}. Като се има предвид съотношението $\frac{p_{max}}{p} = \frac{\delta_{max}}{\delta}$, за p_{max} се получава

(2.32) $$p_{max} = P\frac{\delta_{max}}{\delta}.$$



фиг.2.27. Гранични размери и допускови полета на пресово съединение

Това налягане не трябва да надвишава относителните налягания ρ_{s_1} и ρ_{s_2},които могат да предизвикат пластични деформации в материала. Така ще се гарантира якостта на елементите и няма да се предизвикат пластични деформации в тях.

Големината на относителното налягане

(2.33) $$p_{S_1} = \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2}\sigma_{S_1} \geq p_{max},$$

където σ_{s_2} е границата на провлачане на материала на вала, а за главината

(2.34) $$p_{S_2} = \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2}\sigma_{S_2} \geq p_{max},$$

където σ_{s2} е границата на провлачане на материала на главината.

При осъществяване на пресово съединение чрез надлъжно пресуване необходимата сила за набиване (в областта на еластичните деформации) е

(2.35) $$F_{наб} = \pi dlp\mu_{наб},$$

а за избиване

(2.36) $$F_{изб} = \pi dlp\mu_{изб}.$$

При осъществяване на пресовото съединение чрез напречно пресуване температурната разлика Δt, необходима при нагряване на главината или охлаждане на вала, е

(2.37) $$\Delta t = \frac{1}{ad}(\delta_{\max} + \delta_0),$$

където α е температурен коефициент на линейно разширение; δ_0 - необходимата допълнителна хлабина за по-лесно образуване на връзката. Препоръчва се δ_0 да се приеме равна на минималната хлабина на подвижните сглобки - $\delta_0 \geq \left(0{,}006 \div 0{,}012\sqrt{d}\right)$.

5. ШПОНКОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

5.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ, ВИДОВЕ, ПРЕСМЯТАНЕ.

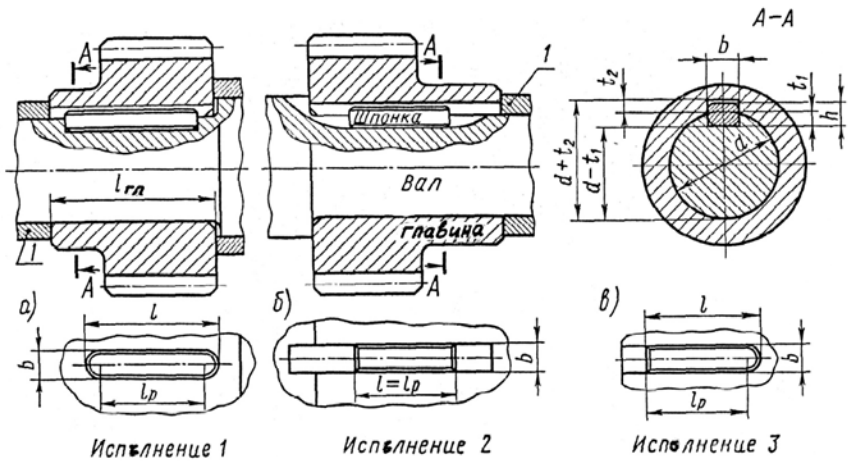
Шпонковите съединения служат за закрепване на въртящи се машинни елементи (зъбни колела, ремъчни шайби, съединители и др.) върху валове и оси, а също за предаване на въртящ момент от вала към главината и обратно.

Съединяването се осъществява чрез **ш п о н к а** , поставена в съответни канали на вала и главината. Това са разглобяеми съединения. Валът се изважда от главината, без да се повреждa някои от елементите. Връзката може да се осъществява многократно.

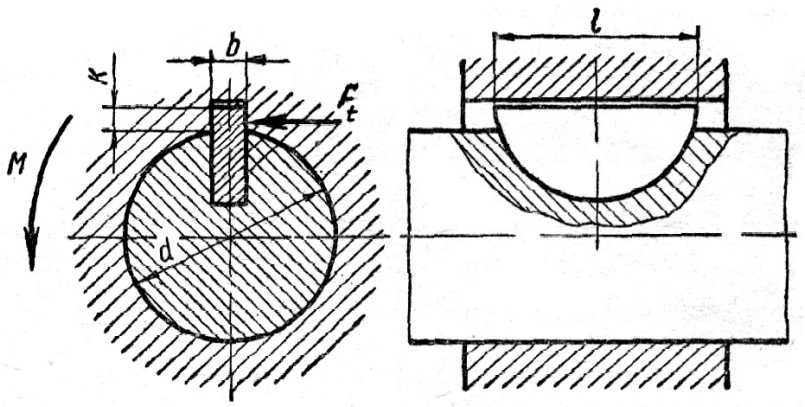
Шпонковите съединения се делят на две основни групи: <u>*ненапрегнати*</u> и <u>*напрегнати*</u>. Към ненапрегнатите съединения се отнасят получените чрез **п р и з м а т и ч н а** (фиг.2.28) е чрез **с е г м е н т н а** шпонка (фиг.2.29)

Те са най-разпространени в случаите, когато валът и главината са подготвени предварително за свързване чрез пресово съединение. Когато се разчита само на шпонката, в мястото на свързване се създава възможност за малки относителни трептения. В резултат на това възниква корозионно-механично износване, наречено фретинг-корозия. Затова такова свързване може да се прилага само при възли с краткотрайно действие.

- ***Призматичните шпонки*** биват три вида: *изпълнение 1* – със закръглени краища, *изпълнение 2* – с плоски краища и *изпълнение 3* – с един закръглен и един плосък край.



фиг.2.28. Съединение с призматична шпонка



фиг.2.29. Съединение със сегментна шпонка

Размерите на сечението на призматичните шпонки b и h (фиг.2.28) и на каналите им към вала t_1 и в главината t_2 са стандартизирани по БДС 2.401-82. Избират се в зависимост от диаметъра на вала d. Дължината на шпонката l се уточнява също по БДС 2.401-82 след проверка на смачкване по допирните повърхнини между страничните стени на шпонката и на канала във вала и в главината (в зависимост от това кой материал е по-некачествен) и на срязване – по надлъжното сечение на шпонката. Следователно

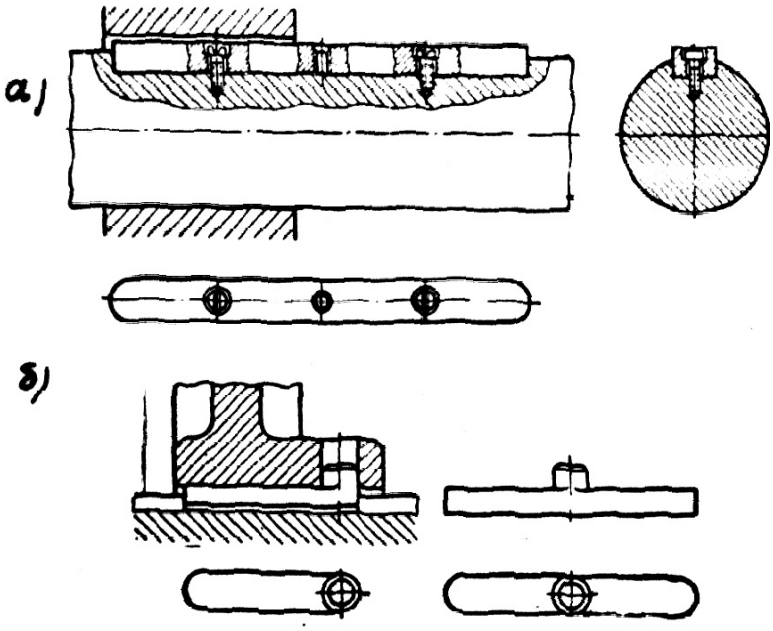
$$\sigma_{см} = \frac{2M_B}{dl_\rho \kappa} \le [\sigma_{см}], \tag{2.38}$$

където l_ρ е избраната дължина на контактната площ на шпонката; $k=0,4\ h$ – височината на шпонката извън канала на вала;

M_B - предаваният въртящ момент;

$$\tau_{ср} = \frac{2M_B}{dbl_p} \le [\tau_{ср}]. \tag{2.39}$$

Избраните шпонки се означават така: например - шпонка *1* $12\times8\times60$ БДС 2.401-82. Това означава призматична шпонка изпълнение *1* с размери b=16mm, h=8mm и $l=60mm$.

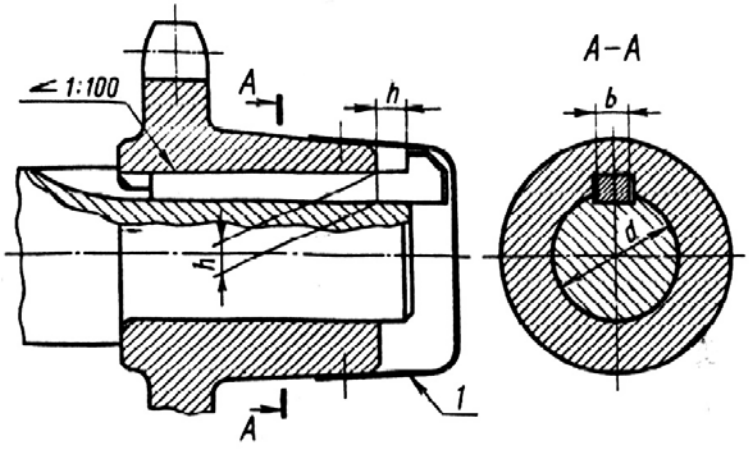


фиг.2.30. Видове шпонки:
а - направляваща; б - плъзгаща

Направляващите (фиг.2.29) се използуват предимно в краищата на валове поради голямата дълбочина на канала във вала, която предизвиква отслабването му. Размерите й са стандартизирани по БДС 1017-77. Може да се използува за създаване на напрегнато съединение, тъй като формата й дава възможност да се нагоди по повърхнината на дъното на канала на главината, ако е наклонено. Проверяват се на смачкване и на срязване както призматичните шпонки.

Избраните шпонки се означават така: например – шпонка $5\times7{,}5$ СТ БДС 2.401-82. Това означава сегментна шпонка с размери b=5mm и h=7,5mm.

Трябва да се има предвид, че условието за якост за срязване е отчетено при стандартизирането на призматичните и сегментните шпонки и затова при проектиране на съединения проверката на срязване не е задължителна.



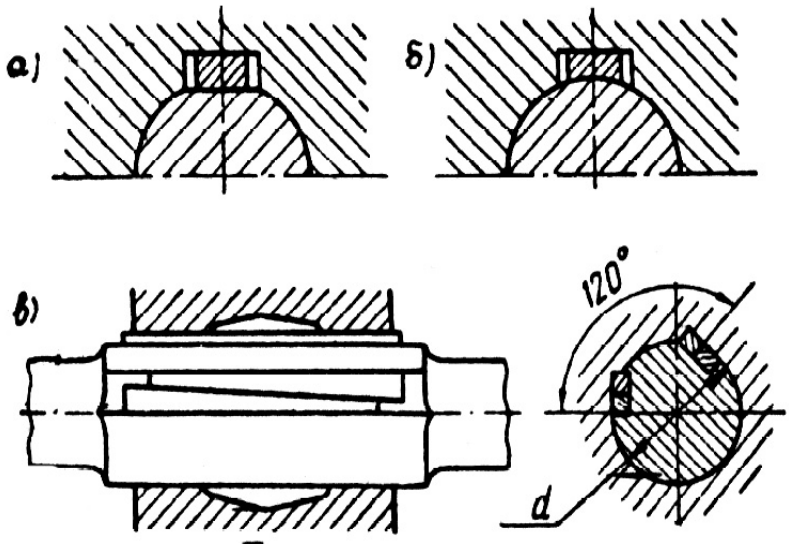
фиг.2.31. Шпонково съединение с клинова врязана шпонка
1 - вал; 2 - зъбно колело;3 - призматична клинова шпонка;4 - главина на зъбно колело; стрелката показва как трябва да се удари с чук, за да се извади шпонката.

Към *напрегнатите съединения* се отнасят тези с клинова (фиг.2.31) и с цилиндрична шпонка (фиг.2.33). Тези съединения се осъществяват с прилагане на сила. Съединението е напрегнато преди още да е започнал да действува външният товар.

Напрегнатите шпонкови съединения се образуват с клинова шпонка (надлъжен клин) (фиг.2.31). Работни са широките страни на шпонката. Тъй като едната е с наклон (1:100) и наклона на канала на главината е същия, при набиването се създава радиален натиск на съединението. Между страничните стени на шпонката и канала във вала и главината има странична хлабина.

Предварително напрегнатите шпонкови съединения, осигуряват предаването на въртящ момент чрез сила на триене. Имат по-голяма товароносимост и не са чувствителни на удари. Шпонката и каналите се обработват по-грубо. Основният им недостатък е, че деформират и разцентроват съединяваните части, поради което не се използуват за свързване на бързовъртящи се машинни елементи.

- ***Клиновите шпонки*** биват: *врязани* (фиг.2.31), *плоски* (фиг.2.32 а); *триещи* (фиг.2.32 б) и *тангенциални* (фиг.2.32 в). Относително най-голямо приложение имат врязаните клинови шпонки. По форма те са плоски, със закръглени краища. Размерите на врязаните клинови шпонки са стандартизирани по СТ СИВ 646-77. Означават се например: $20\times12\times120$ СТ СИВ 645-77. Това означава клинова врязана шпонка с размери b=20mm, $h=12mm$ и $l=120mm$.



фиг.2.32. Видове клинови шпонки:
а - плоска; б - триеща; в - тангенциална

Плоските клинови шпонки не изискват изработване на канал във вала, а само подходяща плоскост. Напречното сечение на вала отслабва незначително, но шпонката предава по-малък (около 40%) въртящ момент от този, който отговаря на якостта на усукване на вала.

Триещите клинови шпонки не изискват допълнителна обработка на вала, но с разхлабване на съединението не се предава въртящ момент. С това съединение се предава около 20% от въртящия момент, който отговаря на якостта на усукване на вала. Използуват се за предпазване на елементите от разрушаване при внезапно натоварване.

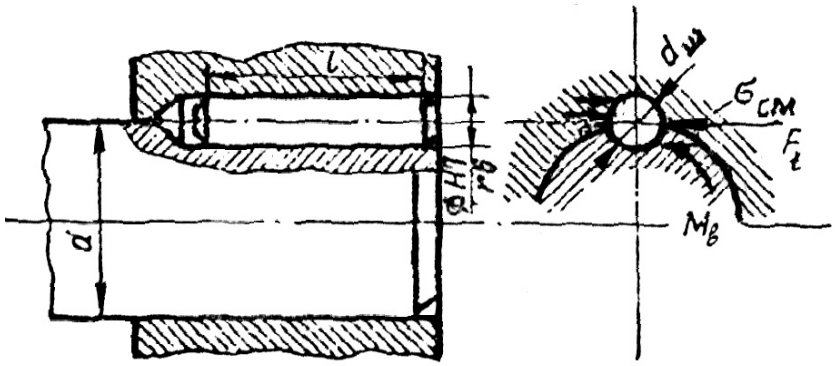
Тангенциалните клинови шпонки се използуват за свърване на големи, тежки машинни елементи (маховици, големи зъбни колела и др.) при динамично натоварване. Монтират се по двойки в общ канал (фиг.2.32 *в),* с успоредни стени. След набиването на

шпонките една срещу друга се създава предварително затягане в тангенциално направление.

При предаване на знакопроменливи въртящи моменти се поставят две двойки тангенциални клинови шпонки, разположени на ъгъл $\alpha=120\div150^0$. Всяка двойка се натоварва от пълния въртящ момент.

Размерите на тангенциалните клинови шпонки са стандартизирани по СТ СИВ 646-77. Изработват се от валцувана стомана с якост на опън $\sigma_в$ над 600 MPa.

➢ ***Цилиндричните шпонки*** (фиг.2.33) се поставят в отвори, разположени успоредно на оста на вала. Половината от диаметърът на отвора е във вала, а другата половина - в главината. Използуват се само когато главината е разположена на края на вала и се монтират чрез пресова сглобка (препоръчва се $\frac{H7}{r6}$).



фиг.2.33. Съединение с цилиндрична шпонка

Диаметърът на шпонката се избира в зависимост от диаметъра на вала *d*

(2.40) $$d_ш=(0,13\div0,16)\text{d},$$

а дължината й – в зависимост от избрания диаметър $d_ш$

(2.41) $$l=(3\div4)d_ш.$$

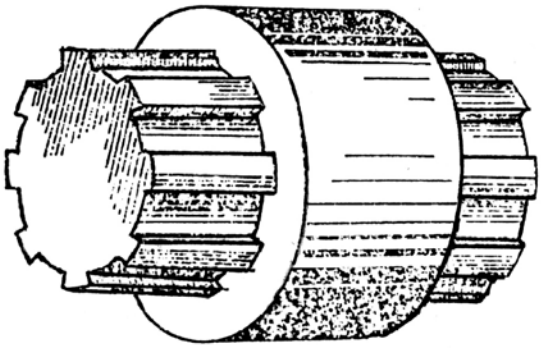
Необходимият брой шпонки се определя от условието за якост на работните повърхнини

(2.42) $$z\geq\frac{16M_B10^3}{\pi dd_ш.l.[\sigma_{см}]}.$$

6. ШЛИЦОВИ (ЗЪБНИ) СЪЕДИНЕНИЯ

6.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. ВИДОВЕ

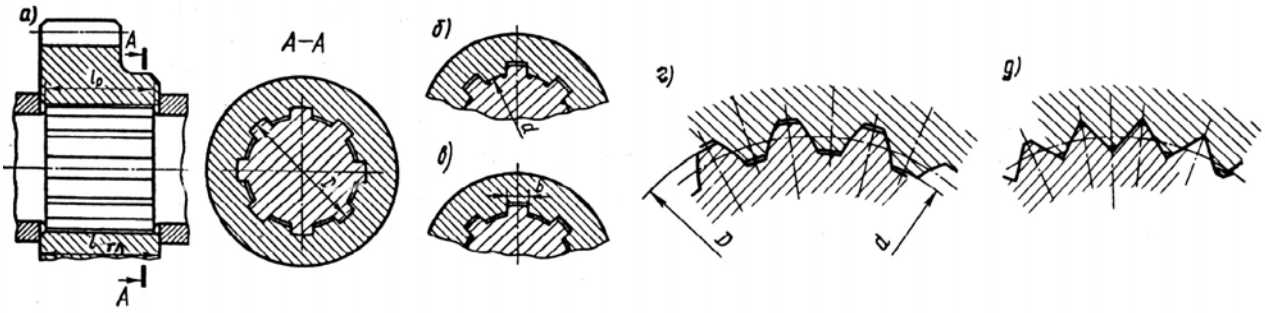
Когато една шпонка не може да предаде необходимия въртящ момент, тогава се монтират две или три шпонки. Осъществяването на такова съединение е свързано с технически трудности и с отслабване на носещото сечение на вала. Затова намират приложение **ш л и ц о в и т е** (зъбни) съединения (фиг.2.34). Предимствата им в сравнение с шпонковите съединения са: голяма работна повърхнина, по-малка концентрация на напрежения и по-добро центроване на свързваните машинни елементи.



фиг.2.34. Шлицово съединение

В зависимост от профила на зъба съединенията биват: с правостенни (фиг.2.35 *а, б,в*), с еволвентни (фиг.2.35 *г*) и с триъгълни зъби (фиг.2.35 *д).*

Съединенията с **п р а в о с т е н н а ф о р м а** на зъба са най-разпространени. Размерите им са стандартизирани по БДС EN ISO 6413 в три серии: *А* – лека, *Б* – средна и *В* – тежка.



фиг.2.35. Видове шлицови съединения:
а-б-в - с правостенни зъби; г - с еволвентни зъби; д - с триъгълни зъби.

Главината се центрова спрямо вала по три начина: по вътрешната цилиндрична повърхнина с диаметър *d* (фиг.2.35 δ), по външната цилиндрична повърхнина с диаметър *D* (фиг.2.35 *а*) и по страничните стени на зъбите и каналите с широчина b (фиг.2.36 *в*).

Видът на центровката зависи от желаната точност на съединението. Когато центроването е по диаметъра *d*, се получава по-голяма точност. Дължи се на възможността за шлифоване на вала по вътрешната повърхнина (по *d*).

Съединенията с **е в о л в е н т е н** профил се центроват по страничните стени. Това са перспективни съединения поради по-добрата си технологичност.

Както правостенните, така и еволвентните шлицови съединения могат да бъдат подвижни и неподвижни.

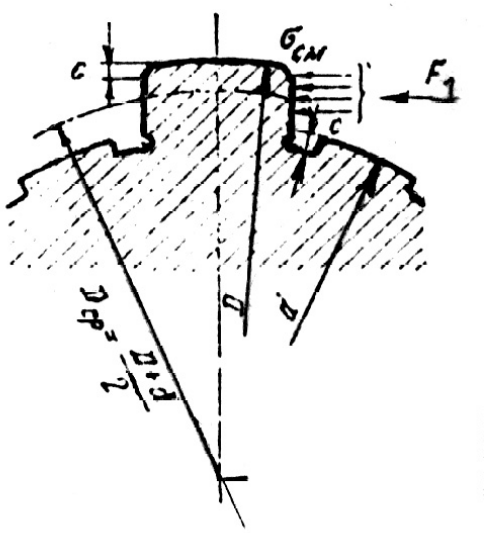
Съединенията с **т р и ъ г ъ л е н** профил (фиг.2.35 д) не са стандартизирани. Използуват се за неподвижно съединяване на вал с главина. Броят на зъбите им достига до 70 и това дава възможност за по-добро регулиране на положението на главината спрямо вала. Поради технологични трудности при изработването все по-често триъгълните шлицови съединения се заменят с еволвентни (с малък модул).

6.2. ПРЕСМЯТАНЕ НА ШЛИЦОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

Размерите на зъбите са стандартизирани и се определят в зависимост от диаметъра на вала d. Страничните стени на зъбите (фиг.2.36) са натоварени на смачкване, а в основата им възникват напрежения на срязване и огъване.

За стандартните профили решаващо значение има напрежението на смачкване и затова не се прави проверка на срязване на зъба.

Предполага се, че натоварването се разпределя равномерно по дължината на зъба, но поради неточности при изработването не всички зъби поемат товара едновременно.



фиг.2.36. Натоварване на един зъб от шлицово съединение

Затова се приема, че в първия момент на натоварване само 75% от общия брой зъби z поемат товара. Тогава

$$\sigma_{см}=\frac{F_1}{S}=\frac{2M_B}{z\psi.h.l.D_{ср}}\le[\sigma_{ст}], \qquad (2.43)$$

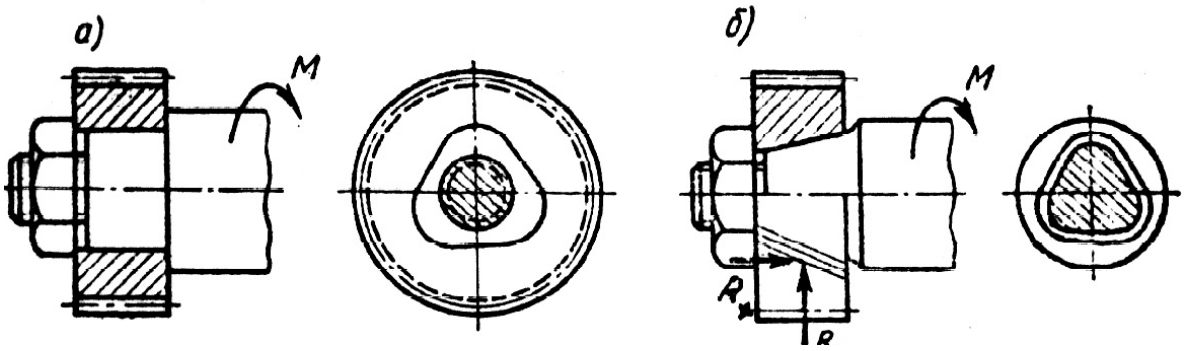
където $F_1=\frac{F_1}{z}=\frac{2M_B}{z.\psi.D_{ср}}$ е силата, която натоварва един зъб; $D_{ср}=\frac{D+d}{2}$, а за еволвентно шлицово съединение – mz (m е модулът на зацепване); ψ = 0,75 – коефициент, който отчита неравномерността на разпределението на натоварването между зъбите; $S=hl$ - лицето на повърхнината на допиране; l- дължината на главината; $h=\frac{D-d}{2}-2c$ - височината на зъба за правостенно съединение; $h=m$ – за еволвентно съединение с центроване по страничната повърхнина на зъба; h=0,9m – за еволвентно съединение с центроване по външния диаметър D; $h=\frac{D-d_a}{2}$ - за триъгълно съединение.

Допустимото напрежение на смачкване се избира в границите от 80 до 120 MPa за неподвижни шлицови съединения и незакалени повърхнини. При подвижни съединения със закалени контактни повърхнини напрежението на смачкване се изменя от 10 до 20 MPa.

7. ПРОФИЛНИ СЪЕДИНЕНИЯ

7.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ

Профилни съединения се наричат тези, при които съединяването на вала с главината се осъществява по нецилиндрична, профилна повърхнина (фиг.2.37).

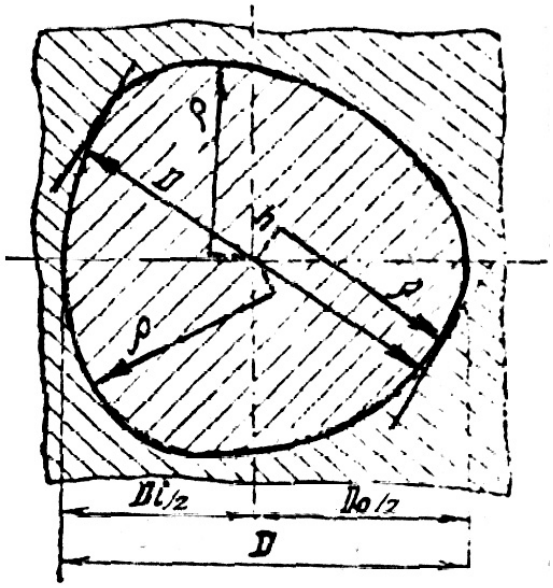


фиг.2.37. Профилни съединения

Предимствата на тези съединения се изразяват в липса на концентрация на напрежение, добро центроване на съединяваните елементи и възможност за точно обработване на двете контактуващи повърхнини, които са с голяма твърдост.

В профилните съединения действуват големи сили, които е необходимо да се отчетат при определяне дебелината на стената на главината. Напреженията на смачкване са по-големи от тези при шлицовите съединения и следователно те имат по-малка товароносимост.

При нечетен брой циклично повтарящи се участъци от контурната крива (обикновено три) профила се прави еквидистантен, т.е. разстоянието между кои да са две успоредни допирателни е постоянно (фиг.2.38).



фиг.2.38. Еквидистантен профил

Това прави профила технологичен. Валът може да се изработи на копирен струг, на специален струг за обработване на валове с не кръгло сечение, а също и на зъбообработващи машини. Отворът се обработва окончателно с профилна протяжка, а след това се измерва и проверява с измерителни инструменти за цилиндрични валове и отвори.

Номиналният размер на профила е разстоянието между кои и да са две успоредни допирателни – D. Главен параметър на вала е **е к с ц е н т р и ц и т е т ъ т** на профила e =0,25(D_0-D_1) и се приема не повече от 0,05mm. При неподвижни съединения дължината на главината (фиг.2.37) се приема $\ell \approx d$, а при подвижни - l=(1,7÷2)d.

Пресмятането на профилните съединения се свежда до проверка на смачкване на работните повърхнини. Уточнена методика все още няма и поради това, а също и поради сложната технология на изработване приложението на профилните съединения е все още ограничено.

8. ВИНТОВИ (РЕЗБОВИ) СЪЕДИНЕНИЯ

8.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. ВИДОВЕ

Винтовите съединения са най-използваните разглобяеми неподвижни съединения в машиностроенето и е установено, че в съвременните машини елементите с резба са повече от 60% от общия брой. Това се дължи на голямата сигурност на съединението, лекото и бързо свързване и освобождаване на частите, ниската себестойност, високата степен на стандартизация, възможността за пълна автоматизация при производството им, възможността за създаване на големи осови сили поради клиновото действие на резбата, удобни форми и малки габарити.

Недостатъците на винтовите съединения се изразяват в появата на концентрация на напрежение в основата на резбата. При отговорни съединения се налага специална обработка за повишаване на якостта и издръжливостта им на умора.

Винтовите съединения се образуват от винтове и гайки, като за спомагателни елементи се използуват подложни шайби и елементи, които осигуряват съединението против саморазхлабване.

Скрепителният винт е цилиндрично или конусно тяло, по периферията на което е нарязана резба, предимно едноходова дясна. Триенето при триъгълната резба е по-голямо от това при другите видове резби и предпазва гайката от саморазвиване. При тежко натоварени скрепителни винтови съединения се използува трапецовидната и трионовидната резба. Кръглата резба намира приложение при винтове, които са подложени на ударни натоварвания и работят в замърсена среда.

Винтове, които служат за превръщане на въртеливото движение в праволинейно, се наричат д в и г а т е л н и , а винтовото съединение образува т-нар. **в и н т о г а е ч н а п р е д а в к а.** Това е механична предавка, която според предназначението си бива: кинематична, силова и комбинирана (например – ходовият винт на струга). Резбата, която се използува, е предимно трапецовидна. При нужда от по-висок к.п.д. или на по-малко предавателно отношение на предавката се използуват *дву-, три-* или ч*етириходни* винтове.

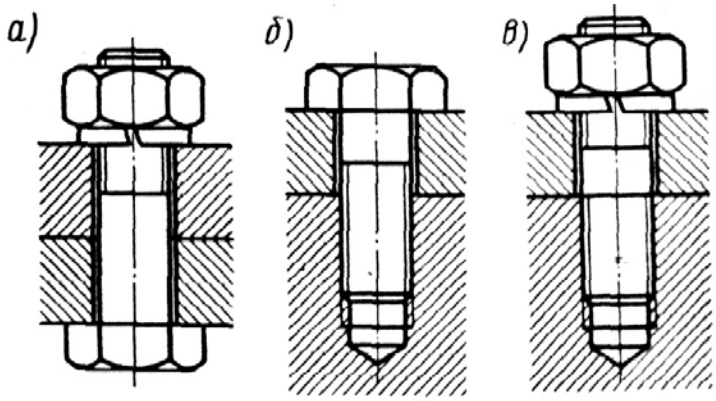
8.2. СКРЕПИТЕЛНИ ВИНТОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

8.2.1. Видове винтове, гайки и шайби

В зависимост от вида на съединението скрепителните винтове получават съответно наименование.

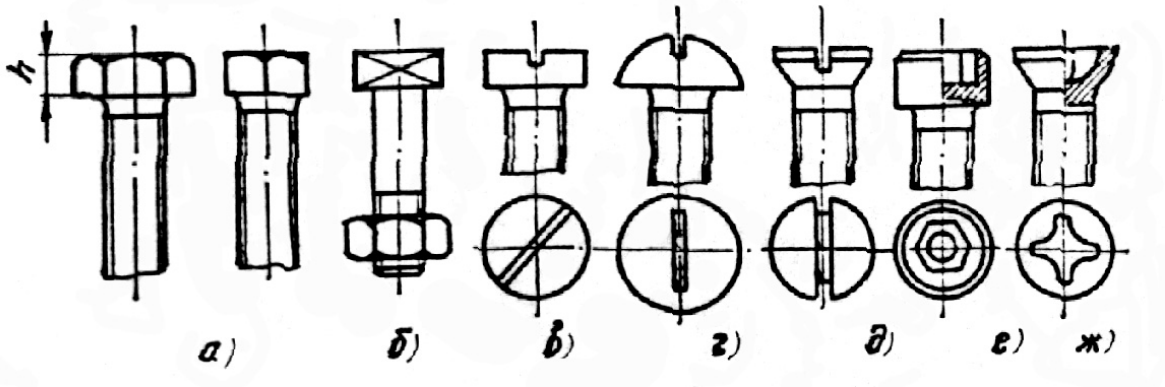
Когато *съединението* се образува от стандартна гайка (фиг.2.39 *а*) се нарича **болтово**, а когато за гайка служи единият от съединяваните елементи (фиг.2.39 *б*) се нарича **винтово**. В този случай е необходимо материалът, в който се нарязва гайката, да бъде с достатъчна якост и достатъчна дебелина. Движението се извършва от винтовото тяло. И в двата случая винтът е със стандартна глава, а в другия край е нарязана резба. Когато не са в сглобен вид, не съществува визуална разлика между болт и винт. Ако винтът няма глава, а стеблото му е нарязано с резба и от двата края се нарича ш п и л к а,

а съединението – ш п и л к о в о(фиг.2.39 *в*). Едната гайка е стандартна, а за втора служи единият от съединяваните елементи.



фиг.2.39. Основни видове винтови съединения
а - болтово; б - винтово; в - шпилково

- ***Болтовите съединения*** се използуват за свързване на немного дебели машинни елементи при условие, че има подходящо място за главата и гайката и за инструмента, чрез който ще се осъществи съединението. Също за съединяване на елементи, на които материалът няма необходимите якостни свойства за нарязване на резба и при често създаване и освобождаване на съединението.
- ***Винтовите съединения*** се използуват, когато няма възможност да се осигури място за гайката и когато материалът на детайла, в който ще се нареже резбата, има необходимите якостни свойства.
- ***Шпилковите съединения*** се използуват в случаите, както при винтовите съединения, но когато материалът на елемента, който служи като гайка, няма необходимата якост и честото завинтване и отвинтване бързо ще разруши отвора му.

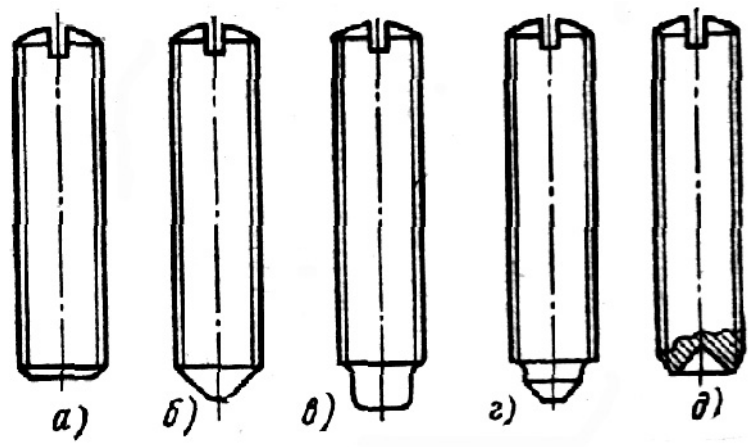


фиг.2.40. Видове скрепителни винтове

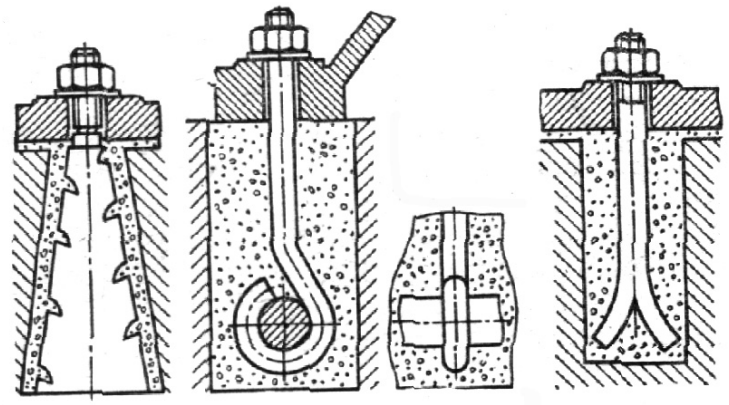
Винтовете се различават по форма на главата. Изработват се с шестостенна глава (фиг.2.40 *а*), с квадратна глава (фиг.2.40 *б*), с цилиндрична глава (фиг.2.40 *в*), с полукръгла глава (фиг.2.40 *г*), със скрита глава (фиг.2.40 *д*), с вътрешен шестостен (фиг.2.4. *е*), с кръстообразен шлиц за специална отверка (фиг.2.40 *ж*). Съществуват и други конструкции глави. Най-голямо разпространение намират винтовете с шестостенна глава, а при труднодостъпни места – с вътрешен шестостен. Краищата им се изработват плоски, с конусна или сферична форма.

Винтовете, показани на фиг.2.41, се наричат **ц е н т р о в а щ и** и **з а с т о п о р я в а щ и**, а на фиг.2.42 – **ф у н д а м е н т н и**.

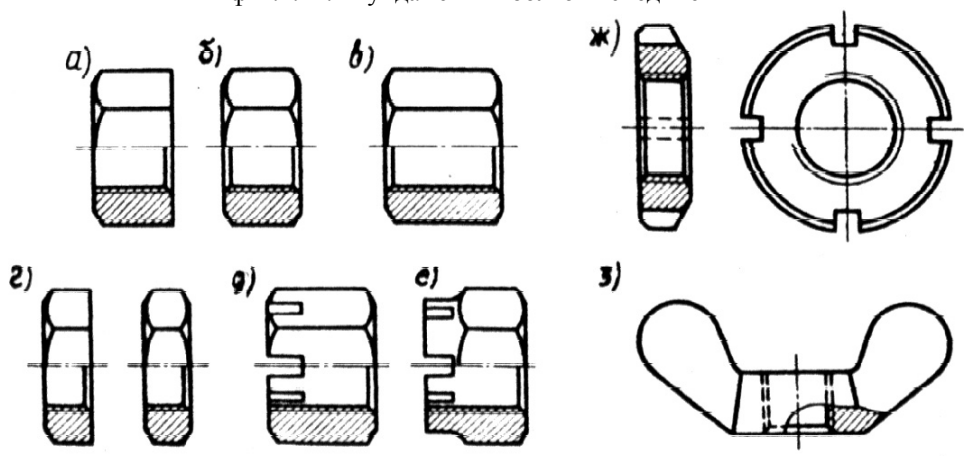
Гайките са вторият елемент на винтовото съединение. Те също имат най-различна форма.



фиг.2.41. Центроващи и застопоряващи винтове



фиг.2.42. Фундаментни болтови съединения



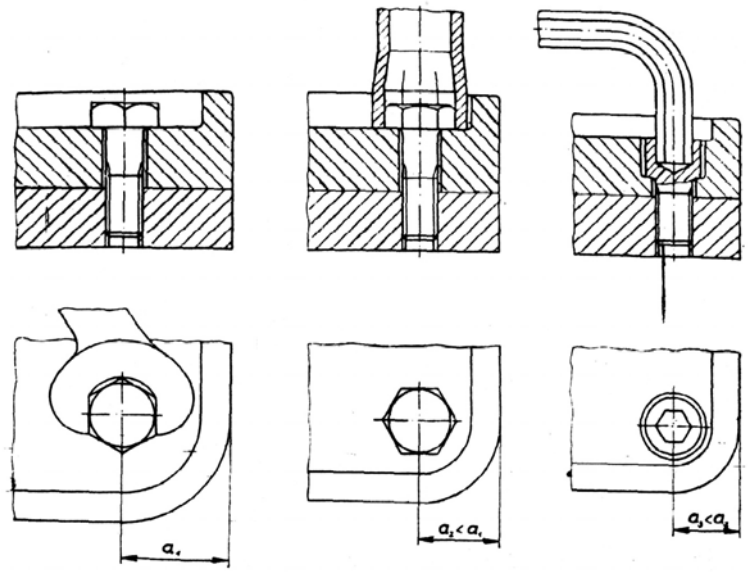
фиг.2.43. Видове гайки

На фиг.2.43 са показани видове гайки, използувани в машиностроенето: шестостенни (фиг.2.43 *а,б*) с една и две фаски, шестостенни особено високи (фиг.2.43 *в*), шестостенни ниски (фиг.2.43 *г*), шестостенни с прорези и корони (фиг.2.43 *д, е*). Има и други разновидности шестостенни гайки.

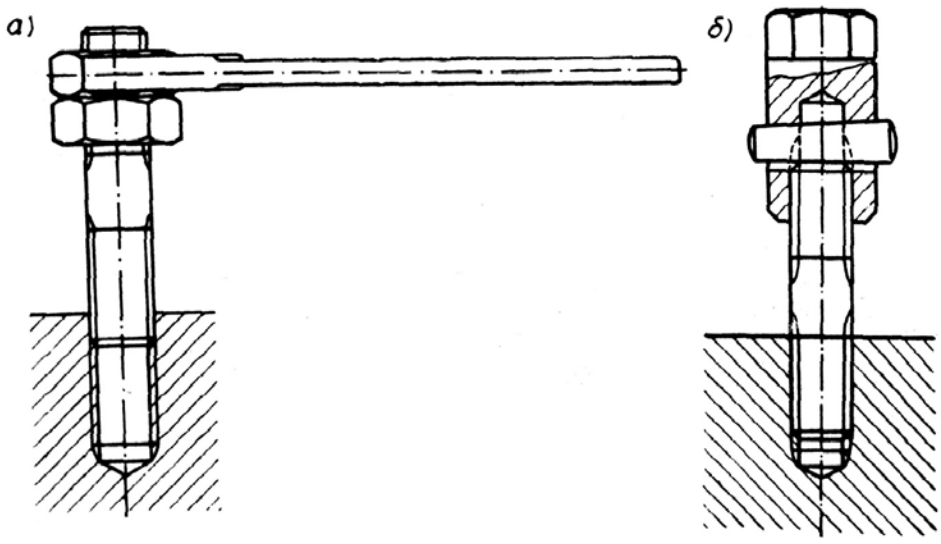
За закрепване на търкалящи лагери, кормилни устройства на велосипеди, мотоциклети и др. се използуват гайки, кръгли с периферни прорези за ключ (фиг.2.43 *ж*). При необходимост от често завиване и отвиване на гайките с ръка (велосипедни гайки, на механични стиски, фиксиращият винт на седлото на струга и др.) се използуват крилчати гайки (фиг.2.43 *з*) и др.

Винтовете и гайките за общо предназначение се изработват от един и същи материал: например – от ниско и средновъглеродни стомани, обикновено качество *АСт3, АСт4, АСт5* и качествени въглеродни стомани – 35, 45 и др. В някои случаи се използуват специални и неръждясващи стомани, както и цветни метали и пластмаси.

Според начина и точността на изработване винтовите изделия се подразделят на обработени (чисти), полуобработени (полу-чисти) и необработени (черни). Обработените винтове и гайки се правят от калиброван прътов материал (шестостенен, квадратен или с кръгло напречно сечение) с размери, еднакви с тези на главата на винта или гайката. Винтовото стебло, стените на главата и на гайката и челните повърхнини са обработени точно. При добра обработка, на стените на главата и гайката, гаечният ключ пасва добре. Така се запазват околните им ръбове и ключът не се износва бързо (фиг.2.44)

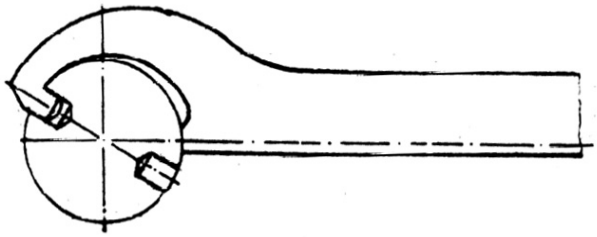


фиг.2.44. Някои начини на контакт между винтове и гаечни ключове



фиг.2.45. Затягане на шпилка в отвор на детайл

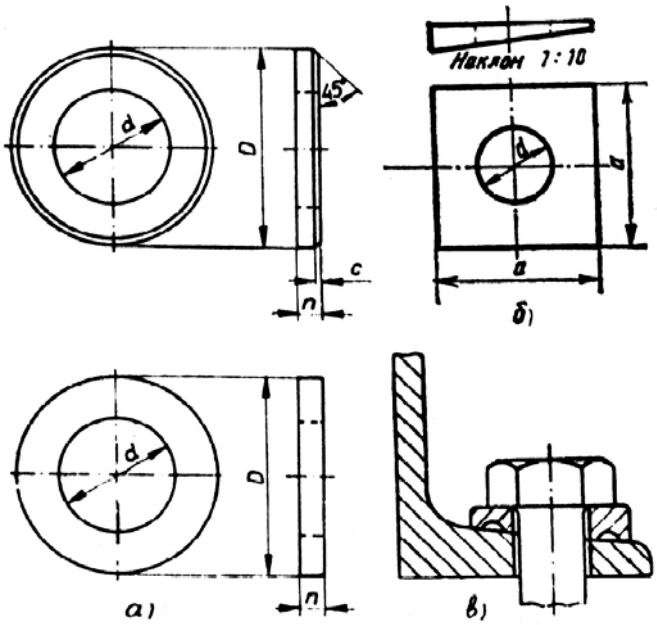
Малко по-специален е начинът на затягане на шпилките в отвора на детайла, който служи като гайка. На фиг.2.45 са показани два от често срещаните начини: с гайка и контра гайка (фиг.2.45 *а*) и с помощта на клин (фиг.2.45 *б*). На фиг.2.46 е показан начина на затягане на кръгли гайки (фиг.2.43 *ж*) със специален ключ.



фиг.2.46. Специален ключ за затягане на кръгли гайки

Необработените винтове и гайки се изковават на горещо или се щанцоват на студено в матрици от кръгъл цилиндричен прътов материал, като резбата се получава чрез валцуване. Размерите им се отличават от номиналните размери, което намалява якостта им.

Полуобработените винтове и гайки се щамповат, като резбата се нарязва, вместо да се валцува. Опорната повърхнина на главата на винта и на гайката, както и стеблото на винта се стуговат допълнително.



фиг.2.47. Подложни шайби:
а - кръгла; б - квадратна с наклон; в - квадратна с наклон еластична.

Подложните шайби (фиг.2.47) се поставят между гайката и съединяваната част в следните случаи:

- когато повърхнината на машинния елемент, върху която ляга гайката, не е добре обработена или има грапавини; при повърхнина с много грапавини, ако няма подложна шайба, гайката подбива неравностите, не стяга добре и съединението се разхлабва;
- когато материалът на машинния елемент е по-мек от тоя на гайката, подложната шайба увеличава опорната площ на гайката и така се намалява повърхностният натиск върху машинния елемент.

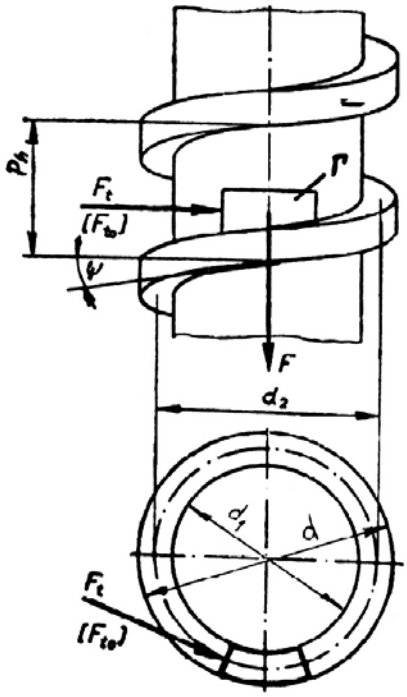
Кръглите подложни шайби (фиг.2.47 *а*) са стандартизирани по БДС 206-78 под наименованието шайби стоманени за шестостенни болтове и гайки.

Когато упорните повърхнини са наклонени, за да се изравнят, се поставят квадратни подложни шайби с наклон (1:12, 1:10 или 1:6). Стандартизирани са по БДС 3155-71 под наименованието – шайби квадратни с наклон (фиг.2.47 *б).*

8.3. СИЛОВИ ЗАВИСИМОСТИ ВЪВ ВИНТОВАТА ДВОЙКА

При създаването на винтовото съединение, за да се притиснат свързваните части, е необходимо завинтване на гайката (винта) с гаечен ключ и приложена външна сила $F_{кл}$ (силата от ръката на работника). Следователно моментът $M_{зав}$, който трябва да се приложи върху гайката (главата на винта) при завинтването ще бъде $M_{зав}=M_1+M_2$, където M_1 е моментът, необходим за преодоляване на триенето между навивките на винта и гайката; M_2 – моментът, необходим за преодоляване на триенето между гайката и съответната машинна част.

За определяне големината на момента M_1 е необходима да се изследва силовото взаимодействие между гайката и винта.



фиг.2.48. Сили, действуващи във винтово съединение

За целта се използува модел, в който гайката е заменена с елемента Γ (фиг.2.48). За движението на гайката, т.е. елемента Γ нагоре по резбата (не се отчита силата на триене) е необходима сила (теоретична) F_{to}. Гайката (елемента Γ) ще се издигне за едно пълно завъртане на височина p_h равна на стъпката на резбата. От равенството на работите $F_{t_0}\pi d_2 = F\rho_h$ се определя необходимата теоретична сила

$$F_{t_0} = F\frac{\rho_h}{\pi d_2} = Ftg\psi, \qquad (2.44)$$

където, ψ е средният ъгъл на изкачване на резбата;

d_2 – средният диаметър на резбата.

При движението на гайката по резбата се поражда триене, което не може да се пренебрегне. Съпротивлението, което се поражда от него може да се изрази чрез фиктивно повишаване на ъгъла на изкачване на резбата $\psi + \varsigma$, където ς е ъгълът на триене. Силата, която е необходима да осигури движението на гайката по резбата с нов, по-голям наклон, ще бъде

(2.45) $$F_t = Ftg(\psi + \varsigma).$$

При движението на гайката надолу по резбата, необходимата сила е

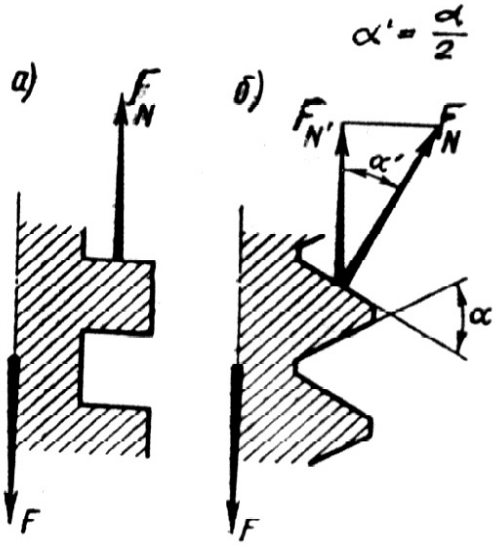
(2.46) $$F_t^{'} = -Ftg(\psi + \varsigma) = Ftg(\varsigma - \psi).$$

При отвиването на гайката са възможни три случая:

а) $\psi > \varsigma$; гайката ще се спусне по резбата от само себе си под въздействието на силата F , т.е. се самоотвива;

б) $\psi = \varsigma$; това значи, че $F_t^{'} = 0$ и гайката може да остане неподвижна върху резбата на винта, независимо,че е под въздействието на силата F . Това положение, при което гайката не се самоотвива се нарича самоспиране – то е на границата на плъзгането;

в) $\psi < \varsigma$; при този случай гайката няма да се самоотвие и за развиването й дори се налага да се приложи силата $F_t^{'}$.



фиг.2.49. Начин на натоварване върху навивките на резбата
а - по квадратна;б - по триъгълна

Работната повърхнина на квадратната резба е перпендикулярна на оста на завинтването (фиг.2.49 *а*). Активната страна на профила на триъгалната резба е под наклон $90^0 - \frac{\propto}{2}$ спрямо оста на завинтването (фиг.2.49 *б*) и поради това съпротивлението от триене при тази резба е по-голямо от квадратната резба. Причината за това е, че компонентата на силата F, перпендикулярна на активната среда на профила е $F_N = \frac{F}{\cos\frac{\propto}{2}}$

и предизвиква допълнителна сила на триене

(2.47) $$F_T = \mu F_N = \mu \frac{F}{\cos\frac{\alpha}{2}} = \mu\xi F = \mu' F ,$$

където, μ е коефициентът на триене при плъзгане;

μ'-приведеният коефициент на триене за триъгълна резба; коефициентът μ' съответствува на фиктивен ъгъл на триене $\varsigma' > \varsigma - \mu' = tg\varsigma'$.

Следователно за триъгълна резба се получава

(2.48) $$F_t = Ftg\left(\psi + \varsigma'\right) \quad \text{и} \quad F_t' = Ftg\left(\varsigma' - \psi\right).$$

Стойността на приведеният коефициент на триене $\mu' = \xi\mu$ за различните триъгълни резби е следната:

за метрична резба $\left(\alpha = 60^0\right)$ - $\mu' = \frac{\mu}{\cos 30^0} = 1{,}15\mu$,

за витвордова резба $\left(\alpha = 55^0\right)$ - $\mu' = \frac{\mu}{\cos 27^0 30'} = 1{,}13\mu$,

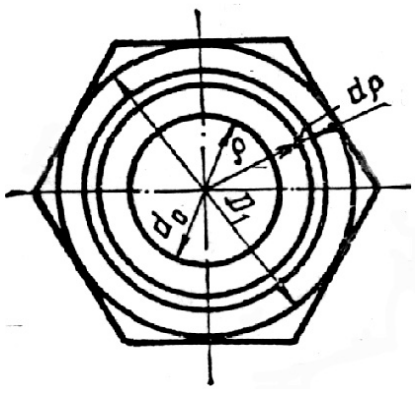
за трапецовидна резба $\left(\alpha = 30^0\right)$ - $\mu' = \frac{\mu}{\cos 15^0} = 1{,}035\mu$.

Следователно, за метрична резба ξ=1,15, а за витвордова - ξ=1,13, а това означава, че тези две резби, които се употребяват за скрепителни винтови съединения, повишават съпротивлението против самоотвиване с 15 и 13% по отношение на квадратната резба. Трапецовидната резба (ξ=1,035) повишава това съпротивление само с 3,5% и следователно за нея може да се приеме, че $\mu' = \mu$.

Тогава моментът M_1, чрез който се придвижва елементът Γ, изразен чрез силата на завъртане F_t, редуцирана на средния диаметър на резбата d_2, ще бъде

(2.49) $$M_1 = F_t \frac{d_2}{2} = F\frac{d_2}{2} tg\left(\psi + \varsigma'\right).$$

Моментът M_2 се определя чрез фиг.2.50, на която е показана опорната повърхнина на гайката със съответния машинен елемент. Средното налягане по нея ще бъде



фиг.2.50. Опорна повърхнина на гайка

(2.50) $$p = \frac{4F}{\pi\left(D_1^2 - d_0^2\right)},$$

където F е силата, която разтяга винтовото стебло; D_1 и d_0 са съответните диаметри на опорната повърхнина на гайката.

Моментът на елементарните сили на триене на повърхнината на пръстена с радиус p и дебелина d p се определя така:

(2.51) $$dM_2 = 2\pi p.dp.p.\mu_1 p = \frac{8F\mu_1 p^2 dp}{D_1^2 - d_0^2},$$

където μ_1 е коефициентът на триене между гайката и машинния елемент.

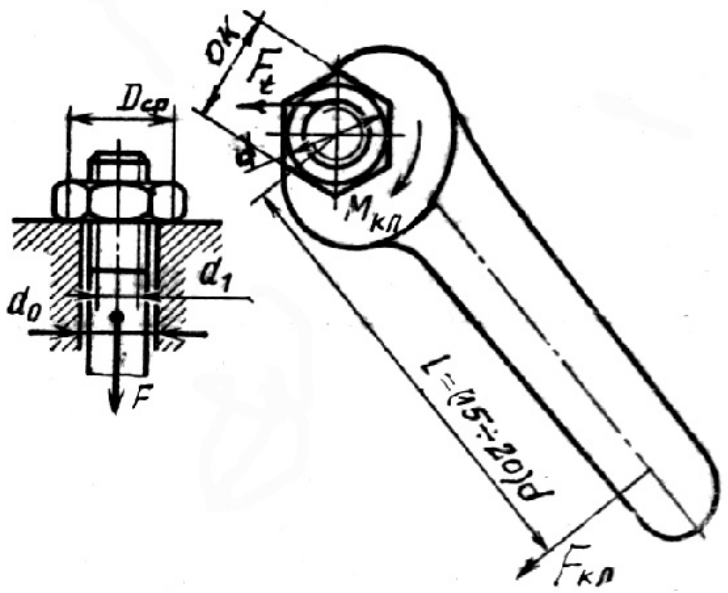
Моментът на силите на триене за целия контактен пръстен се получава след интегриране в границите от 0,5 d_0 до 0,5 D_1:

(2.52) $$M_2 = \int_{0,5d_0}^{0,5D_1} dM_2 = \mu_1 F \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} = \mu_1 F R_{TP},$$

където, $R_{тр} = \frac{1}{3}\frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$ е радиусът на триене. С достатъчна точност изразът

може да се замени с $R_{ср} = \frac{D_{ср}}{2} = \frac{D_1 + d_0}{4} \cdot$ Тогава за M_2 се получава

(2.53) $$M_2 = \mu_1 F R_{ср} = 0{,}5\mu_1 .F.D_{ср} \cdot$$



фиг.2.51. Затягане на винтово съединение с гаечен ключ

Общият момент, необходим за затягане на гайката (винта) с гаечен ключ (фиг.2.51), ще бъде

(2.54) $$\text{М}_{зав} = F_{кл}L = M_1 + M_2 = 0{,}5Fd_2\left[tg\left(\psi + \rho'\right) + \mu_1 \frac{D_{ср}}{d_2}\right],$$

където, $F_к$ е необходимата мускулна сила на работника, приложена в края на гаечния ключ, т.е. на рамо с дължина L.

При развиване на гайката моментът, който трябва да се приложи, е

(2.55) $$M'_{зав} = 0{,}5Fd_2\left[tg\left(\rho' - \psi\right) + \mu_1 \frac{D_{ср}}{d_2}\right].$$

За да не се саморазвива гайката, необходимото условие е $M'_{зав} > 0$, т.е. силата $F'_t > 0$. Тъй като $F > 0$, следва, че $tg\left(\rho' - \psi\right) < 0$ и следователно $\psi < \rho'$.

8.4. КОЕФИЦИЕНТ НА ПОЛЕЗНО ДЕЙСТВИЕ НА ВИНТОВА ДВОЙКА

Коефициентът на полезно действие (к.п.д.) на винтовата двойка изразява отношението на получената и вложената работа при едно пълно завъртане на единия от елементите й ($\varphi = 2\pi$).

При завиване на гайката, което е равносилно на издигане на товар по наклонена повърхнина, вложената работа $A_{вл}$ е произведението от силата на въртене F_t и пътя, който тя преминава πd_2. Получената работа се изразява в издигането на товара F на височина, равна на хода на винтовата линия $P_h = i.P$. C P е отбелязана стъпката на резбата, а с i – броят на ходовете (при многоходова резба). Тогава за *к.п.д.* на винтовата двойка се получава

(2.56) $$\eta = \frac{A_{пол}}{A_{вл}} = \frac{F \cdot P_h}{F_t \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{F\pi d_2 tg\psi}{Ftg\left(\psi + \rho'\right)\pi d_2} = \frac{tg\psi}{tg\left(\psi + \rho'\right)}.$$

При развиването на гайката, което е равносилно на спускане на товар F по наклонена повърхнина, за *к.п.д.* η' се получава

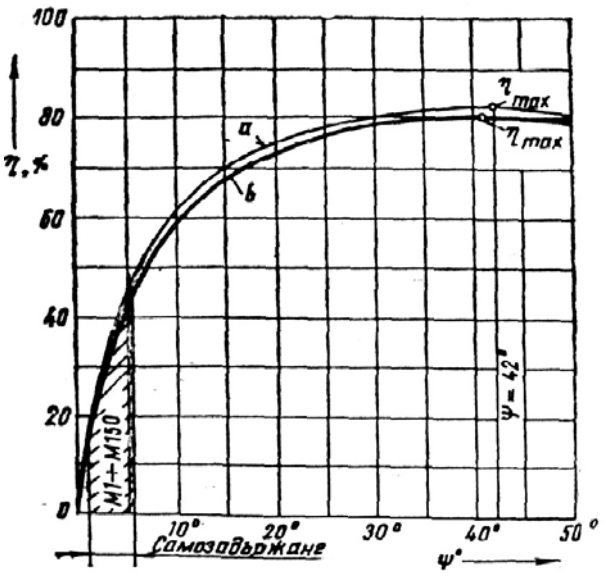
(2.57) $$\eta' = \frac{tg\left(\psi - \rho'\right)}{tg\psi}.$$

Следователно *к.п.д.* на винтовата двойка зависи от ъгъла на изкачване на резбата ψ и приведения ъгъл на триене ρ', *к.п.д.* се изменя по определена зависимост. Може да се докаже, че максималната стойност на η (уравнение 2.56) е при ъгъл на изкачване на резбата $\psi = 42^0$ (фиг.2.52).

Графиката a се отнася на квадратна резба, а графиката b - за трапецовидна.

Най-голямата стойност на *к.п.д.* η_{max} се получава, когато $\frac{d_\eta}{d_\psi} = 0$, т.е.

(2.58) $$\frac{d_\eta}{d_\psi} = \sin\left(\psi + \varsigma'\right)\cos\left(\psi + \varsigma'\right) - \sin\psi \cdot \cos\psi = 0.$$



фиг.2.52. Графики на к.п.д. на винтови съединения

От това следва, че $\sin 2(\psi+\varsigma') = \sin 2\psi$, и тъй като $\varsigma' \neq 0$, това условие ще бъде изпълнено, когато $\sin 2(\psi+\varsigma') = \sin(180-2\psi)$ или когато $\psi = 45^0 - \frac{\varsigma'}{2}$. Тогава за μ_{max} се получава

(2.59) $$\eta_{\max} = \frac{tg\left(45^0 - \frac{\varsigma'}{2}\right)}{tg\left(45^0 + \frac{\varsigma'}{2}\right)} = tg^2\left(45^0 - \frac{\varsigma'}{2}\right).$$

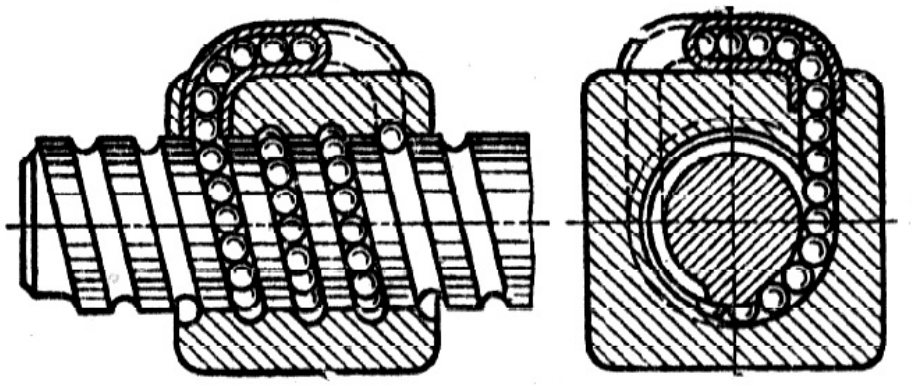
За $\varsigma'=6^0$,η_{max} е при $\psi=42^0$, т.е $\eta_{max}=tg^242^0=0{,}81$.

В граничният случай – на самоспиране, когато $\psi=\varsigma'$

(2.60) $$\eta_c = \frac{tg\varsigma'}{tg2\varsigma'} = \frac{1-tg^2\varsigma'}{2},$$

и при $\varsigma'=6^0$ за квадратна резба $\eta_c=0{,}495$, а за триъгълна е още по-малък.

Поради технологични трудности не се изработват винтове с ъгъл на изкачване на резбата, който да отговаря на максималния *к.п.д*. Затова при двигателни винтове се приема най-често $\psi = 15+18^0$. За повишаване на к.п.д. на винтовите двойки се използуват антифрикционни материали, прецизна обработка и подходящо мазане на работните повърхнини. Напоследък се използуват гайки с триене при търкаляне чрез съчми (фиг.2.53).



фиг.2.53. Винтова двойка с триене при търкаляне чрез сачми

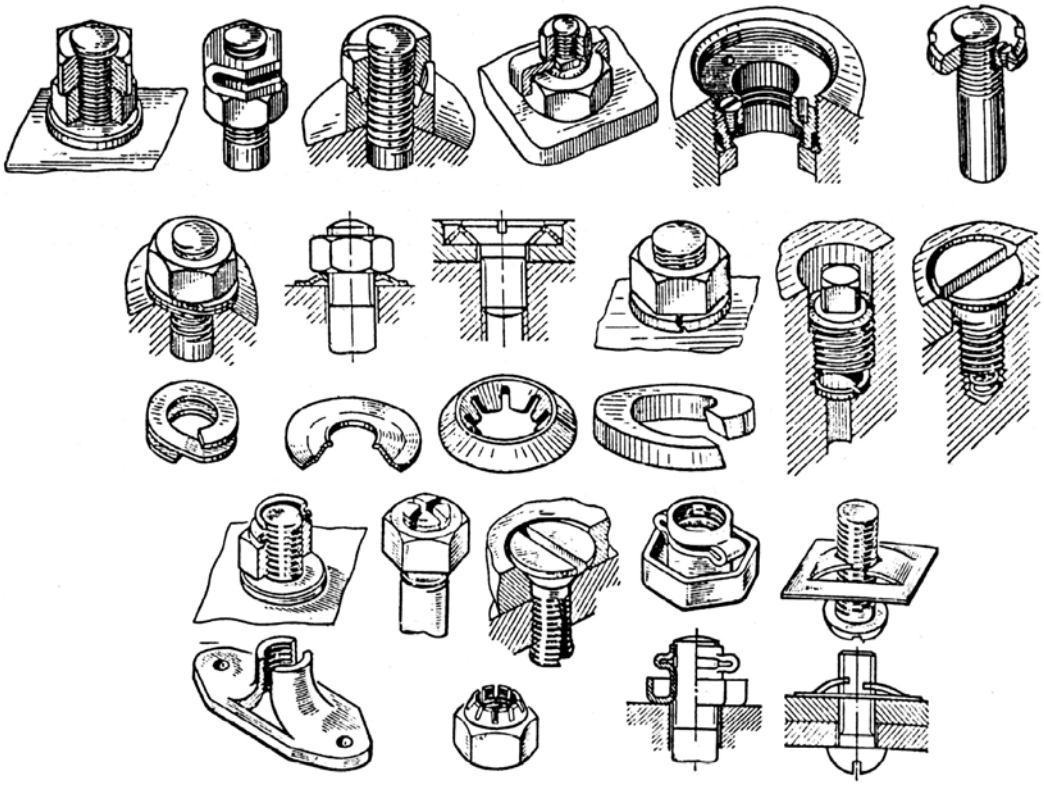
К.п.д. на винтовата двойка представлява интерес само за винтовите механизми. За скрепителните винтови съединения той въобще не е от значение. При тях ъгълът на изкачване на резбата е в границите от 1,5 до 4^0, а приведеният ъгъл на триене ς' се изменя в границите от 6^0 ($\mu'\approx 0{,}1$) до 16^0 ($\mu'\approx 0{,}3$). Следователно всички скрепителни резби са самозадържащи и коефициентът им на полезно действие е под 0,5 (фиг.2.52).

8.5. СРЕДСТВА СРЕЩУ САМОРАЗВИВАНЕ НА СКРЕПИТЕЛНИ ВИНТОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

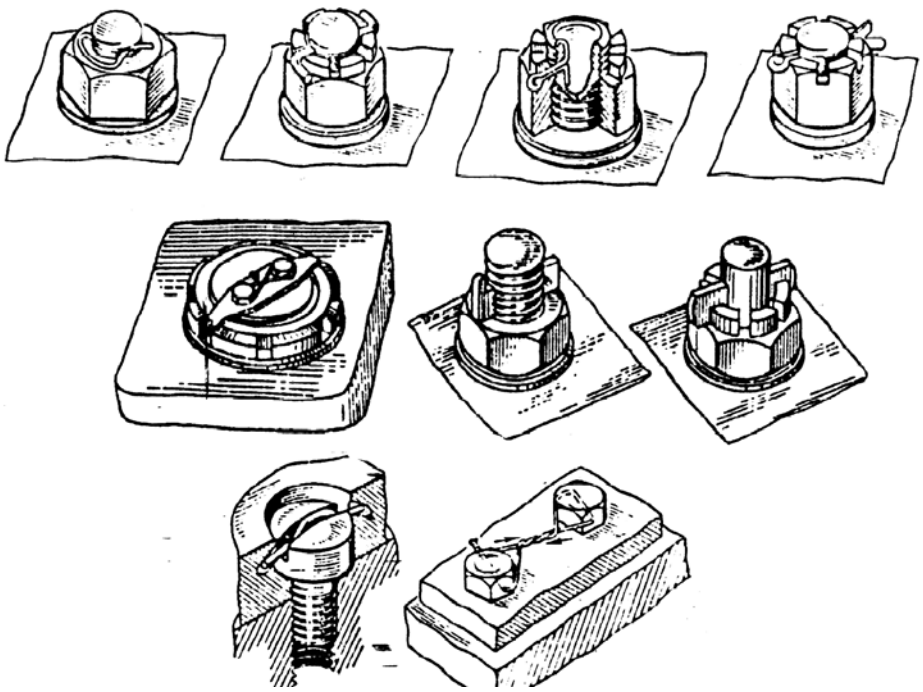
Едно от главните изисквания към скрепителните винтови съединения е сигурността на връзката. Това е особено необходимо в случаите, когато съединението е натоварено със знакопроменливи или пулсиращи сили независимо от това, че скрепителните резби са самозадържащи. Динамичните сили стават причина да се намалят или за момент напълно да изчезнат силите на триене между навивките на резбата на винта и гайката. Тогава гайката започва да трепти и да се саморазвива, а съединението се разхлабва. В много случаи това явление е причина за сериозни повреди в машините и затова се налага да се вземат предпазни мерки.

Известни са голям брой начини за предпазване от саморазвиване. Описанието им се дава в справочниците и специалната литература. Въпреки голямото разнообразие от конструктивни решения според принципа на действие те могат да се разделят на три групи:

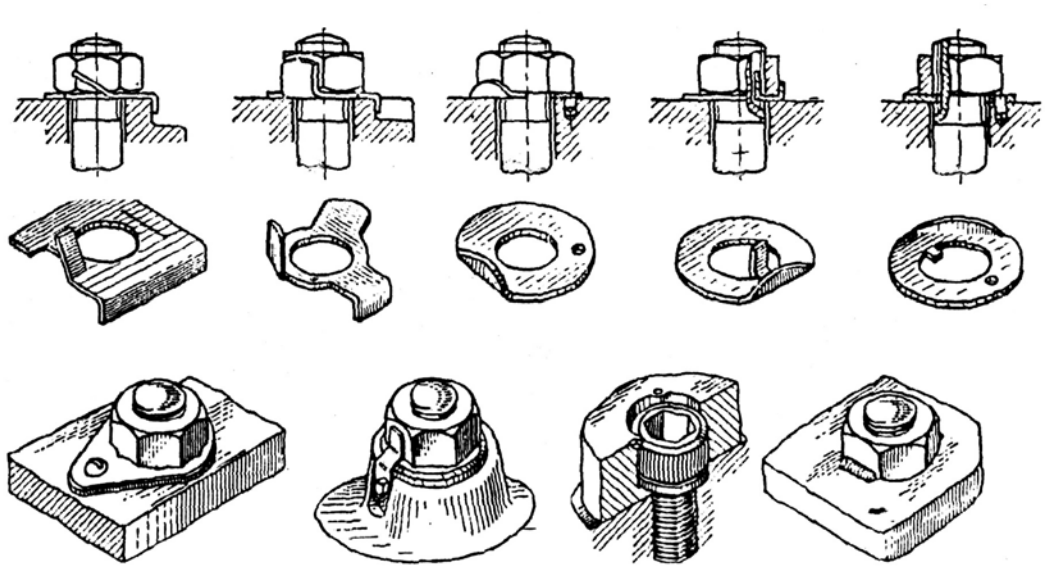
- средства за възбуждане на допълнителна сила на триене между резбата на винта и гайката независимо от триенето, получено от силата на затягане; при намаляване на силата на затягане или когато тя стане равна на нула, остава да действува допълнителното триене; на фиг.2.54 са показани някои от най-често употребяваните средства срещу самоотвиване от тази група;
- различни фиксатори за неподвижно свързване на гайката със стеблото на винта; на фиг.2.55 са показани някои от най-често употребяваните средства срещу саморазиване от тази група;
- различни фиксатори за неподвижно свързване на гайката (главата на винта) с машинната част; на фиг.2.56 са показани някои от най-често употребяваните средства срещу саморазвиване от тази група.



фиг.2.54. Средства против саморазвиване от първа група
а - гайка и контрагайка б - пружинна шайба



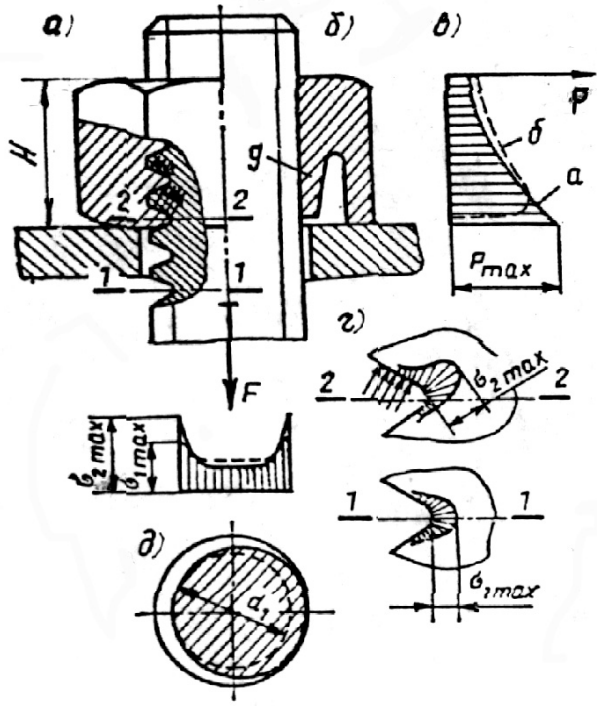
фиг.2.55. Средства против саморазвиване от втора група
а - шплинт; б-в - чрез завързване с тел; г - коронна гайка



фиг.2.56. Средства против саморазвиване от трета група
а-г - различни видове ламаринени шайби; д - чрез заварка

8.6. РАЗПРЕДЕЛЕНИЕ НА ОСОВАТА СИЛА ПО НАВИВКИТЕ НА РЕЗБАТА НА ГАЙКАТА

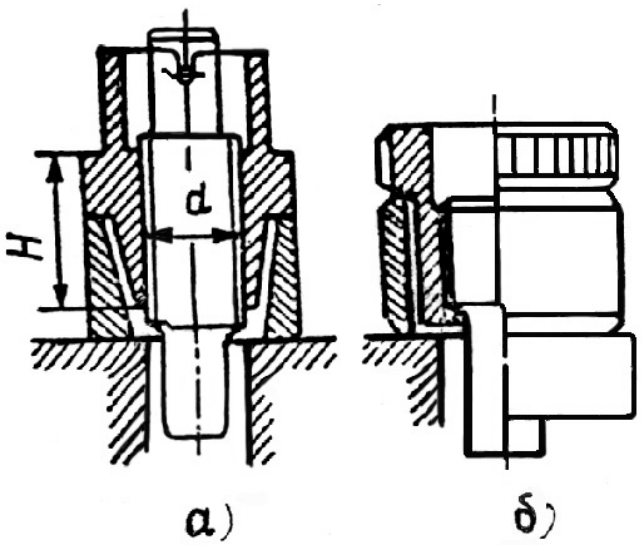
Разпределението на осовата сила по навивките на резбата на винтовата двойка е *равномерно* при условие, че резбата на винта и на гайката е изработена с *абсолютна точност* и стеблото на винта и гайката са *абсолютно твърди*. В действителност осовата сила се разпределя неравномерно. Най-голямо е натоварването на *първата навивка* (до опорната повърхнина), а най-малко – в противоположния край на съединението (фиг.2.57 *в*). Графиката a изразява разпределението на налягането p на единица дължина от резбовото съединение, показано на фиг.2.57 *а.*



фиг.2.57. Разпределение на натоварването и напреженията в резбата на гайката

В 1902 г. Н.Е. Жуковски е установил, че в гайка с десет навивки натоварването на първата навивка е 34% от общото натоварване, а десетата навивка поема само 0,9% от него. Това означава, че е безсмислено да се конструират гайки с повече от 10 навивки.

Винтовото съединение, когато е подложено на действието на променливи сили, може да се повреди поради възникването на *микропукнатини от умора на материала* в местата с концентрация на напрежението. Разрушаването в такива случаи става в сечението на първата или втората навивка на стеблото на винта – сечение $I - I$ (фиг.2-57 *а)*. В сечение *2-2* местните деформации, предизвикани от осовата сила F, се сумират с деформациите от силата, приложена в навивките на резбата от страната на гайката. Изменението на напрежението е показано на фиг.2.57 *г*. Максималните му стойности в навивките са близо до опорната повърхнина. С това се обяснява разрушаването в резултат от нарастването на микропукнатините вследствие на умора на материала в сечение *2-2* ($\sigma_{2max}\sigma_{1max}$).



фиг.2.58. Гайка, натоварена на опън
а - частично; б - по цялата дължина

За да се разтоварят навивките близо до опорната повърхнина, налягането p по височината на гайката (фиг.2.57 *в*) трябва да се намали. постига се чрез използуване на гайки, чийто материал в зоната на резбата е частично (фиг.2.57 *б* и 2.58 *а*) или по цялата дължина (фиг.2.58 *б*) натоварен на опън. Например за случая, показан на фиг.2-57 *б*, зоната q има разпределение на натоварването, показано с графиката *б* от фиг.2.57 *в*.

8.7. ЯКОСТНО ПРЕСМЯТАНЕ НА ВИНТОВИТЕ СЪЕДИНЕНИЯ

8.7.1. Видове натоварвания при винтовите съединения

Винтовите съединения са подложени на два вида товари – основни и допълнителни. **О с н о в е н т о в а р** - това е осовата сила, получена от предварителното затягане и съответния й въртящ момент и външната осова сила (ако има такава), приложена върху стеблото на винта.

Д о п ъ л н и т е л н и т о в а р и - това са напречните срязващи сили и огъващи моменти, които допълнително натоварват стеблото на винта на огъване, на повърхностен натиск и на срязване в зависимост от посоката на действието им спрямо оста на съединението.

В зависимост от вида на основното натоварване се различават следните случаи:

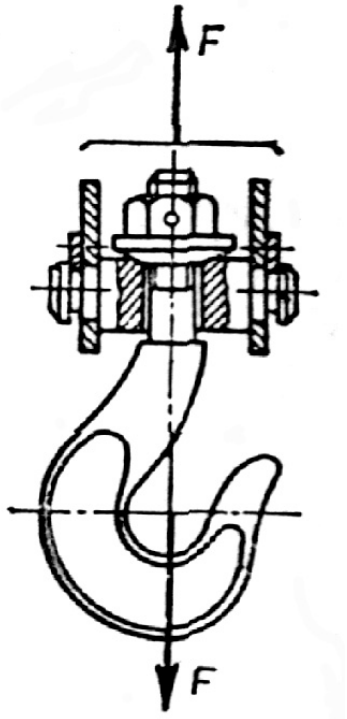
- винтовото съединение е осъществено *без предварително затягане* и след това е натоварено само с външна статична сила;

- винтовото съединение е осъществено с *предварително затягане*; върху него действуват едновременно силата от предварителното затягане и външната сила; такъв е случаят при с к р е п и т е л н и т е в и н т о в е;

- винтовото съединение, върху което действува постоянна осова сила и съответният й въртящ момент служи за преобразуване на движение – д в и г а т е л н и в и н т о в е (винто-гаечна предавка).

8.7.2.Пресмятане на винтово съединение без предварително затягане

Тези съединения се използуват сравнително рядко. Например може да се разгледа съединението на кранова кука с напречна греда (фиг.2.59).



фиг.2.59. Съединение на кранова кука с греда

За застрашено сечение се приема намаленото сечение на резбата (фиг.2.57 *д),* т.е. кръг с диаметър d_1, равен на вътрешния диаметър на резбата.

Винтовото стебло изпитва напрежение само на опън от силата *F* (осова сила, която се прилага след образуване на винтовото съединение)

(2.61) $$\sigma_{on} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \le [\sigma_{on}],$$

следователно

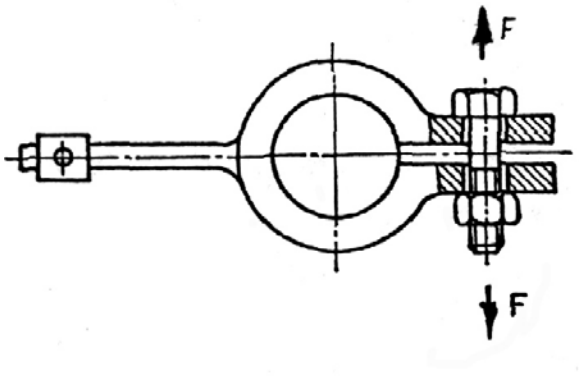
(2.62) $$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{on}]}} = 1{,}13\sqrt{\frac{F}{[\sigma_{on}]}}.$$

Получената стойност за диаметъра d_1, се закръглява до най-близкия по-голям стандартен вътрешен диаметър на съответната резба.

8.7.3. Пресмятане на скрепително винтово съединение

➢ **Първи случай.** Съединението е осъществено, но не е натоварено с външна осова сила (фиг.2.60).

Върху винта действуват едновременно въртящ момент $M_{зав}=F_{ка}L$, който може да се определи от мускулната сила на работника $F_{ка}$, която се прилага върху гаечния ключ, и дължината на ключа L и възбудената от него сила на предварително затягане F (уравнение 2.54):



фиг.2.60. Болтово предварително напрегнато съединение, натоварено на опън

(2.63) $$F = \frac{F_{кл}L}{0{,}5d_2\left[tg\left(\psi+\rho'\right)+\mu_1\frac{D_{ср}}{d_2}\right]}.$$

Напрежението на опън от силата F е

(2.64) $$\sigma_{оп} = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi d_1^2},$$

а от момента $M_1 = F\frac{d_2}{2}tg\left(\psi+\rho'\right)$ (уравнението 2.49) – напрежението на усукване

(2.55) $$\tau_{ус} = \frac{16M_1}{\pi d_1^3},$$

което при стандартни скрепителни резби е около 0,5σ. За еквивалентното напрежение се получава

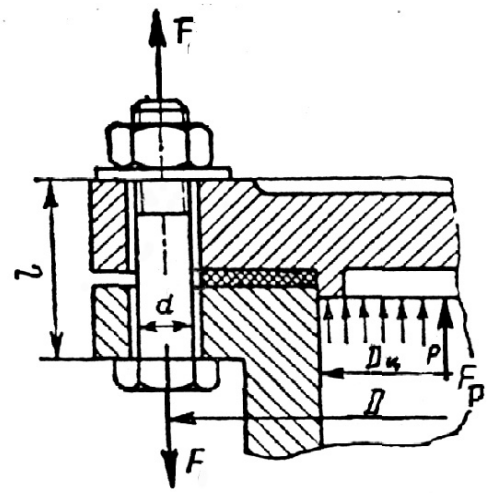
(2.66) $$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2+3\tau^2} \approx 1{,}3\sigma,$$

което означава, че може да се определи направо от осовата сила във винта F, увеличена с 30%. Следователно от уравнение (2.64) за вътрешния диаметър на резбата d_1 се получава

(2.67) $$d_1 \geq \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3\cdot F}{\pi[\sigma_{оп}]}} \approx 2{,}8\sqrt{\frac{F}{[\sigma_{оп}]}}.$$

В машиностроенето такива съединения се срещат например при закрепването на капаци на отвори в телата на машините и др.

➢ **Втори случай.** Типичното скрепително съединение е натоварено с основен товар – осова сила, получена от предварителното затягане F и допълнително приложена външна осова сила F_p. Пример за такова съединение е показан на фиг.2.61.



фиг.2.61. Болтово съединение, натоварено с осова сила

Капакът на резервоар под вътрешно налягане p е закрепен към фланеца на цилиндър с вътрешен диаметър $D_ц$ чрез групово винтово съединение, което в случая е осъществено като болтово. Наличието на еластична подложка между фланците (ебонит, оловен бронз, месинг и др.) за осигуряване на херметичност показва, че е необходимо да се отчетат и еластичните деформации при пресмятането на скрепителното съединение. Приема се, че те са под границата на пропорционалност (важи законът на Хук).

Големината на общата осова сила F_p, действуваща върху капака на цилиндъра в резултат на налягането p, е

(2.68) $$F_p = \rho \frac{\pi D_ц^2}{4}.$$

Големината на допълнително приложената осова сила в един болт е

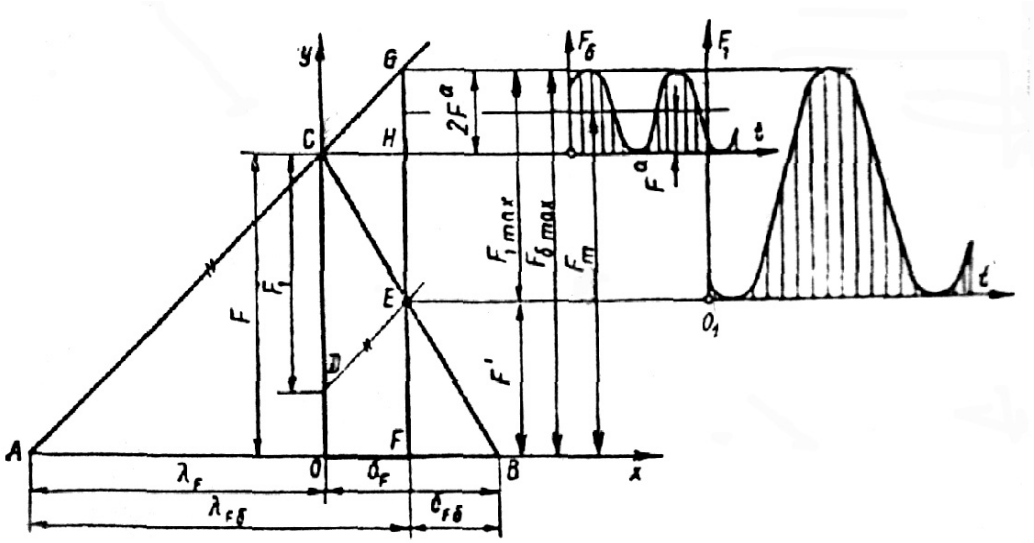
(2.69) $$F_1 = \frac{F_p}{z},$$

където z е броят на болтовете.

Пресмятането може да стане чрез т.нар. т о ч е н м е т о д [50], който се прилага за конструкции с важно предназначение. За да се получи общата сила в стеблото на болта, трябва да се построи зависимостта между силите и деформациите, предизвикани от тях в съединението (фиг.2.62).

Силата от предварителното затягане F се изчислява чрез уравнение (2.54) и се нанася по ординатната ос y – отсечката ОС.Еластичното удължение λ_F, което предизвиква тази сила в стеблото на болта, е

(2.70) $$\lambda_F = \frac{F l_1}{S_1 E_1},$$



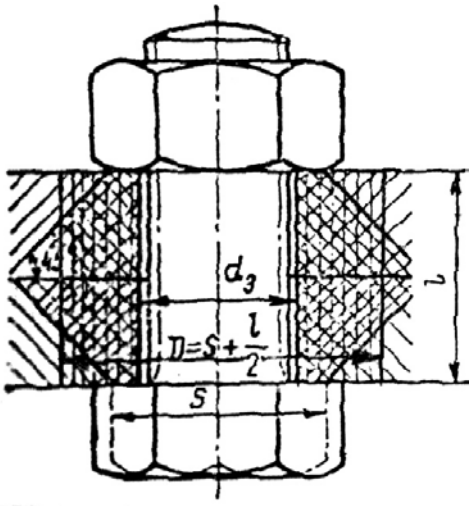
фиг.2.62. Диаграма на зависимостта между силите и деформациите в предварително напрегнато винтово съединение

където S_1 и l_1 са лицето на сечението и дължината на стеблото; E_1 е модулът на линейна деформация на материала. Нанася се наляво от точка O по абцисната ос x – отсечката OA.

Под действието на силата от предварителното затягане F съединяваните елементи се свиват еластично. Предизвиканата деформация δ_F е

$$\delta_F = \frac{Fl}{S_2 E_2}, \qquad (2.71)$$

където E_2 е приведеният модул на линейна деформация на свързваните елементи; $S_2=0{,}25\pi\left(D^2 - d_3^2\right)$ (фиг.2.63) – условното изчислително лице на сечението. Нанася се надясно от точка O по абцисната ос – отсечката OB.



фиг.2.63. Болтово съединение с непасван болт, на който условният кух цилиндър е с диаметър D.

Отсечките AC и BC представляват еластичните характеристики на стеблото на болта и съединяваните елементи.

От точка C надолу (по ординатната ос) се нанася големината на външната сила F_1 например до точка D. През точка D се прекарва правата DE, успоредна на AC. Отсечката FG, прекарана през точка E, успоредно на ординатната ос y, представлява общата сила в болта F_δ. Тя може да се разглежда като сума от силата на предварително затягане F и допълнителната сила $2F_a$ (размахът на изменението на общата сила в болта) или като сума от остатъчната сила на затягане F' и максималната стойност на външната сила F_{1max}.

Напрежението в стеблото на болта е

(2.72) $$\sigma_{\max} = \frac{F_{\delta \cdot \max}}{S_1} = \frac{4F_{\delta \max}}{\pi d_1^2}$$

и може да се разглежда като сума от предварителното (от затягане) σ_F и допълнителното напрежение $2\sigma_a$.

При статично натоварване на болта е достатъчно да се спази условието

(2.73) $$\sigma_{max} \le [\sigma].$$

При динамично натоварване за издръжливостта на болта на умора има значение амплитудната стойност на напрежението σ_α:

(2.74) $$\sigma_a = \frac{F^a}{S_1} = \frac{4F^a}{\pi d_1^2} \cdot$$

Коефициентът на сигурност срещу разрушаване от умора се определя по формулата

(2.75) $$n = \frac{\sigma_{-1}^{on}}{\kappa_\sigma \cdot \sigma_\alpha} \ge [n],$$

където σ_{-1}^{on} е границата на умора на опън-натиск по симетричен цикъл; κ_σ - ефективният коефициент на концентрация на напреженията; $[n]$ - минималният допустим коефициент на сигурност.

За обикновените случаи в общото машиностроене се прилага съкратен приблизителен метод. Чрез него пресмятането се извършва въз основа на външната сила F_1. Получените работни напрежения се сравняват с понижени допустими напрежения, за да се отчете влиянието на силата от предварителното затягане. Следователно

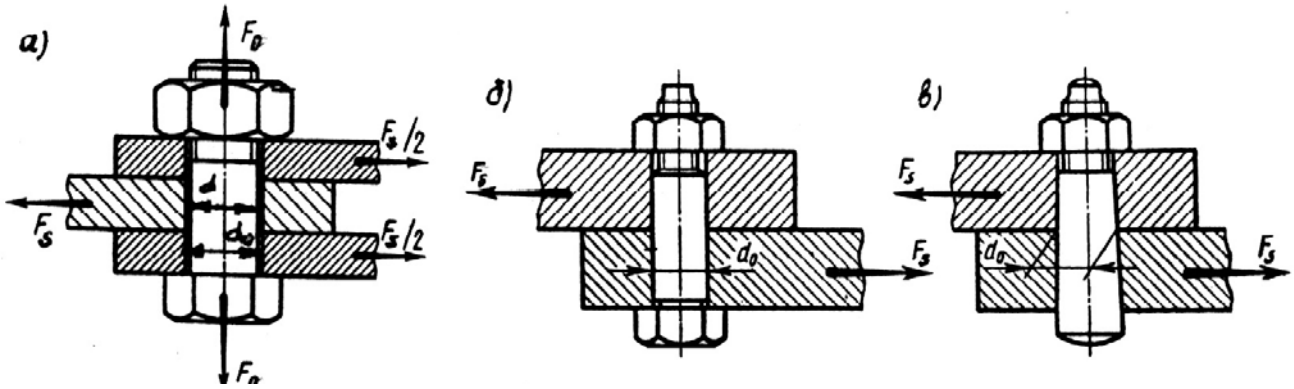
(2.76) $$\sigma_{on} = \frac{F_1}{S} = \frac{4F_1}{\pi d_1^2} \le [\sigma_{on}],$$

където S и d_1 са лицето на вътрешното сечение и вътрешният диаметър на резбата; $[\sigma_{on}] = \frac{1}{n_S}\sigma_S$ е допустимото напрежение, което за разглеждания случай може да се изчисли направо от справочници, например [50]; σ_S – границата на провлачане на материала.

➢ **Трети случай.** Върху скрепителното винтово съединение действува допълнителна натоварваща сила F_S, която се стреми да преплъзне съединяваните елементи един спрямо друг.

Конструкцията може да се осъществи в два варианта:

- болтът е *непасван*, т.е. има хлабина между стеблото му и свързваните елементи (фиг.2.64 *а*)



фиг.2.64. Болтово съединение, натоварено с напречни сили

- болтът е пасван, т.е. отворът е райберован и стеблото влиза без хлабина в него (фиг.2.64 *б, в)*.

При първия вариант стеблото е натоварено на опън, като чрез главата на болта и гайката притиска свързваните елементи. Този натиск трябва да бъде толкова голям, че да предизвика сила на триене F_T между тях, която да не допусне преплъзването им един спрямо друг. В случай на преплъзване стеблото ще бъде натоварено на срязване и огъване. За да се избегне това, е необходимо

(2.77) $$F_T=\mu F \geqslant F_S.$$

От условието за якост на стеблото на болта се получава

(2.78) $$F = S[\sigma_{on}] = \frac{\pi d_1^2}{4}[\sigma_{0n}].$$

Тъй като коефициентът на триене на сухи чугунени и стоманени повърхнини е μ=0,16÷0,2, за силата F се получава

(2.79) $$F = \frac{F_S}{0,2} = 5F_S.$$

Следователно:

(2.80) $$5F_S = \frac{\pi d_1^2}{4}[\sigma_{on}].$$

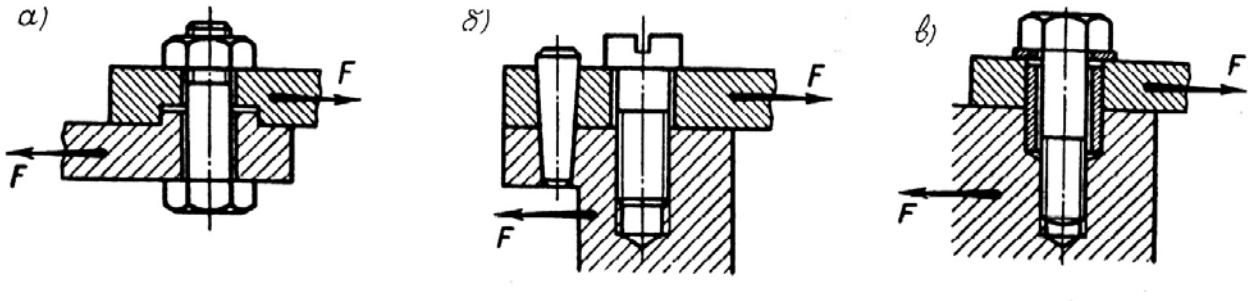
След отчитане на усукването на силата F, която натоварва стеблото на болта на опън се получава

(2.81) $$F = 1,3 \cdot 5F_S = 6,5F_S$$

и следователно

(2.82) $$d_1 = \sqrt{\frac{4.6{,}5F_S}{\pi[\sigma_{on}]}} = \sqrt{\frac{8{,}3F_S}{[\sigma_{on}]}}\,.$$

При този вариант на натоварване силата, с която трябва да се изчисли стеблото на болта, нараства много и размерите на стеблото му стават големи. Затова болтът се освобождава от действието на допълнителния товар чрез използуването на различни устройства, някои от които са показани на фиг.2.65.



фиг.2.65. Някои от начините за разтоварване на стеблото на винта от действието на допълнителни напречни сили:
а - с непасвано стебло; б - с пасвано стебло

При втория вариант стеблото на болта е натоварено на срязване и смачкване. Силата F_S натоварва на срязване стеблото по външния му диаметър d_0 (не се допуска нарязаната част да се натоварва на срязване, като винаги се осигурява необходимата хлабина между резбата и отвора). Следователно:

(2.83) $$F_S = \frac{\pi d_0^2}{4}[\tau_{cp}],$$

откъдето

(2.84) $$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F_S}{\pi[\tau_{cp}]}}\,.$$

Проверка на смачкване се прави, като за застрашена площ се приема по-малката. Ако $S<S_1$

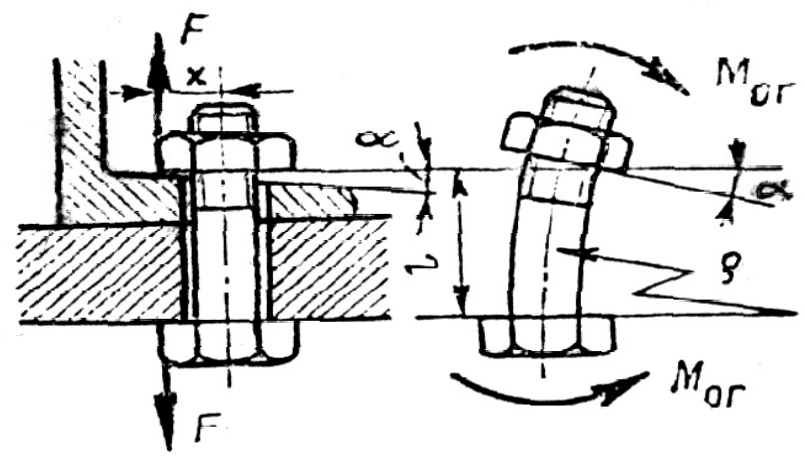
(2.85) $$\sigma_{см} = \frac{F_S}{Sd_0} \leq [\sigma_{см}].$$

В този случай не се прави проверка на опън на нарязаната част на стеблото, тъй като почти няма затягане.

Този вид съединения са икономически по-неизгодни от съединенията с хлабина, тъй като трябва да се осигури и сглобка между диаметъра на стеблото на болта и отвора. При неколкократен монтаж и демонтаж отворите се разбиват и се налага да се райберoват на по-голям диаметър и да се използуват нови болтове.

Има случаи, когато опорните повърхнини на главата на болта и гайката (при болтово съединение) не са успоредни. В тези случаи освен напрежението на опън и усукване в стеблото се проявяват и допълнителни напрежения на огъване (фиг.2.66).

(2.86) $$\sigma_{or} = \frac{\mathrm{M}_{or}}{W_{or}} \approx \frac{E \cdot d_1 \propto}{2l},$$



фиг.2.66. Болтово съединение, натоварено на огъване

където $M_{or} = EJ\frac{1}{\rho}$; $\rho = \frac{l}{\alpha}$; $W_{or} = \frac{2J}{d_2}$; α- ъгълът на наклона на опорната повърхнина; l – разстоянието между опорните повърхнини на главата на болта и гайката; E – модулът на линейна деформация.

Резултантното напрежение в стеблото на болта е

(2.87) $$\sigma_{рез} = \sigma_{on} + \sigma_{or} \le [\sigma].$$

При оформянето на конструкцията на скрепителните винтови съединения е необходимо да се вземат предварителни мерки за отстраняване на ексцентричността на натоварването, например чрез използуването на подложни шайби с наклон и др.

Независимо от вида на винтовото съединение заедно със стеблото на винта се натоварват главата му (ако има такава) и гайката. За скрепителните винтови съединения натоварването на главата и гайката е изследвано и е установено, че при приемане на условието за еднаква якост на опън за стеблото на винта и на огъване за навивките му, височината на гайката H (фиг.2.57) се определя по формулата

(2.88) H=z $$P = 0{,}68\frac{[\sigma_{or}]}{[\sigma_{on}]}\cdot d\ ,$$

където z е броят на работните навивки (брой на навивките на гайката); P стъпката на резбата; $[\sigma_{or}]$ – по-малкото от допустимите напрежения на огъване за материала на винта и гайката; $[\sigma_{on}]$ - допустимото напрежение на опън на винта.

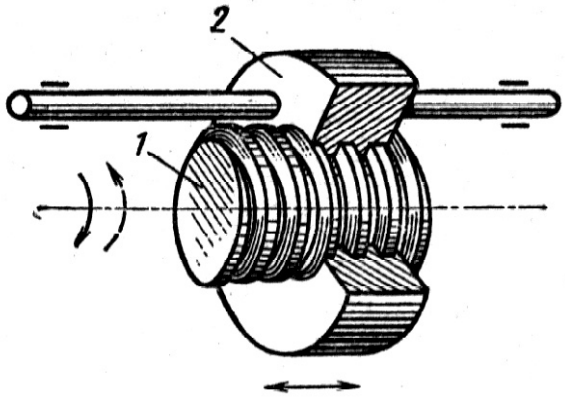
За височината на главата на винта h (фиг.2.40) в стандартите е прието h=0,7d, а за височината на нормална гайка – H =0,8 d. Освен тях в стандарта се предвиждат гайки с намалена височина – ниски (H =0,6d), и гайки с по-голяма от нормалната височина – високи (H =1,2 d), и особено високи (H = 1,6d).

При винтовите и шпилковите съединения гайката се изработва в единия от свързваните машинни елементи, като дълбочината на отвора H_1 (фиг.2.39 б) зависи от необходимата дължина на нарязаната част H ($H_1 = H + d$). Размерът H се определя също чрез уравнение (2.88), но зависи от вида на материала, в който ще се оформи гайката. При стоманен винт, ако материалът е: стомана – H = 0,8d; чугун – H = 1,3d; бронз – H = (1÷1,2) d; алуминий – H = (2,3÷2,6) d.

8.8. ДВИГАТЕЛНИ ВИНТОВИ СЪЕДИНЕНИЯ

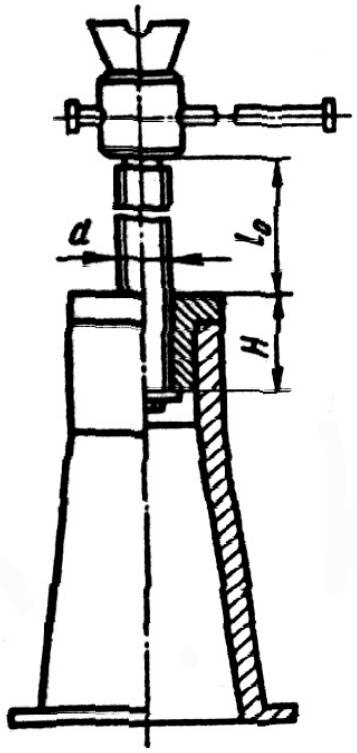
8.8.1.Общи сведения

Двигателното винтово съединение, по същество е механична предавка.



фиг.2.67. Винтогаечна предавка

Състои се от винт *1* и гайка *2* (фиг.2.67), чието предназначение е да превръща въртеливото движение в праволинейно постъпателно. Според вида на триенето между навивките на винта и гайката предаването става чрез плъзгане (фиг.2.68) или чрез търкаляне (фиг.2.53).



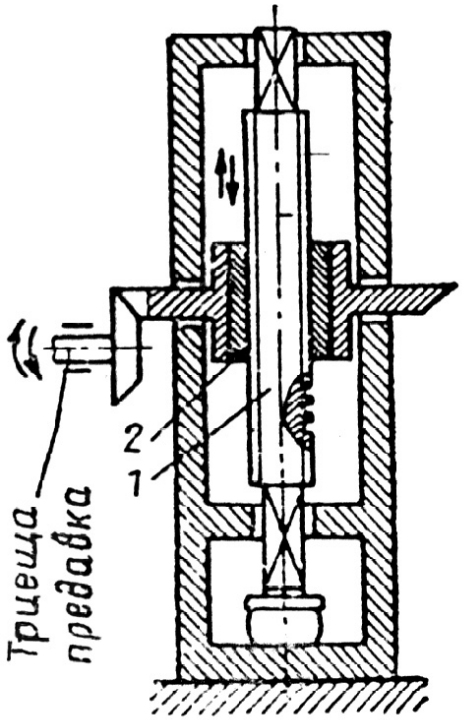
фиг.2.68. Винтов крик

Обикновено задвижващ елемент е винтът *1*, а задвижван – гайката *2.* Различават се следните случаи (видове) на предаване:

а) с въртеливо движение на винта и невъртяща се постъпателно движеща се гайка (фиг.2.67);

б) с въртеливо и едновременно постъпателно движение на винта при неподвижна гайка (фиг.2.68);

в) с въртеливо движение на гайката и постъпателно движение на винта (фиг.2.69).



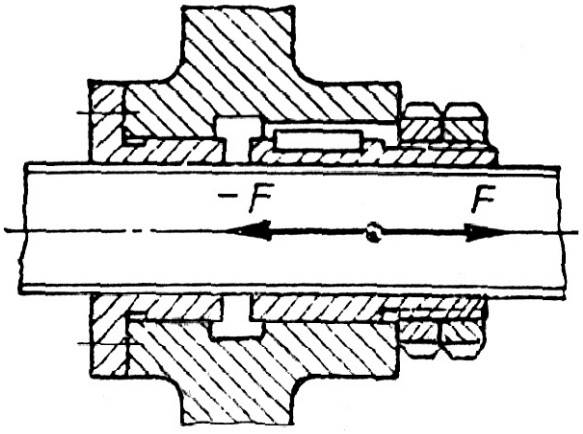
фиг.2.69. Подемен механизъм

Винтогаечните предавки намират широко приложение в различните отрасли на техниката: от точното уредостроене до тежкотонажните задвижвания на притискащите устройства на прокатните станове. Това се дължи на простата конструкция на предавката, компактността й, голяма точност на преместванията, получаване на голяма осова сила и бавно движение.

Като недостатък може да се изтъкне ниският *к.п.д*. и износването на гайката (основен недостатък).

Основният възел на предавката е **винтовият механизъм**. Този с плъзгане е най-прост и технологичен. Конструктивните му разновидности се определят от характера на натоварването и изискванията по отношение на големината на хлабината и точността на преместването. На (фиг.2.70) е показана конструкцията на винтов механизъм с плъзгане и двустранно натоварване. Хлабината в резбата се компенсира чрез относителното осово изместване на двете гайки.

Във винтогаечната предавка се използуват резби с малък ъгъл на профила, предимно **трапецовидна** и при големи осови едностранни натоварвания – **трионовидна резба.**

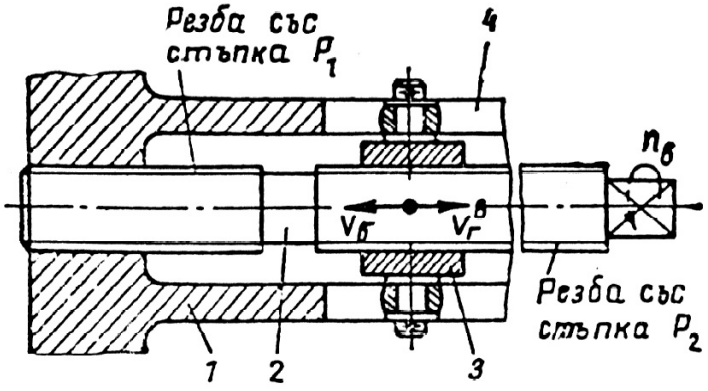


фиг.2.70. Винтова двойка с компенсиране на хлабината в резбата

В силовите предавки при реверсивно натоварване се използува преди всичко трапецовидна резба. Тя има по-голяма якост от квадратната, загубите от триене са малко по-големи, но е технологична и може да се изработва по-лесно. При нереверсивно натоварване (крикове) се препоръчва трионовидна резба, тъй като поради по-малкия профилен ъгъл има по-висок к.п.д.

Триъгълната резба с малка стъпка се използува за получаване на точни премествания в механизмите на уредите, където проблемът к.п.д. не е актуален.

Много точни премествания могат да се осъществят чрез предавката винт-гайка, в която винтът има т.нар. **диференциална резба**. Тя се състои от два участъка с различна стъпка при еднакво направление на винтовата линия (фиг.2.71).



фиг.2.71. Диференциална винтогаечна предавка

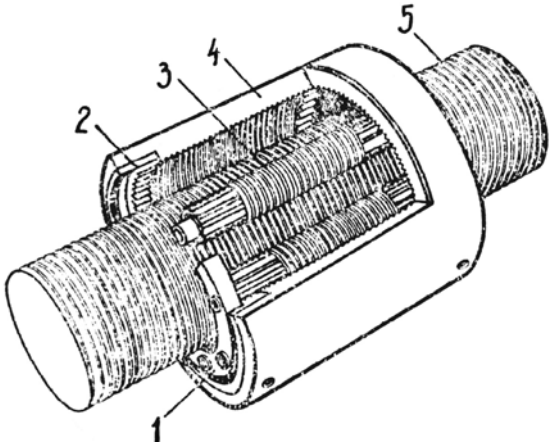
В този случай на едно завъртане на винта *2* съответствува преместване на гайката *3*, равно на разликата в стъпките на резбите за тези участъци. Скоростта на гайката спрямо тялото $l - \upsilon_Г^T$ е алгебрична сума от два компонента: скоростта на винта $\upsilon_B = \frac{n_B . P_1}{60}$ и скоростта на гайката спрямо винта $\upsilon_Г^B = \frac{n_B P_2}{60}$. Тогава за $\upsilon_Г^T$ се получава

$$\upsilon_Г^T = \upsilon_B - \upsilon_Г^B = n_B (P_1 - P_2) \frac{1}{60}. \qquad (2.89)$$

Недостатъците на предавката с триене на плъзгане, които се изразяват преди всичко в повишена интензивност на износване и сравнително нисък *к.п.д.* не са характерни за сачмените винтови механизми с триене при търкаляне. Особеностите на тази предавка са преди всичко в конструктивното й оформление, което дава възможност силата между винта и гайката да се предава чрез стоманени сачми, които се използуват при търкалящите лагери. Тези сачми се търкалят и движат по затворена траектория, тъй като е осъществена връзка между първата и последната навивка на гайката (фиг.2.53). Разликата в диаметрите на сачмите не трябва да надвишава 5 до 10 μm.

Този вид предавки се използуват за задвижвания, при които голямата товароносимост и малките загуби от триене трябва да се съчетаят с изискванията за кинематична точност, липса на хлабини и устойчивост срещу изкълчване. Имат висок к.п.д., който достига до 0,9 и повече.

На фиг.2.72 е показана нов вид винтогаечна предавка, която има по-големи носеща способност и коравина от винтогаечната предавка със сачми.



фиг.2.72. Ролкова планетна винтогаечна предавка

Освен това не се получава постепенно нарастване на хлабината в началния период на задружна работа на винта и гайката. Това прави предавката перспективна.

Състои се от винта *5* и гайка *4*, изработени с многоходова триъгълна резба, които представляват централните колела на една планетна предавка. Сателитните колела са ролките *3* с нарязана върху тях триъгълна резба. Ъгълът на изкачване на резбата на гайката и на ролките е еднакъв. В двата края на ролките има по едно зъбно колелце. Тези колелца се зацепват със съответните зъбни венци *2*, които са запресувани в двата края на гайката. Ролките се направляват от сепараторите *1*.

Броят на ходовете на винта се избира равен на броя на ходовете на гайката. Такива предавки имат също предавателно отношение, както обикновените винтогаечни предавки, т.е. на завъртането на винта на ъгъл 360^0 съответствува осово преместване, равно на хода на резбата на винта [46].

9. ПРУЖИНИ

9.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ

Всички материали, които се подчиняват на закона на Хук, имат свойството еластичност, но в машиностроенето се използуват машинни елементи, които се характеризират с големи еластични деформации, без да се нарушава работоспособността им. Наричат се **п р у ж и н и** .

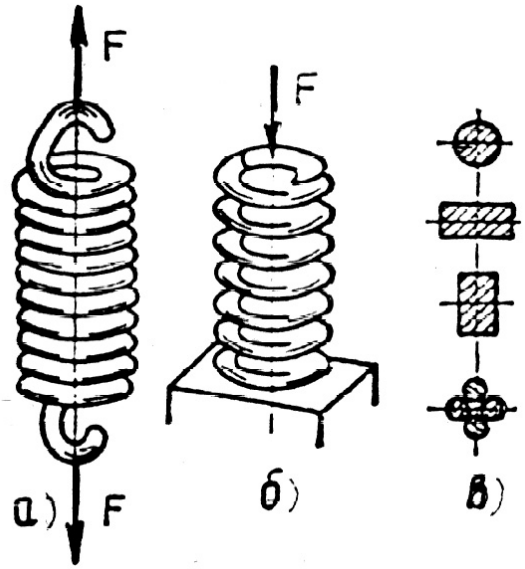
Пружините имат сравнително малка маса и размери. При натоварване акумулират голямо количество енергия, което при нужда отдават при висок *к.п.д*. Възприемат енергията на удари, служат за виброизолатори, за измервателни уреди и пр.,т.е. това са машинни елементи с много широко приложение.

В много случаи обаче пружините се използуват като много отговорни машинни елементи, за които се изисква висока точност на пресмятане и изработка. Грешките в това отношение могат да доведат до сериозни повреди, да се наруши точността на измервателните уреди и т.н.

Голямото разнообразие от изисквания е станало причина за появата на най-разнообразни конструктивни решения: винтови цилиндрични и профилни пружини, дискови, листови, плоски, спирални и др.

По вида на поеманото натоварване пружините са натоварени на **о п ъ н**, на **у с у к в а н е** и на **о г ъ в а н е.** По вида на еластичната им характеристика те биват с **л и н е й н а** и **н е л и н е й н а** характеристика, т.е. с **п о с т о я н н а** и **п р о м е н л и в а** коравина. Някои от конструкциите пружини имат **д е м п ф и р а щ а** (гасяща) **с п о с о б н о с т.**

9.2. ВИНТОВИ ЦИЛИНДРИЧНИ ПРУЖИНИ, РАБОТЕЩИ НА ОПЪН И НАТИСК



фиг.2.73. Цилиндрични винтови пружини
а - натоварена на опън; б - натоварена на натиск; в - видове сечения на тела на пружината

В общото машиностроене най-голямо приложение имат *винтовите цилиндрични пружини*, които работят на опън или на натиск. Те представляват пространствена спирала, навита от тел, с подходящо напречно сечение (кръгло, квадратно или правоъгълно) (фиг.2.73). Най-голямо приложение имат пружините от тел с кръгло сечение, тъй като напреженията и деформациите при тях се разпределят по-равномерно и са по-евтини от останалите видове пружини. Телове с квадратно или правоъгълно сечение се използуват само за пружини, които са натоварени с големи сили на натиск. При еднакво натоварване винтовите пружини с кръгло сечение на тела, имат по-големи габарити, което е нежелателно.

Една разновидност на този вид пружини са пружините от *многожичен тел* с брой на жиците от 2 до 6. Имат повишена еластичност, голяма статична якост и добра амортизираща способност. Скъпи са и се износват бързо при променливи натоварвания в резултат на триенето между жичките.

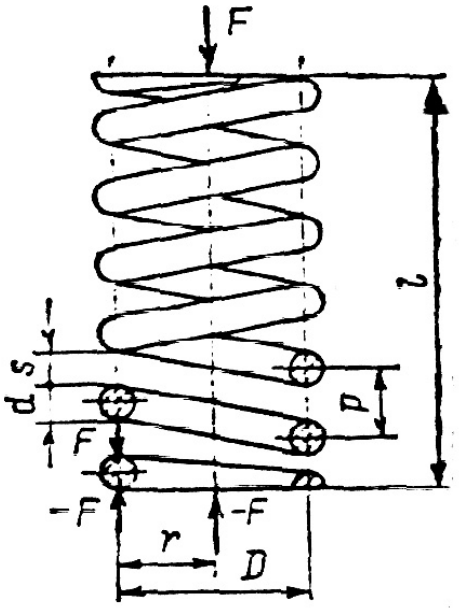
Телът на пружините обикновено се изработва от стомана, по отношение на която се предявяват високи изисквания за якост. Тя трябва да запазва продължително време добрите си устойчиви еластични свойства. Такива са високовъглеродните стомани 60,70, 75, мангановите 65Г, 55ГС, силициевите 55С2, 60С2, 60С2А, 70С3А, хром-мангановите 50ХГ, хромванадиевите 50ХФА, силициево-волфрамови 65С2ВА и силициево-никелова 60С2Н2А.

За пружини, които работят в химично активна среда, тела може да се изработи от сплави на цветни метали – калаени, берилиеви или силициево-манганови бронзи. Най-често употребяваните материали за пружини по отношение на размери и качество са стандартизирани по БДС 10276-72.

Пружините с диаметър на тела да 10-12 mm се навиват на студено със следващо отпускане при 250-300^{0}С. При по-големи диаметри навиването става на горещо при 800-900^{0}С със съответна термообработка. Телът се навива върху цилиндрична основа на струг или на специализирани полуавтомати или автомати за производства на пружини.

Пружините, които работят на опън (фиг.2.73 *а*), се навиват без хлабина с допрени една до друга навивки. Много често те се навиват с предварително опъване, равно на 1/4 до 1/3 от граничното натоварване. Краищата им са пригодени за свързване с други машинни части, чрез които се осъществява работното натоварване.

Пружините, които работят на натиск (фиг.2.73 *б*), се навиват с хлабина между навивките, с което се осигурява възможност за деформация. Крайните навивки се навиват по-плътно, тъй като са неработни. Във всеки край на пружината ¾ от последната навивка се изтънява постепенно, за да се получи опорна повърхнина, перпендикулярна на оста на пружината. Затова броят на навивките n_0 винаги се взема с 1,5 до 2 по-голям от работния брой n.



фиг.2.74. Геометрични размери на цилиндрична винтова пружина

Основни конструктивни характеристика на пружината са: диаметърът на тела d (фиг.2.74), средният диаметър на навивките на пружината D, стъпката P, броят на работните навивки n, броят на всички навивки n_0 , свободната дължина на ненатоварената пружина l_0.

При осово натоварване пружината се деформира (на опън или натиск) и дължината й се изменя. При натиска промяната на дължината на пружината е

(2.90) $$f = l - l_0 < 0$$

и се нарича **с в и в а н е** (скъсяване) на пружината.

При опън промяната на дължината на пружината е

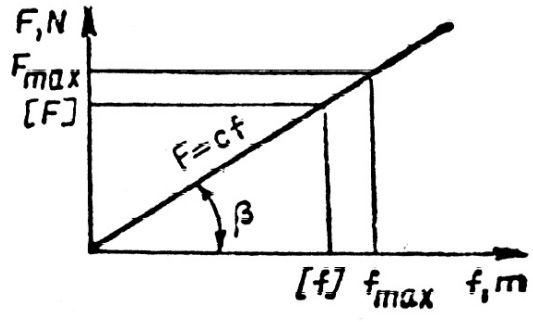
(2.91) $$f = l - l_0 > 0$$

и се нарича **р а з т е г л я н е** (удължаване) на пружината.

Опитно е установено, че при цилиндрични винтови пружини зависимостта между изменението на силата F , която действува на пружината и съответната й деформация f, е линейна, т.е.

(2.92) $$F = cf ,$$

където c е еластичната константа на пружината.



фиг.2.75. Характеристика на цилиндрична винтова пружина

Зависимостта (2.92) се нарича **характеристика на пружината**. Тя представлява права линия (фиг.2.75), която минава през началото на координатната система с ъглов коефициент $c=tg\propto=const.$

Под **коравина** (твърдост) на пружината се разбира отношението

(2.93) $$c=\frac{F}{f},$$

а реципрочната му стойност се нарича **податливост** (чувствителност) на пружината

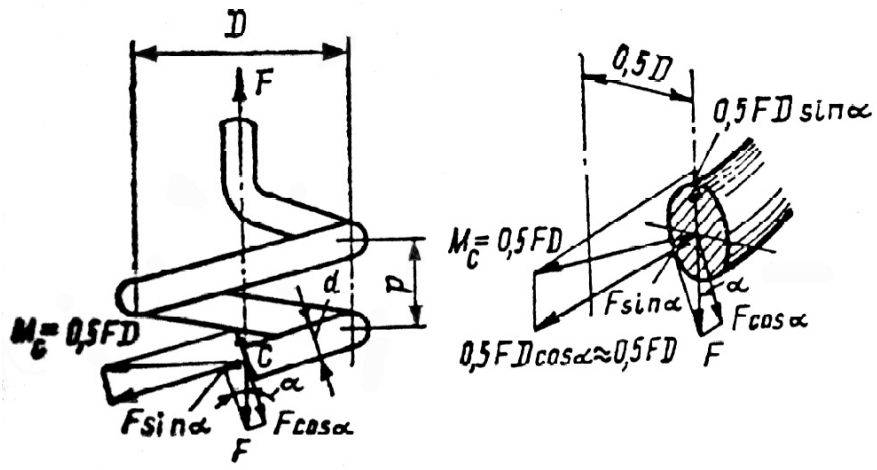
(2.94) $$\propto=\frac{1}{c}=\frac{f}{F}.$$

Акумулиращата способност от възможността за превръщане на деформационната работа на пружината от външните сили A в потенциална енергия E_n. Големината на деформационната работа, която характеризира пружината, се определя чрез фиг.2.75.

(2.95) $$A=0,5\ F\cdot f=0,5cf^2.$$

9.3. ДЕФОРМАЦИЯ И НАПРЕЖЕНИЕ В ЦИЛИНДРИЧНА ВИНТОВА ПРУЖИНА

На фиг.2.76 е показана част от цилиндрична винтова пружина, която е опъната с две противоположни сили F-F. Разтеглянето f, което предизвикват тези сили, поражда вътрешни сили. За целта в произволна точка C е направено нормално към винтовата



фиг.2.76. Сили, действуващи в пружината

линия сечение. Системата разрезни сили в сечението се редуцира за точка C на една динама R и M_c, която уравновесява силата от външното въздействие.

От условието за равновесие на силите следва, че

(2.96) $$\mathrm{R} = \mathrm{F} \quad \text{и} \qquad \mathrm{M}_C = F\frac{D}{2}.$$

Векторите на силата F и момента M_c се разлагат на компоненти, които действуват тангенциално и нормално на сечението

(2.97) $$F_n = F\sin\propto, \qquad F_t = F\cdot\cos\propto,$$

(2.98) $$\mathrm{M}_{or} = \mathrm{M}_t' - F\frac{D}{2}\sin\propto, \qquad \mathrm{M}_{yc} = \mathrm{M}_n = F\frac{D}{2}.$$

При пружини с малка стъпка, а такива се срещат най-често в практиката, ъгълът на изкачване на винтовата линия $\propto$ е много малък, затова се приема, че $\sin\propto\approx 0,\ \cos\propto\approx 1$ и тогава

(2.99) $$F_n = 0, \qquad F_t = F, \qquad \mathrm{M}_{or} = 0, \qquad \mathrm{M}_{yc} = F\frac{D}{2}.$$

Това означава, че натоварванията на опън и на огъване като малки в сравнение с тези на срязване и усукване се пренебрегват.

Отношението на диаметърът на пружината D и диаметърът на тела d се нарича **и н д е к с н а п р у ж и н а т а *i*.** Когато индексът е голям, влиянието на тенгенциалната сила е много малко и може да се пренебрегне. В такъв случай сечението на навивката се изчислява на чисто усукване от момента $\mathrm{M}_{yc} = F\frac{D}{2}$.

За определяне на деформацията на пружината f (при опън или натиск) се използува интегралът на Моор [25]

(2.100) $$f = \int_0^l \frac{\mathrm{M}_{yc}\cdot dz}{G\cdot Jp}\cdot\frac{\partial \mathrm{M}_z}{\partial Q},$$

където $l = \frac{\pi Dn}{\cos\propto} \approx \pi Dn$; $\mathrm{Q} = \mathrm{F}]$ $\frac{\partial \mathrm{M}_z}{\partial Q} = 0{,}5Dn$; $J_P = \frac{\pi d^4}{32}$.

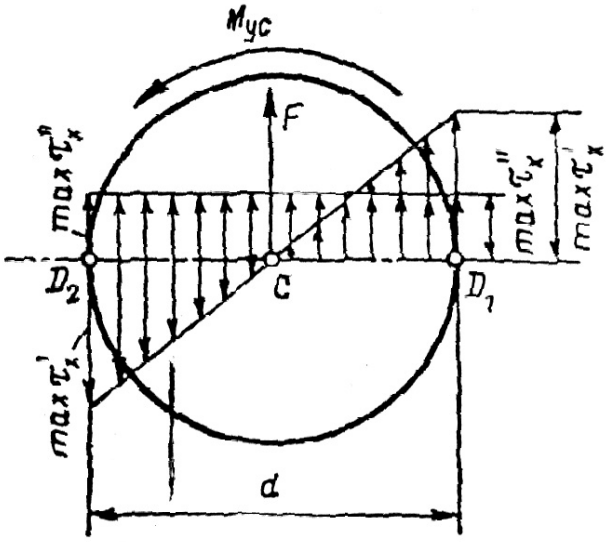
Тогава за конкретния случай се получава

(2.101) $$f = \int_0^l \frac{FD^2dz}{4G\cdot J_p} = \frac{8D^3nF}{G\cdot d^4} = \frac{F}{c} = \frac{nF}{c_1},$$

където c и c_1 са съответно коравината на цялата пружина и коравината на една навивка от пружината.

Следователно

(2.102) $$c = \frac{Gd^4}{8D^3 n} \quad \text{и} \quad c_1 = nc = \frac{Gd^4}{8D^3}.$$



фиг.2.77. Разпределение на напрежението в сечението на тела на винтова пружина

Най-голямото напрежение на усукване възниква във вътрешните влакна на напречното сечение на тела (фиг.2.77) в точка D_1

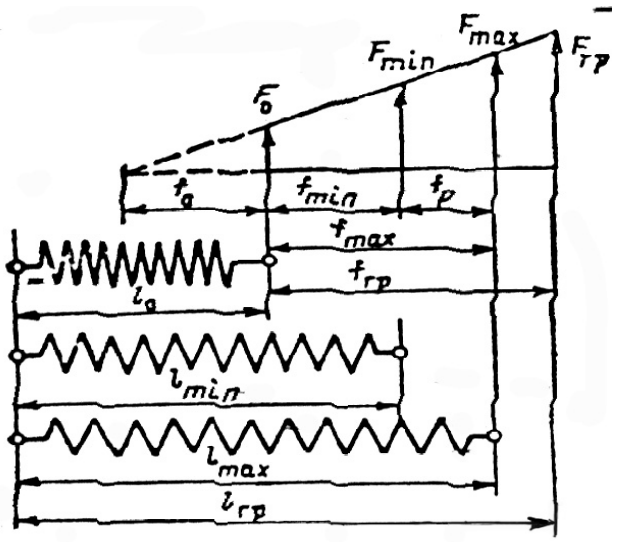
(2.103) $$\max\tau = \max\tau' + \max\tau'' = \frac{\kappa M_{yc}}{W_p} = \frac{8\kappa Fd}{\pi d^3} = \frac{8\kappa\iota F}{\pi d^2} \le [\tau],$$

където $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ е полярният съпротивителен момент на кръгово сечение с диаметър d; $k \approx 1+1{,}45\,i$- поправъчен коефициент, чрез който се отчита влиянието на коравината на навивките; $[\tau] \approx 0{,}36\sigma_B$ - допустимото напрежение на усукване; ι – индексът на пружината.

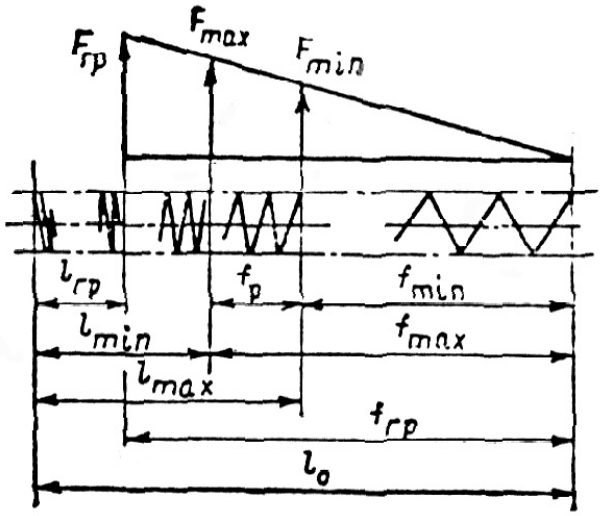
Колкото индексът на пружината ι е по-голям, толкова е по-голяма податливостта на пружината при един и същи брой навивки. Големината на индексът се избира в зависимост от диаметъра на тела d. При диаметър d до 2,5mm – i=5÷12; при d=6÷12mm - $\iota = 4 \div 9$. При конструиране на пружини индексът i се приема ориентировъчно, а след това ако е необходимо, се доуточнява и пресмятането се прави отново.

При условие, че $F=F_{max}$ за диаметър d на сечението на тела се получава

(2.104) $$d \ge \sqrt{\frac{8\kappa\iota F_{\max}}{\pi[\tau]}} = 1{,}6\sqrt{\frac{(\iota + 1{,}45)F_{\max}}{[\tau]}}.$$



фиг.2.78. Работна характеристика на цилиндрична винтова пружина, натоварена на опън



фиг.2.79. Работна характеристика на цилиндрична винтова пружина, натоварена на натиск

На фиг.2.78 е показана схематично пружина, която е натоварена на опън, а на фиг.2.79 – на натиск и линейните им характеристики.

С $f_0, f_{\min}, f_{\max}, f_p, f_{гр}$ са отбелязани деформациите, получени от действието на съответните сили - $F_0, F_{\min}, F_{\max}$ и $F_{гр}$ и измененията в дължината на пружината $l_0, l_{\min}, l_{\max}$ и $l_{гр}$.

За построяване на работната характеристика на пружината е необходимо да са известни предварително (съобразно конструктивното предназначение на пружината) силите $F_{\max}, F_{\min}$ и деформацията $f_{гр}$ или $F_{\max}, f_{гр}$ и необходимата коравина c, т.е. да е известна големината на еластичната деформация на пружината f_ρ при изменение на силата на натоварването от $F_{\min}$.до $F_{\max}$.

Големината на граничната сила $F_{гр}$, при която материалът на пружината почти достига границата на еластичност и максималната й стойност $F_{\max}$ са свързани чрез зависимостта

(2.105) $$F_{\max} \le 0{,}8F_{гр}.$$

Пружините, които работят на опън, са натоварени предварително със сила F_0, за да се осигури устойчивост на работата им, особено при вибрации. Големината на силата за предварително натоварване F_0 и максималната й стойност $F_{\max}$ са свързани чрез зависимостта

(2.106) $$F_0 = (0{,}3 \div 0{,}8)F_{\max}.$$

При изменение големината на силата F от F_{min} до F_{max}, дължината на пружината и l също се изменя от , $l_{\min}$ до $l_{\max}$. Тъй като натоварването предизвиква пропорционална деформация, следва, че

(2.107) $$f_\rho = f_{\max} - f_{\min} = (F_{\max} - F_{\min}) \cdot \frac{n}{c_1},$$

откъдето за необходимия брой навивки п се получава

(2.108) $$n = \frac{f_\rho . c_1}{F_{\max} - F_{\min}}.$$

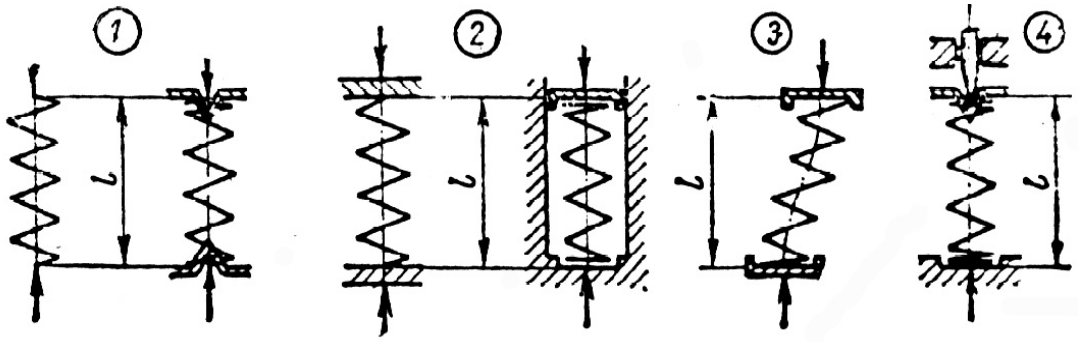
Получената стойност за необходимия брой навивки п се закръглява до цяло число, ако $n \geq 20,$ и до половина навивка при $n < 20.$ Когато броят на навивките стане голям за пружините, натоварени на натиск, съществува опасност да станат неустойчиви. Препоръчва се при $\frac{l_0}{D} \geq 3$ пружината да се води по прът или да се постави в подходящ цилиндър (фиг.2.80)

При опън максималната дължина $l_{\max}$ на пружината е

(2.109) $$l_{\max} = l_0 + (F_{\max} - F_0)\frac{n}{c_1},$$

а при натиск минималната дължина на пружината $l_{\min}$ се ограничава от допирането на навивките една до друга, следователно това е и **граничният размер** $l_{гр}$:

(2.110) $$l_{гр} = l_{\min} = (n_0 - 0{,}5)d.$$



фиг.2.80. Начин на водене на цилиндрични пружини

Дължината на натоварена пружина при натиск е

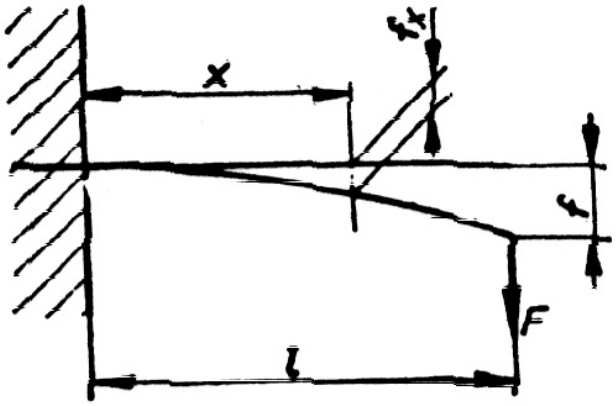
(2.111) $$l_0 = l_{гр} + n(\mathrm{P} - d).$$

Стъпката на пружината при $F = 0$ е

(2.112) $$\mathrm{P} = d + (1{,}1 \div 1{,}2)\frac{f_{\max}}{n}.$$

9.4. ПРАВИ ПЛОСКИ ПРУЖИНИ

Правите пружини представляват най-често пластини с правоъгълно сечение. Напрежението на огъване на произволно разстояние x от мястото на закрепване (фиг.2.81) е



фиг.2.81. Схема на права плоска пружина

(2.113) $$\sigma_{or} = \frac{\mathrm{M}_{or}}{W} = \frac{F(l-x)}{W},$$

където $\mathrm{M}_{or} = F(l-x)$.

От уравнение (9.113) се вижда, че максималната му стойност е при $x = 0$,

(2.114) $$\sigma_{or\max} = \frac{Fl}{W}.$$

Провисването на пружината f_x се определя от уравнението на еластичната линия и максималната му стойност f е при $x = l$

(2.115) $$f = \frac{Fl^3}{3EJ}, m,$$

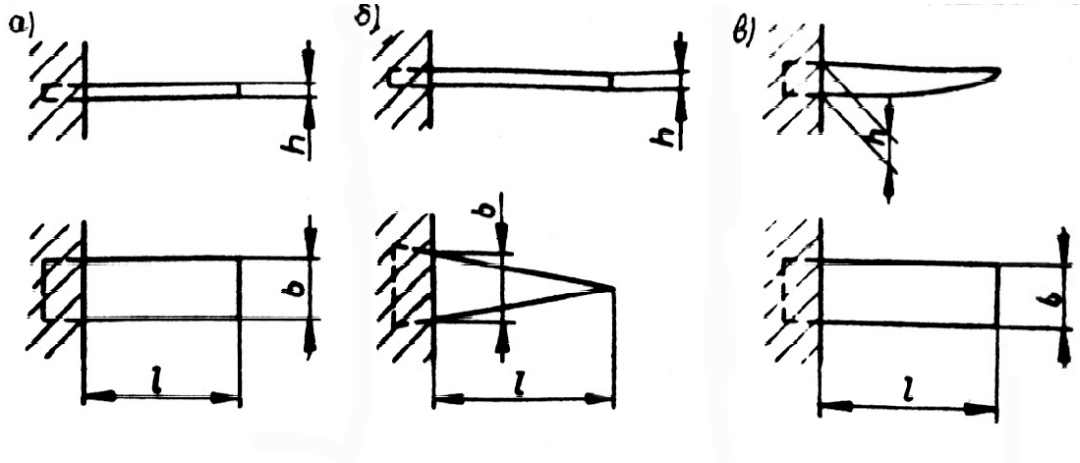
където E е модул на линейна деформация на материала, Pa;

J инерционният момент на напречното сечение на пружината, m^4.

От уравнение (9.115) се вижда, че характеристиката на пружината е права линия, тъй като l, E и J са постоянни величини. Поради това може да се напише (фиг.2.75)

(2.116) $$f = cF,$$

където c е коефициентът на коравина; $c = \frac{l^3}{3EJ}, m/N.$



фиг.2.82. Видове плоски пружини:
а - правоъгълна; б - триъгълна; в - параболоидна

Три основни вида на плоски пружини са показани на фигура 2.82. Правоъгълната пружина (фиг.2.82 *а*) е с постоянно напречно сечение, но материалът й не се използува напълно. Факторът на използуването му е само 1/18 и въпреки това тези пружини са едни от най-употребяваните.

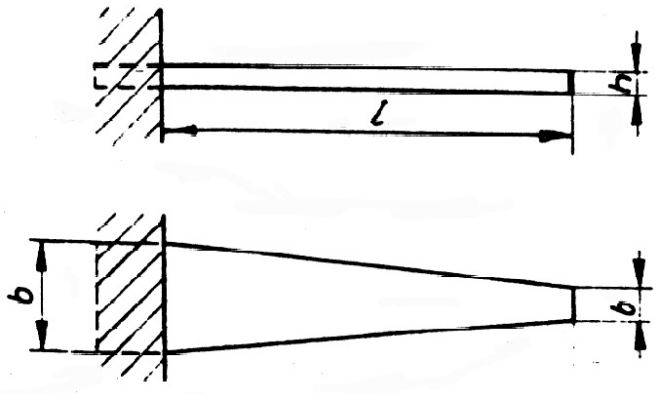
От гледна точка на използуване на материала най-добра е триъгълната пружина (фиг.2.82 *б*) с постоянна дебелина h, но с променлива широчина b, която накрая е b=0. Факторът на използуване на материала е 1/6. Съпротивителният момент също се изменя от $W=W_{max}$ в мястото на закрепване, до W=0 на края. Огъващият момент също се променя, като $\mathrm{M}_{or} = \mathrm{M}_{or\max}$, в мястото на закрепване, до $\mathrm{M}_{or} = 0$ на края. Поради това напрежението във всяко сечение по дължината на пружината е еднакво

(2.117) $$\sigma_{or} = \frac{\mathrm{M}_{or}}{W} = \frac{6Fl}{bh^2} = \sigma_{or\max} = const.$$

На фиг.2.82 *в*, е показана плоска пружина с постоянна широчина b, дебелината на която намалява от закрепването към краят й по закона на проста или кубична парабола. И при нея напрежението на огъване е навсякъде еднакво $\left(\sigma_{or} = \sigma_{or\max}\right)$, а факторът на използуване на материала е също 1/6.

От практична гледна точка е по-удобна пружината с параболоидна промяна на дебелината от тази с триъгълна, но се налага накрая, теоретичната форма $(h = 0)$ да се промени по технологични причини и да получи определена дебелина. Изработването на пружина с параболоидна форма е сравнително трудно и скъпо.

За да се избегне слабото използуване на материала при пружините с правоъгълно сечение, може да се използуват пружини с трапецовидна форма (фиг.2.83).



фиг.2.83. Плоска пружина с трапецовидна форма

Максималното напрежение на огъване $\sigma_{or\max}$ е в мястото на закрепване, тъй като огъващият момент там е максимален

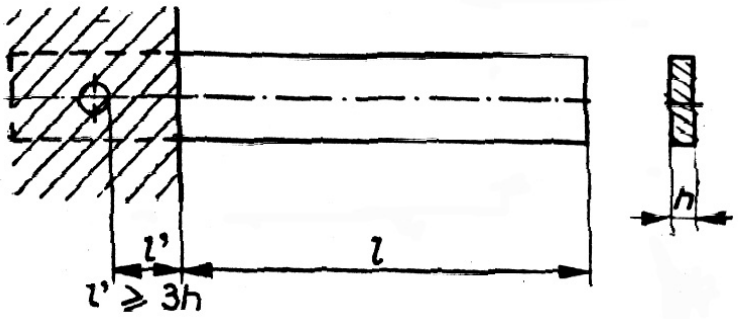
$$\sigma_{or\max} = \frac{6Fl}{bh^2},$$

а максималното провисване f на края на пружината е

$$f = \frac{4\xi \quad l^3 F}{bhE}, \tag{2.118}$$

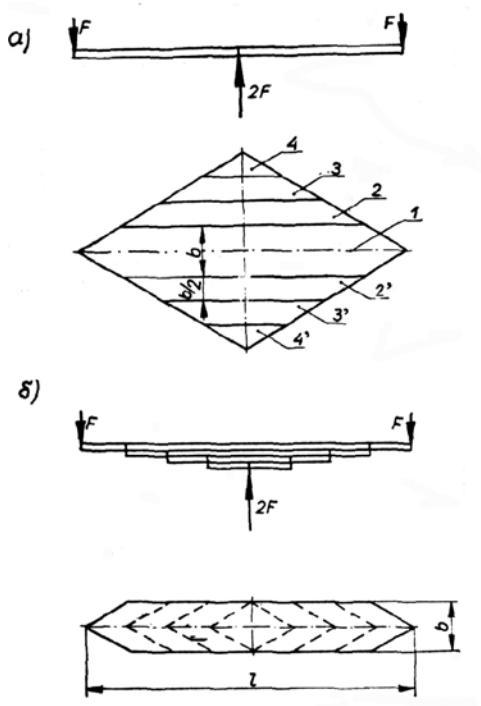
където $\xi \approx \frac{3b}{2b + b'}$.

При закрепване на плоска пружина, ако трябва в нея да се пробива отвор (фиг.2.84), разстоянието l' трябва да бъде най-малко $3h$.



фиг.2.84. Начин на закрепване на плоска пружина

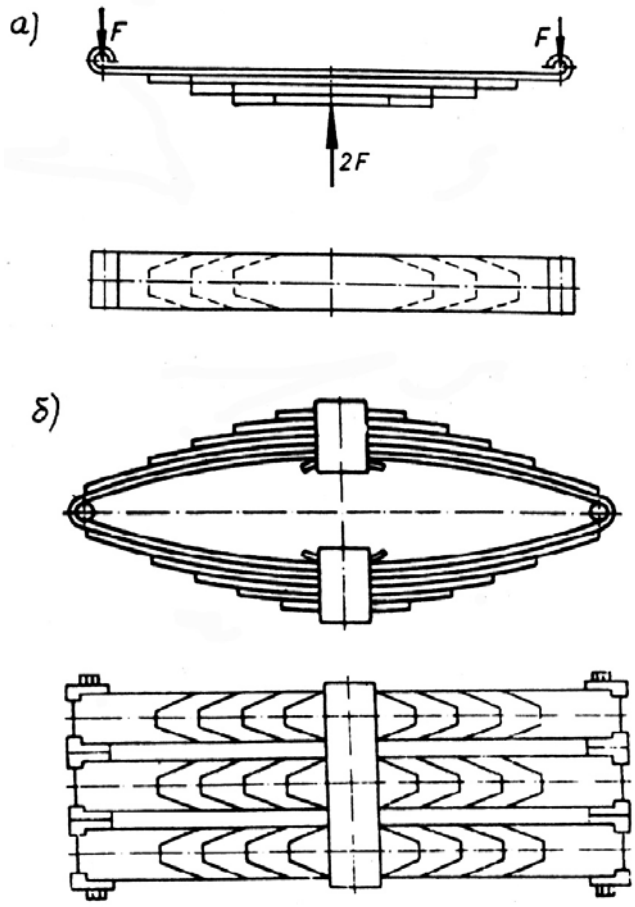
Когато плоска пружина е подложена на голямо натоварване, съответно на него нараства широчината ѝ b. Но реализирането на изчислената широчина много често е ограничена най-често от липса на площ или от местоположението ѝ . При възможност тя се опира на две опори (фиг.2.85 *а*)



фиг.2.85. Сложна плоска пружина
а - теоретична форма; б - начин на реализиране

Ако и това е недостатъчно, тогава се използуват сложни (комбинация от няколко прости) пружини (фиг.2.85 *б*). Широчината на такава пружина се получава, както е показано на фиг.2.85 *а*. Това е теоретичната постановка за получаване на сложна пружина. Тя не е удобна тъй като всяка ивица е триъгълна и се забива в ивицата над нея. Едно по-добро конструктивно решение е показано на фиг.2.86 *а*.

Когато е необходимо да се усили еластичността на пружината, се използува двойнодействуваща пружина (фиг.2.86 *б)*. Носещата способност на една двойнодействуваща пружина се регламентира от броя на редовете – в случая три.



фиг.2.86. Сложна плоска пружина (ресьор) с трапецовидни краища на елементите
а - простодействуваща; б - двойнодействуваща

9.5. КРАТКИ СВЕДЕНИЯ ЗА НЯКОИ ОТ НАЙ-ИЗПОЛЗУВАНИТЕ СПЕЦИАЛНИ ПРУЖИНИ

- **Успоредно свързани (съставни) пружини** (фиг.2.87 а). Използуват се при големи осови натоварвания, за да се намалят габаритите на пружината. Изработват се с лява и дясна посока на навиване на винтовата линия, за да се компенсира усукващият момент в сечението на навивките.

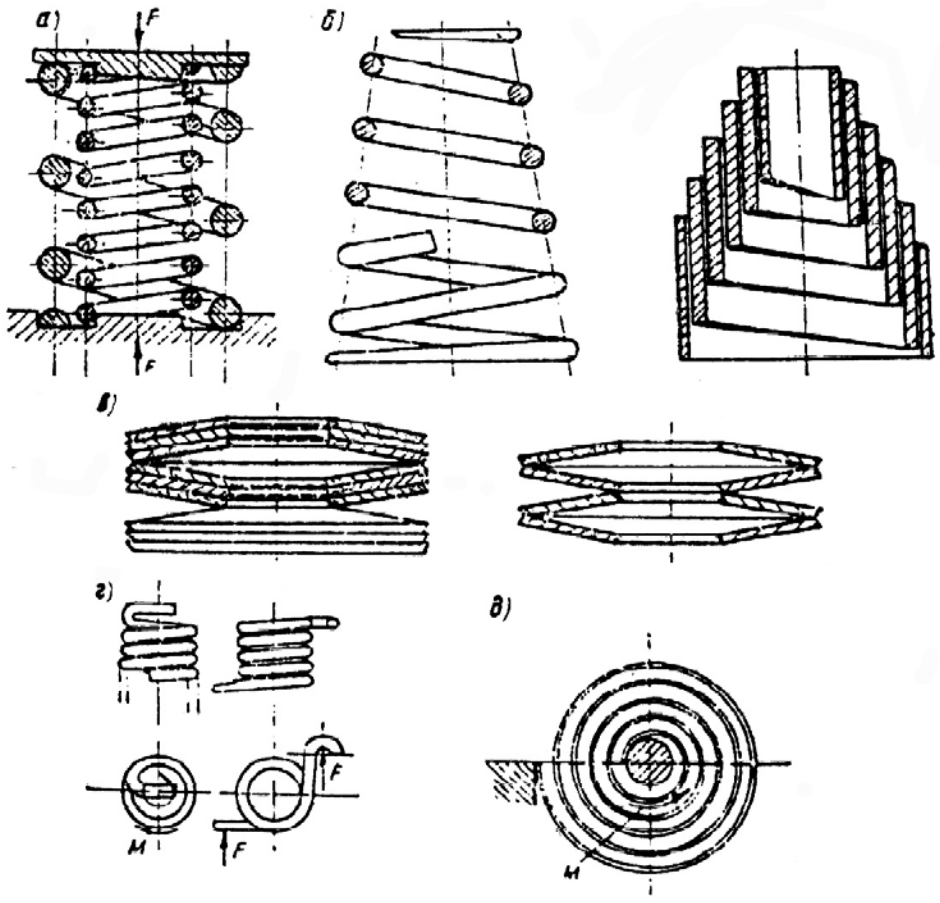
Общата сила, която може да понесе пружината, е равна на сумата от силите на двете пружини:

(2.119) $$F = F_1 + F_2.$$

Общата коравина на пружината е

(2.120) $$c = c_1 + c_2.$$

- **Профилни пружини** (фиг.2.87 *б*)



фиг.2.87. Видове специални пружини
а - съставни; б - профилни; в - дискови; г - цилиндрична пружина натоварена на усукване; д - спирална плоска пружина

Формата на тези пружини може да бъде конус, параболоид и др. Използуват се, когато е необходима пружина с нелинейна характеристика, например при опасност от резонанс. Необходимата нелинейност се получава поради това, че долните навивки се деформират по-рано от горните и дължината на работната част на пружината постепенно намалява, а коравината расте. При подходящо конструиране минималната дължина на свитата пружина може да е $l_{гр} = d$.

- **Дискова (Белвилиева) пружина** (фиг.2.87 *в*). Използува се при необходимост от пружина с голяма коравина, малки габарити и големи осови натоварвания.
- **Цилиндрична винтова пружина, натоварена на усукване** (фиг.2.87 *г*). Използува се за създаване на противодействуващи усукващи (въртящи) моменти M, като възвратна пружина, в спирачни устройства, в еластични връзки и др. Единият й край се закрепва към неподвижния елемент, а другият - към подвижния. Под действието на подвижният елемент пружината се усуква и в тела възникват напрежения на огъване. Характеристиката на пружината е линейна.

Спирална плоска пружина (фиг.2.87 *д*). Използува се като акумулатор на механична енергия и съответно за задвижване на различни механизми. Нарича се условно пружинен двигател. Намира приложение в часовниковите механизми, във фотокамерите, в

кинокамерите, пишещите устройства, в лентоопъващите механизми и др. В края на навиването спиралната пружина има нелинейна характеристика.

10. ТРЪБИ, ТРЪБНИ СЪЕДИНЕНИЯ, КОМПЕНСАТОРИ И АРМАТУРА

10.1.ОБЩИ СВЕДЕНИЯ

Тръбите служат за провеждане на течности, газове и пари. Представляват цилиндрични тела с определена дължина, значително по-голяма от диаметъра им. Използуват се като отделни елементи, или свързани помежду си за образуване на различни по размери и предназначение тръбопроводи или тръбни инсталации.

За свързване, за осъществяване на промени в направлението на тръбопровода, за ограничаване и създаване на тръбни инсталации се използуват елементи – *тръбни съединители и съединителни фасонни части,* наречени ***фитинги.*** Те трябва да осигуряват херметичност, да издържат на осови натоварвания, лесно да се сглобяват и разглобяват.

Устройствата, предназначени за управление на потока на флуида, преминаващ през тръбопровод, носят общото название *тръбопроводна арматура*. Според предназначението си те биват: затварящи, регулиращи и осигурителни. Към тях се числят също кондензните гърнета, указателите на ниво, обратните вентили и клапани и др.

Тръбите, тръбните съединения и арматурата се характеризират от материала, от който са изработени, отворите, наляганията и температурите, при които могат да работят. Различават се три вида налягания: *работно* (p_p), *условно* (p_y) и *пробно* ($p_{пр}$).

Работното налягане е действителното налягане в тръбопровода. *Условното налягане* е еднакво с работното до температура на флуида 120^0C, а елементите са изчислени за условно налягане p_y = 2 MPa. Ако температурата достига 260^0C, работното налягане не бива да надвишава 1,6 MPa. При температура до 300^0C работното налягане не бива да надвишава 80% от условното налягане, а при температура до 400^0C – около 64%. За всяко условно налягане БДС предписва пробно налягане, при което се прави хидравлично изпитване на тръбопроводите (БДС 1621-73). *Пробното налягане* е с около 50% по-високо от условното. При работно налягане под 0,1 MPa, пробното налягане е с 0,1 MPa по-високо от работното. За тръбопроводи с вакуумно налягане, пробното налягане е 0,15 MPa. За температура над 400^0C е необходимо материалът да издържа на съответната температура, т.е. освен, че се прави проверка по работно налягане, но и по границата на провлачане σ_{s_t} при съответната температура.

Под номинален диаметър на тръбите, тръбните съединения и арматурата се разбира обозначеният диаметър на отвора на съединяваните краища. Той отговаря на диаметъра на светлия отвор, но пълна взаимоопределеност между тях не винаги е възможна.

10.2. ТРЪБИ. ВИДОВЕ.

Тръбите като елементи на различните тръбопроводи (газопроводи, нефтопроводи, водопроводи, паропроводи, канализационни и др.) или тръбни инсталации (отоплителни, охладителни, пневмотранспортни и др.) се изработват по определен начин от съответен материал с необходимите им размери, в зависимост от физико-механичните свойства на преминаващото през тях вещество, от налягането и температурата на последното, от влиянието на околната среда, в която ще бъдат монтирани.

В зависимост от материала, от който се изработват, тръбите биват ***метални*** и ***неметални*** (стъкло, бакелит, етернит, дърво, каучук, пластмаси и др.) Металните тръби се изработват от чугун, лята стомана, цветни метали (червена мед, месинг, олово, цинк и леки метали). Стандартизирани са в зависимост от диаметъра на светлия отвор и налягането, което могат да издържат, т.н.- условно налягане p_y.

- **Чугунени тръби.** Употребяват се предимно за вода, за газове и пари при ниско налягане. Изработват се със светъл отвор от 40 до 1200 mm, като работното им налягане достига до 1 MPa. Изпитването им става с водно налягане до 2 MPa. Тръбите се отливат от

мек, дребнозърнест чугун. Отливката става във вертикално поставени кокили, за да се избегне изместване на сърцето и от там на еднаквата дебелина на стените.

- **Стоманени тръби**. Произвеждат се с диаметри от 6 mm до 300mm и са подходящи за провеждане на течности, газове и пари за всички налягания и температури. Стоманените тръби, освен чрез леене, могат да се изработват и чрез валцоване и др. способи, позволяващи по-големи дължини, които от своя страна намаляват монтажните разноски. Тръби от лята стомана имат якост на опън от 340 до 450 MPa.

Стоманените заварени тръби биват с "осова" заварка – чрез допиране на краищата и чрез наклонено срязани и допрени страни. Има тръби заварени по "спирала". Те са по-здрави от тия с осова заварка, но са по-скъпи. Тръбите със заварени страни се употребяват като: димогарни тръби в парните котли; за водни отопления; тръбопроводи за турбини; газови тръби и др. При употребата им като димогарни тръби те се правят с дължина от 4 до 5m и с вътрешен диаметър от 40 до 100mm. За водни отопления се употребяват тръби с диаметър на отвора от 5/8" до 7/8" и дебелина на стената 4,5mm. Газопроводните тръби имат диаметър от 1/8" до 4".

За тръби с по-голям диаметър, напр. за въздухопроводни и вентилационни тръби се употребява и ацетилено кислородна заварка, както и при тръби за ниски налягания.

Тръбите със заварени краища се употребяват за налягания до 1 MPa и се свързват помежду си чрез фланци.

Безшевните стоманени тръби, получени по способа на Манесман или Ерхард са тръби за високи налягания и температури Употребяват се като димогарни тръби за парни котли, като паропроводи и др. Съединяването им става с муфи и фланци и са с диаметри от 38 до 318 mm.

Тръбите от червена мед се изработват запоени с твърд припой, изтеглени или валцовани или по електролитен път (метод Елмера).По електролитен път се фабрикуват медни тръби (безшевни) до 2500mm диаметър и дебелина на стената 4 mm, да се помедяват железни тръби, валци, цилиндри на преси и бутала на помпи. Медните тръби намират приложение в химическата индустрия, за свързване на трептящи машинни части и въобще там, където има много кривини. Средният радиус на кривата е 2 – 3 пъти диаметъра на тръбата.

- **Месингови тръби.** Изработват се както медните (материал Cu99,50 u Cu99,75) от материал Cu80Zn, Cu72Zn, Cu67Zn, Cu63Zn, и Cu60Zn, като не се използува електролитния метод и се употребяват почти за същата цел както тях. При малки диаметри служат като охладители в кондензаторите на парните машини и турбини. Най-употребявани са с външен диаметър от 5 до 80 mm и дебелина на стената от 0,3 до 3 mm.
- **Оловни тръби** (материал PbSb1). Употребяват се за провеждане на течности, които не се използуват за пиене. Лесно се огъват и служат за свръзки в химическата индустрия (киселините не им действуват). Те се леят под налягане с вътрешен диаметър от 3 до 300 mm с дебелина на стената от 1 до 2 и от 5 до 10 mm.
- **Калаени тръби.** Поради високата им цена почти не се изработват, освен за специални цели. За икономия на калай най-често се правят биметални – отвън олово, а отвътре от калай.
- **Тръби от леки метали**. Намират приложение в самолетостроенето. Отливат се под налягане, могат да се валцоват и изтеглят. Тръби, направени от дуралуминий, имат якост на опън 8 MPa и служат за бензино и маслопроводи в самолетните мотори.

10.3. ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА ТРЪБИ

Оразмеряването на тръби се изразява в разрешаването на два проблема:

- изчисляване на вътрешния диаметър d_1 на тръбата така, че да може през нея да премине флуида за определено време;

- изчисляване на дебелината на стената на тръбата δ от гледна точка на материала и диаметъра й d_i и от налягането p_p.

Дебитът $Q\,m^3/s$ - количеството флуид, което преминава през светлия отвор на тръбата с диаметър d_I за една секунда, зависи от скоростта на движение на флуида $\vartheta\,m/s$, а именно

(2.121) $$Q = s.\vartheta = \frac{\pi d_t^2}{4}\vartheta,$$

откъдето се определя вътрешният диаметър на тръбата

(2.122) $$d_i = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi\vartheta}} \approx 1{,}33\sqrt{\frac{Q}{\vartheta}},. \qquad m$$

Полученият резултат, в зависимост от вида на материала, работното налягане и температура, е основа за избор на стандартен диаметър.

Дебелината на стената δ на така избраната тръба се проверява така, както се изчислява дебелината на стената на цилиндричен съд, подложен на вътрешно налягане p_p. От съпротивление на материалите е известно [25], че в надлъжното и напречното сечение на цилиндричния съд действуват напрежения на опън съответно $\sigma_1 = \frac{\rho d}{2\delta}$ и $\sigma_2 = \frac{pd}{4\delta}$, т.е. $\sigma_1 = 2\sigma_2$. Ето защо проверката се извършва в надлъжното сечение чрез зависимостта

(2.123) $$\delta_t = \frac{d_i p_y}{2\varphi\frac{\sigma_{st}}{n}} + c_1 + c_2 = \delta_0 + c_1 + c_2 \le \delta_{табл.},$$

където $\delta_0 = \frac{d_i p_y}{2\varphi\frac{\sigma_{st}}{n}}$;

σ_{st} - граница на провлачане на материала при температура $t^\circ C$, Pa;

n – действителният коефициент на сигурност; при спокойно протичане на флуида без удари n = 1,6; с удари n = 1,7;

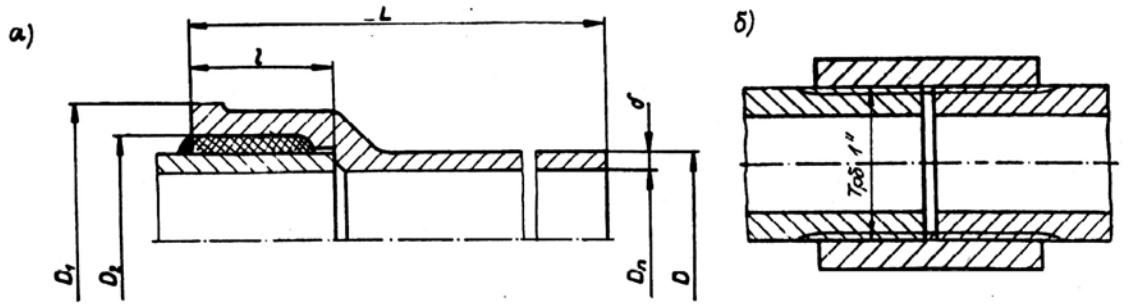
φ - коефициентът, отчитащ отслабването на стената; φ = 1 за безшевни тръби φ =0,7÷0,9 за заварени тръби;

c_1 – прибавката, с която се осигурява резерв срещу разяждане на материала от ръжда, изгаряне от огън и др. За стоманени тръби c_1 = 0,001 m;

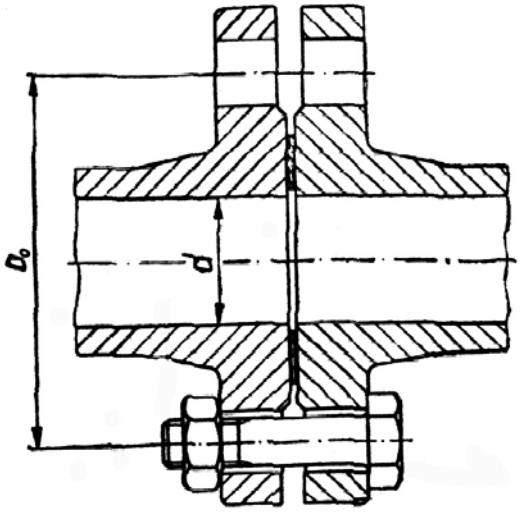
c_2 - прибавката, чрез която се отчита неточността на изработката. За безшевни тръби $c_2 = (0{,}0085 \div 0{,}022)\delta_0$.

10.4. ТРЪБНИ СЪЕДИНЕНИЯ

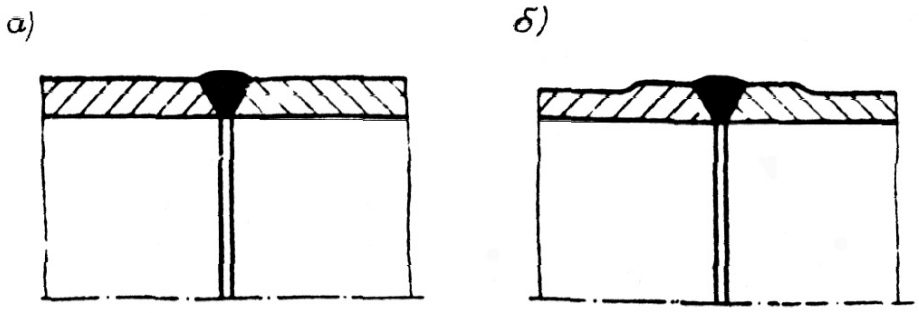
Реализират се от *муфи* (без или с резба) (фиг.2.88), *фланци* (фиг.2.89), *чрез заваряване* (фиг.2.90) или *запояване* и чрез *занитване* (фиг.2.91).



фиг.2.88. Съединителни муфи
а - обикновена; б - с резба



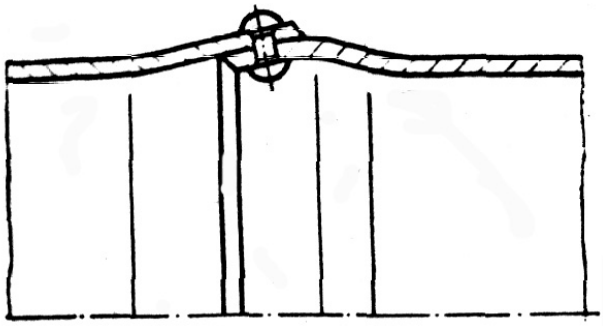
фиг.2.89. Свързване на тръби с фланци



фиг.2.90. Свързване на тръби чрез заваряване

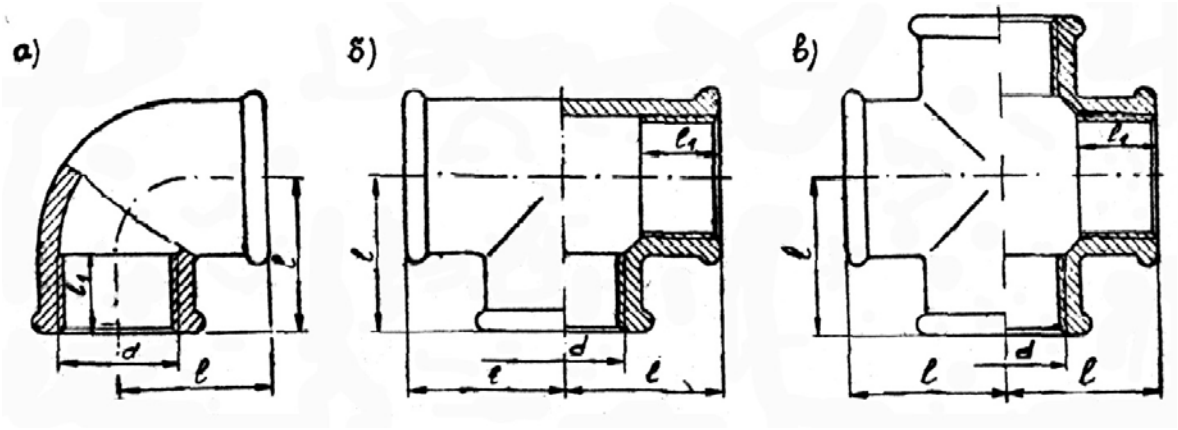
Съединенията с муфи са два вида: *обикновени муфи* (без резба) и *муфи с резба.*

Обикновените муфи (фиг.2.88 *а*) се използуват за съединяване на тръби, които се закопават в земята, при малки налягания и когато има опасност резбата да пострада от корозия. За да се уплътни съединението, пространството между тръбата и муфата се изпълва с канапено въже (кълчища), напоени с катран и над този пълнеж се залива с разтопено олово за заякчаване на съединението. Като уплътнител може да се използуват и гумени пръстени. Съединението е неразглобяемо и не понася осови натоварвания.



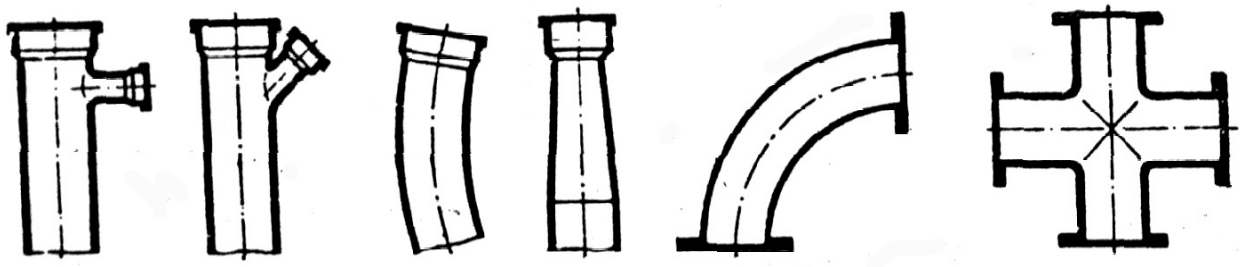
фиг.2.91. Свързване на тръби чрез занитване

Муфите с резба (фиг.2.88 *б*) се използуват обикновено при тръби с малък диаметър (до 4”), например за водопроводни и паропроводни инсталации. Изработват се с различни конструктивни форми и размери в зависимост от предназначението им. Свързването става, като накрая на тръбите се нарязва тръбна резба, а съединителната муфа има резба от вътрешната й страна.



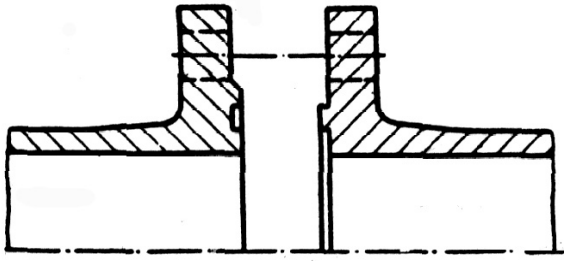
фиг.2.92. Свързване на тръби с колена

За съединяване на тръби с пресичащи се под някакъв ъгъл оси се използуват *колена* (фиг.2.92), а за разклоняване на тръбите – *тройници* (фиг.2.92 *б*) или *кръстачки* (фиг.2.92 в). Обикновено се изработват с еднакъв диаметър на отворите, но има и с различни диаметри – за съединяване на тръби с различни диаметри. Когато съединителните елементи нямат резба (фиг.2.93) се наричат *фитинги.*



фиг.2.93. Съединителни елементи за тръби без резба - фитинги

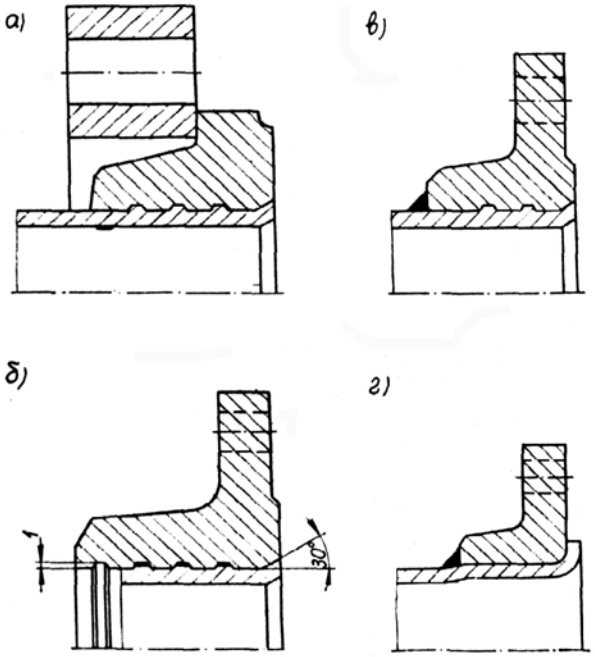
Свързването на тръби чрез *фланци* е едно от най-разпространените в практиката, независимо че е скъпо. Свързването е с болтове, т.е. лесно осъществимо и херметично. Броят на болтовете се дели на 4 (4, 8, 12 …), за да не се отслаби фланеца от отворите в главните равнини (вертикална и хоризонтална). Между фланците се поставя уплътнение и в зависимост от температурата и налягането, може да бъде от каучук, клингерит, азбест,



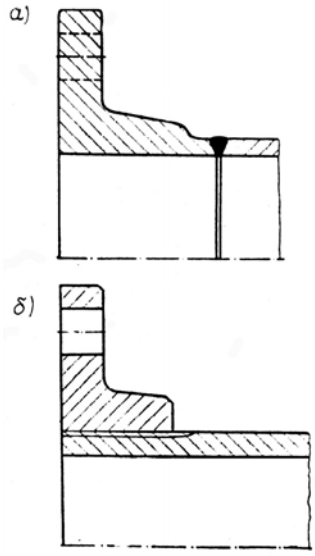
фиг.2.94. Уплътнителни повърхнини на фланци на глъб и зъб

олово, мед и др. Максималната му дебелина е 2 mm. При налягане в тръбопровода по-високо от 1 MPa, уплътнението се поставя в специален канал (фиг.2.94), т.н. уплътнителна повърхнина на глъб и зъб (БДС 3285 – 84), за да не може да се отмести и се наруши херметичността.

Този начин на уплътняване е неподходящ при демонтаж поради необходимост от осово изместване.

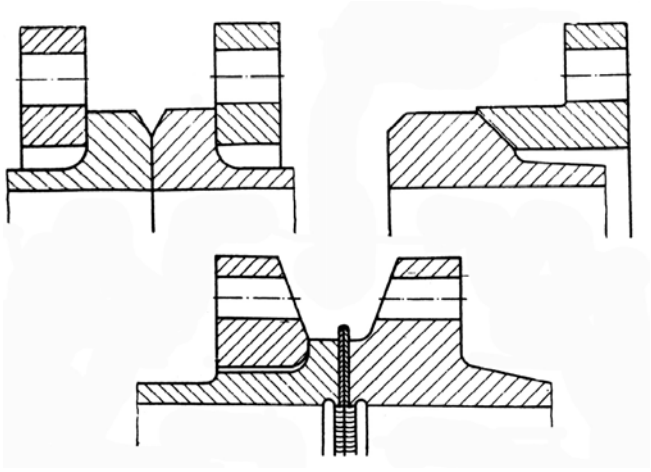


фиг.2.95 Примери за свързване на фланец към тръба чрез развалцоване



фиг.2.96. Свързване на фланец към тръба
а - чрез заваряване; б - чрез завинтване

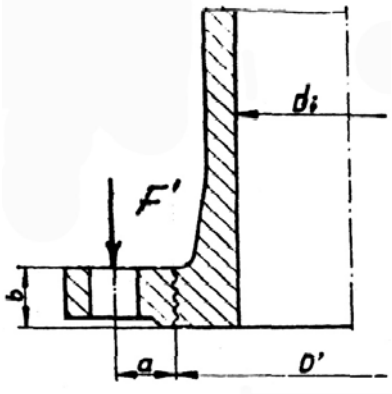
Фланците могат да бъдат неподвижно свързани с тръбите или свободни. Неподвижното свързване става чрез *развалцоване* (фиг.2.95), *заваряване и завинтване* (фиг.2.96). Развалцоването осигурява сигурна връзка, но се осъществява много трудно при тръби с дебелина на стената над 10 mm. На фиг.2.95 в, г връзката е с повишена сигурност, тъй като фланецът е и заварен към тръбата.



фиг.2.97. Примери за свързване на тръби със свободни фланци

Свободните фланци (фиг.2.97) се употребяват специално при високи температури и налягания. Тръбата може да се разширява или свива независимо от фланеца.

Независимо от вида на фланеца, когато съединението е осъществено, от действието на силата $F' = \frac{\pi D_m^2}{4} \mathrm{P}_y$, фланецът е натоварен на огъване (фиг.2.98).



фиг.2.98. Силово натоварване на фланец

От уравнението за огъване, където участвува съпротивителният момент на застрашеното сечение $W = \frac{\pi D' b^2}{6}$ се получава възможност за определяне дебелината b на фланеца

(2.124) $$\mathrm{M}_{or} = F' \alpha = \frac{\pi D'^{b^2}}{6} [\sigma_{or}],$$

следователно

(2.125) $$b = \frac{3 D_m^2 \rho_y \alpha}{2 D' [\sigma_{or}]}, m,$$

където D_m е средният диаметър на уплътнението на фланеца, *m*;

P_p условното налягане, Pa;

D' диаметърът на застрашеното сечение, *m*;

a разстоянието от оста на скрепителните болтове до застрашеното сечение, *m*;

$[\sigma_{OT}]$ допустимото напрежение на огъване, Pa.

Силата F' е изчислена за средния диаметър D_m на уплътнението, тъй като налягането в уплътнението приблизително линейно намалява от вътрешната до външната му ивица. Ако се приеме, че $D_m \approx D'$ се получава приблизителната формула

(2.126) $$b \approx \sqrt{\frac{3D_m \rho \alpha}{2[\sigma_{or}]}}, \qquad m.$$

Условното налягане P_y се определя въз основа на работното налягане P_p и температурата t^0C. Обикновено работното налягане е зададено и се увеличава поради загубите на налягане в тръбопровода

(2.127) $$\rho = \rho_\rho + \Delta\rho,$$

където Δp е налягането, необходимо за преодоляване на съпротивлението при преминаването на флуида през тръбата.

(2.128) $$\Delta p = \sum g \frac{\varsigma \vartheta^2}{2}, \qquad \text{Pa},$$

където ϑ е скоростта на преминаващият флуид, m/s;

ς плътността на флуида, kg/m^3;

ξ коефициентът на съпротивление и зависи от вида на арматурата; $\xi = \lambda \frac{\ell}{d_\iota}$;

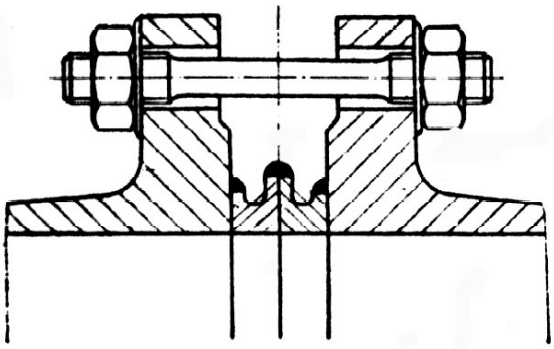
$\lambda = 0{,}0206$ за права тръба; ℓ- дължината на тръбата, *m;* d_I вътрешният диаметър на тръбата, *m*.

Свързването на тръби чрез занитване (фиг.2.91) е възможно само при тръби с големи диаметри и то предимно за водопроводи в турбинни инсталации.

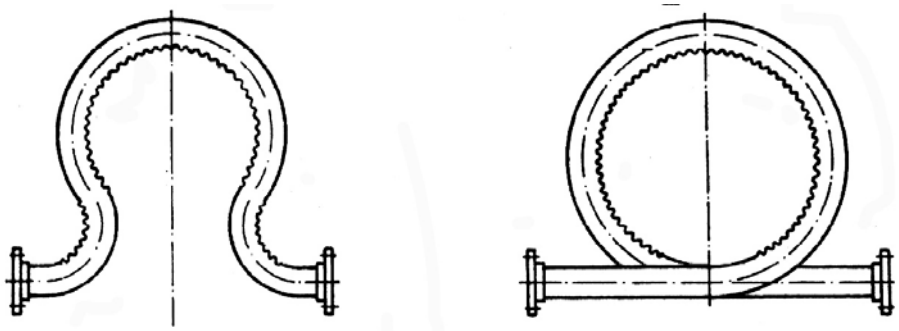
Газокислородното заваряване е един от най-употребяваните начини на свързване, тъй като дава добри резултати и при инсталации с голямо налягане. По този начин се избягва употребата на свързващи елементи, които са доста скъпи. На фиг.2.90 са показани два типа връзки – единият с непроменена, а другият с надебелена стена на тръбата в мястото на заварката.

Поради загряване, удължаващият се тръбопровод се изменя в зависимост от големината на температурната разлика. За малки температурни разлики и къси тръбопроводи, полученият осов натиск може да се изравни чрез еластичните уплътнителни подложки в местата на свързване (гума, азбест и др.). При двигателите с вътрешно горене се употребяват метални уплътнителни подложки, наречени гарнитури. Правят се от мек метал: мека стомана, мед или алуминий. За големи температурни разлики това не е достатъчно и затова в тръбопровода се поставят специални устройства,

наречени *компенсатори.* Без необходимост от поддържане са линзовите компенсатори, един от които е показан на фиг.2.99.



фиг.2.99. Линзов компенсатор

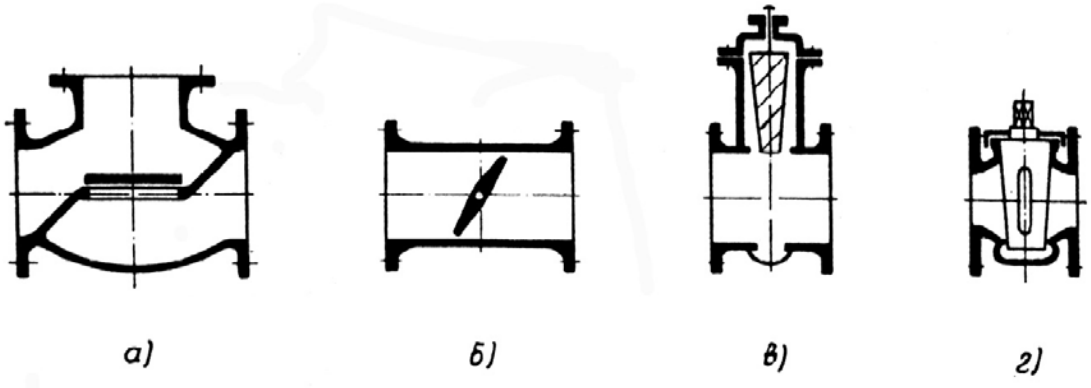


фиг.2.100. Компенсаторни тръби

Компенсатори от извити тръби (фиг.2.100) се изработват от безшевни стомани, медни или алуминиеви тръби По начина на изработването те биват: гладки, нагънати и вълновидни. Нагънатите са с около три пъти по-голяма компенсираща способност от гладките, а вълновидните – с около 5-6 пъти и имат най-широко приложение.

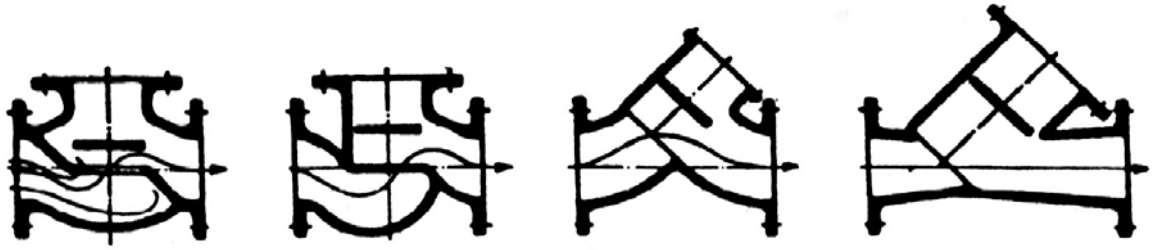
10.5. ТРЪБОПРОВОДНА АРМАТУРА

В зависимост от конфигурацията и начина на работа се различават четири основни вида арматура (фиг.2.101): ***вентили, клапи, шибъри и кранове***.



фиг.2.101. Схеми на основни видове тръбна арматура
а - вентил; б - клапа; в - шибър; г - кран.

➢ ***Вентилите*** (фиг.2.101 *а*) са със затварящ орган – *клапан*, който се движи по оста на регулиращия отвор на арматурата. Недостатък на тази конструкция е голямото съпротивление, което трябва да преодолява флуида при преминаването през него поради принудителната промяна на посоката на движението му. Когато това не трябва да се допусне се употребяват наклонени или проходни вентили (фиг.2.102).



фиг.2.102. Схеми на различни видове вентили в зависимост от съпротивлението, което предизвикват при преминаване на флуида

Характерно за вентилите е, че дължината им е относително голяма, а височината им – съразмерно малка.

➢ ***Клапите*** (фиг.2.101 *б*) имат предимство пред вентилите поради по-малкото отклонение на флуида при преминаване през тях, а от там и по-малки загуби в скорост и триене. Един специален вид клапи са така наречените дросел (регистър) клапи, които служат за регулиране на газове или горивни смеси. Най-голямо приложение намират в карбураторите.

➢ ***Шибърите*** (фиг.2.101 *в*) са със затварящ орган – диск, при който откриването на проходното сечение се постига чрез повдигането на диска, разположен перпендикулярно на посоката на движение на флуида. Те имат малко хидравлично съпротивление, удобно регулиране на преминаващият флуид, липса на опасност от хидравличен удар и др. Дължината на шибърите е малка в сравнение с тази на вентилите, но поради начина на работа имат голяма височина.

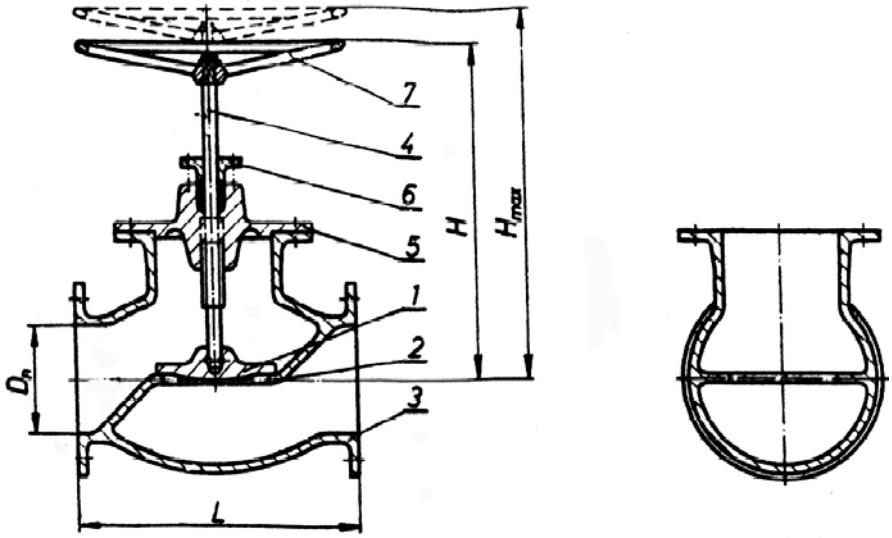
➢ ***Крановете*** (фиг.2.101 *г*) са със затварящ орган ротационно тяло (обикновено конус), който се върти около оста си в корпуса чрез плъзгане и има отвор, осигуряващ преминаването на флуида. Конструкцията им е проста и евтина. Употребяват се за малки диаметри и осигуряват праволинейно движение на флуида. Затварящата повърхнина се износва бързи и трудно се осигурява херметичност, но могат лесно да се прешлайфат или подменят.

Движението на затварящият орган на арматурата може да стане *ръчно, автоматично* – под натиска на разликата на налягането от двете страни на арматурата, и *принудително* – механично с помощта на механизъм, който най-често периодично, през определено време завърта затварящия орган.

Тук се дават само кратки сведения за затварящата арматура на водопроводи. Проучването на арматурата за друго приложение е съставна част на други учебни дисциплини (помпи, парни котли, парни турбини и др.).

Върху арматурата са показани следните означения: номинален диаметър на отвора, номинално налягане и стрелка, която показва посоката на потока.

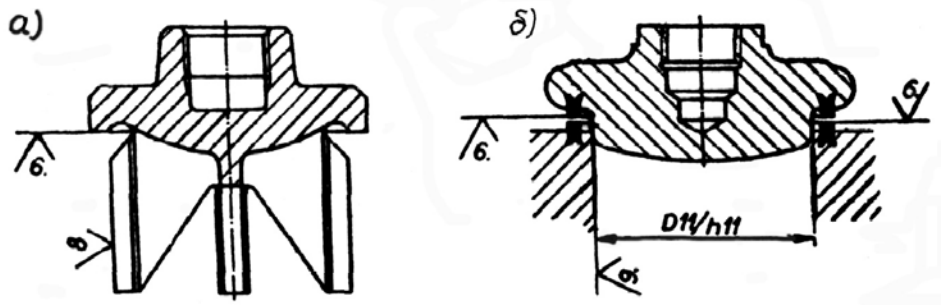
Вентил със стандартна конструкция е показан на фиг.2.103, където са дадени наименованията на елементите му. Тялото на вентила – 3 е от бронз (до 225^0C, за $D \leq 100mm$ и налягане $P_p < 1,6\ MPa$), чугунена отливка (до 225°C, за D<200mm и налягане $P_p \leq 1,6\ MPa$, или $D \leq 100mm$ *и* $P_p \leq 2,5\ Mpa$) и стомана (до 500°C за $D < 50mm$ и $P_p = 10\ MPa$). Когато температурите са по-високи и когато съществува опасност от корозия, се употребяват легирани стомани.



фиг.2.103. Схема на вентил
1 - клапан; 2 - гнездо; 3 - тяло; 4 - вретено; 5 - капак; 6 - капак на салниковото уплътнение; 7 - ръчно колело

Вретеното – 4 е от бронз, когато е изложено на окисляване или от стомана. Върху него е нарязана трапецовидна резба, а понякога и обла, когато е изложено на замърсяване. Гайката му е или самостоятелен елемент от месинг, бронз, стомана или е нарязана в горната част на капака на вентила, когато е стоманен или стоманена отливка.

На върхът на вретеното е монтирано ръчното колело – 7, а в долния му край – клапанът – 1. Той е равнинен, конусен или сферичен в зоната на контакта с гнездото – 2. За добро водене при движението на вретеното клапанът може да има ребра (фиг.2.104 *а*) или кратко овално продължение (фиг.2.104 *б*). Ребрата предизвикват значително съпротивление при преминаването на флуид.



фиг.2.104. Клапан на вентил - начин на водене
а - чрез резба; б - чрез сферична повърхнина.

Клапанът се изработва от бронз (до 225°C), калаен бронз, стоманена отливка и стомана (до 600°C) и в контактната си зона е добре загладен.

Гнездото – *2* е също добре загладено, за да се осигури херметичност. Най-често е самостоятелен пръстен, притиснат, развалцован или заварен. Изработва се от бронз, месинг (до 275°C), мек чугун и стомана за по-високи температури и налягане. За вода може да бъде от каучук или кожа.

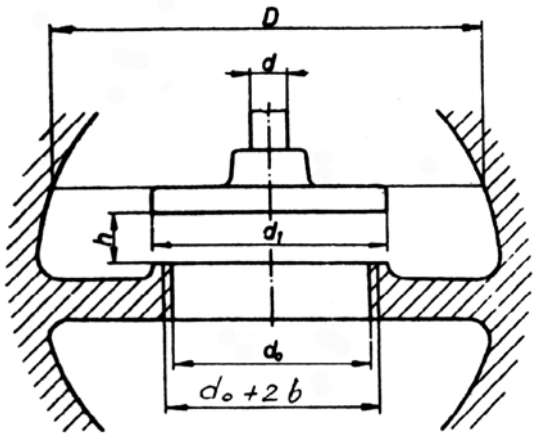
Посоката на протичане на флуида през вентила трябва да бъде такава, че при затворен вентил, клапана да се притиска към гнездото. Когато натискът върху клапана надвиши *40 kN*, посоката на протичане се обръща. В този случай, за разтоварване на

вентила при отваряне се предвижда обходен канал за малък вентил, който се отваря най-напред.

Освен вентилите за затваряне съществуват и други със специално предназначение, като например редуциращ налягането вентил или *предпазен вентил*, който не позволява на налягането в тръбата да надвиши допустимото и т.н.

Изчисляването на главните елементи на вентила е следното:

Ход на вретеното h - това е разликата между H_{max} и H (фиг.2.103). Пресмята се от условието за равенство на повърхнината на най-големия отвор и повърхнината на отвора на седлото (фиг.2.105).



фиг.2.105. Изчислителна схема за определяне хода h на вретеното

(2.129) $$\frac{\pi d_0^2}{4} = \pi d_0 h,$$

следователно $$h = \frac{d_0}{4}.$$

Широчината на гнездото b – трябва да бъде такава, че налягането в контактната повърхнина да не надвишава допустимото $[p]$

(2.130) $$\pi d_m b[p] \approx \frac{\pi}{4}\left(d_1^2 - d^2\right)\rho_\rho,$$

където: d_1 е диаметърът на клапана, m;

d диаметърът на вретеното, m;

d_m средният на активната контактна повърхнина, m;

P_p налягането върху клапана от страна на вретеното, $Pa;$

$[p]$ допустимо повърхностно налягане в контактната повърхнина, Pa.

Свободният отвор между клапана и тялото на вентила трябва да бъде най-малко равен на отвора на гнездото, т.е.

(2.131) $$\frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_1^2\right) = \frac{\pi d_0^2}{4},$$

откъдето за диаметъра D (фиг.2.105) се получава

(2.132) $$D = \sqrt{d_0^2 + d_1^2}, \qquad m,$$

или ако се пренебрегне широчината b като съразмерно малко и се приеме $d_0 \approx d_1$, то

(2.133) $$D \approx 1{,}4 d_1, \qquad m.$$

Вретеното се изчислява на опън или натиск (изкълчване), в зависимост от това от коя страна действува налягането върху клапана при отварянето на вентила. Силата, която натоварва вентила при отваряне е

(2.134) $$F_0 \approx \frac{\pi}{4}\left(d_1^2 - d^2\right)\rho_\rho, \; N.$$

Когато вентила е затворен, клапана е притиснат върху гнездото с налягане $\rho' = 5 \div 6$, Pa заради херметичност и следователно е необходима допълнителна сила

(2.135) $$F' = \pi d_m b \rho', \; N.$$

Вретеното е подложено на натиск, респективно - изкълчване, когато натискът е отдолу. Силата, която го изкълчва е

(2.136) $$F = F_0 + F' \approx \frac{\pi}{4}\left(d_1^2 - d^2\right)\rho + \pi d_m b \rho', \qquad N.$$

Въртящият момент, приложен върху ръчното колело се предава на вретеното и го усуква

(2.137) $$\mathrm{M}_{yc} = Ftg\left(\psi + \varsigma'\right)\frac{d_2}{2}, \qquad Nm,$$

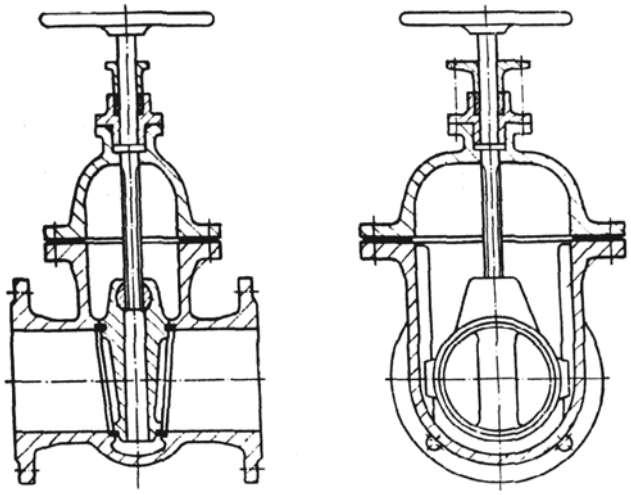
където F е общата сила, която натоварва вретеното, N;
d_2 средният диаметър на трапецовидната резба, m;
ψ' ъгълът на изкачване на резбата;
ς' приведеният ъгъл на триене.

Шибърите се употребяват за номинални отвори от 40 до 1200 mm и повече, а и за високи налягания и температури. Една обикновена конструкция на шибър е показана на фиг.2.106.

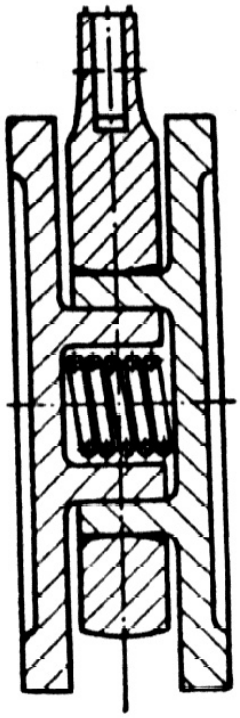
Основният елемент на шибъра е затварящият диск, който има форма на клин (наклонът му обикновено е 1:8 и 1:15).

Шибърите с плосък клин се употребяват за затваряне на тръбопроводи за вода, газове и пари, но при ниско налягане и температура. При висока температура диска се деформира различно от леглото и може да се самозаклини, или да наруши херметичността.

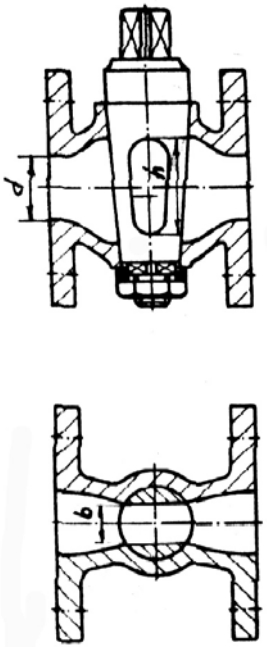
Съществуват конструкции, които могат да понасят високи температури и налягания, но със затварящи дискове с успоредни страни (фиг2.107), т.н. *самоуплътняващи се дискове*.



фиг.2.106. Схема на шибър със затварящ диск с форма на клин



фиг.2.107. Затварящ диск с успоредни страни



фиг.2.108. Схема на кран (канела)

Допустимото налягане на затварящата цилиндрична повърхнина е 60 до 70% по-ниско от това на вентилите.

Крановете са с елементарна конструкция и това се вижда от фиг.2.108. Затварящият елемент е конусен, с конусност 1:6 и с отвор, чиято широчина към височината му е 1:2,75. Отварянето и затварянето на крана става чрез завъртане на крановия конус около оста си без да излиза извън леглото. Конусността е в зоната на контакта с тялото, а извън нея преминава в цилиндричност. Тялото се изработва от лят чугун, а крановия конус (канелата) - от лят чугун, месинг, бронз. Номиналните диаметри на крановете са от 20 до 125 mm.

В малките кранове, пропускащият струята отвор се прави кръгъл, а в по-големите - елиптичен. При кранове с по-голям отвор се използува зависимостта (фиг.2.108)

(2.138) $$bh = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Р А З Д Е Л Т Р Е Т И

МАШИННИ ЕЛЕМЕНТИ НА ДВИЖЕНИЕТО

11. ВАЛОВЕ И ОСИ

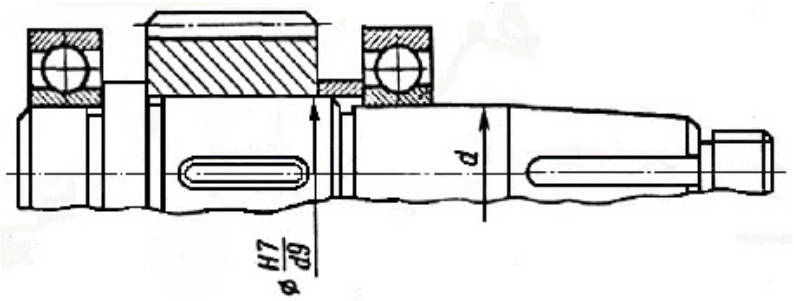
11.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ

Валовете и осите са отговорни машинни елементи за много машини. От тях зависи надеждността и в някои случаи безопасността на експлоатацията на машините.

- **Валове.** Служат за *предаване на въртящи моменти и за поддържане на закрепени върху тях машинни елементи*, които се въртят около геометричната им ос. Съществуват и валове, които предават само въртящи моменти. Такива са <u>например</u> гъвкавите валове, валовете, които свързват два карданни съединителя (карданни валове, торзионни валове и др.).

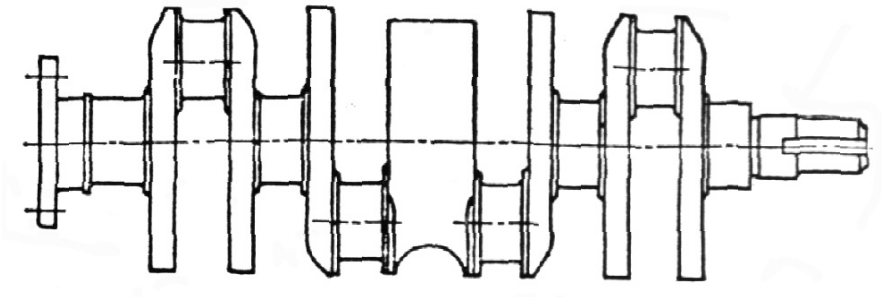
Освен с въртящи моменти валовете са натоварени и с напречни сили и огъващи моменти от силите в зъбните зацепвания, опорите, съединителите, работните органи на машините и др.

В зависимост от формата на геометричната им ос валовете биват няколко вида.



фиг.3.1. Прав вал

В практиката се използуват т.нар**.** п р а в и в а л о в е (обикновено с променливо напречно сечение)(фиг.3.1). Конструкцията им зависи от функционалното предназначение на отделните участъци на вала. <u>Например</u> - за връзка на вала с опорите му за ограничаване на осовото изместване на машинни елементи, които се монтират върху вала, за шлицови канали за съединяване с други машинни елементи и др.

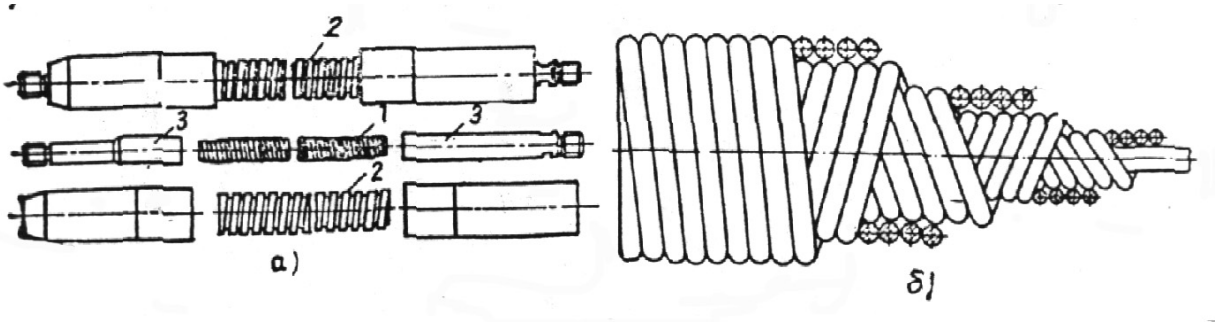


фиг.3.2. Колянов вал

- *Коляновите валове* (фиг.3.2) се използуван за преобразуване на въртеливо движение във възвратно-постъпателно и обратно. Най-характерно за всеки колянов вал са

колената му. Според броя им се различават е д н о к о л я н о в и, д в у к о л я н о в и и м н о г о к о л я н о в и валове. Колената са разположени в една обща равнина или в различни, ако са завъртени едно спрямо друго под някакъв ъгъл, който не е равен на 180^0. Конструктивната форма на коляновите валове е разнообразна.

- *Гъвкавите валове* (фиг.3.3) служат за предаване на въртеливо движение при различни машини и уреди, като преносими металорежещи машини, уреди за измерване на скорост, вибратори, уреди за дистанционно управление и др. и изобщо там, където възлите на машините променят положението си, т.е. има нужда от вал с пространствена криволинейна ос.



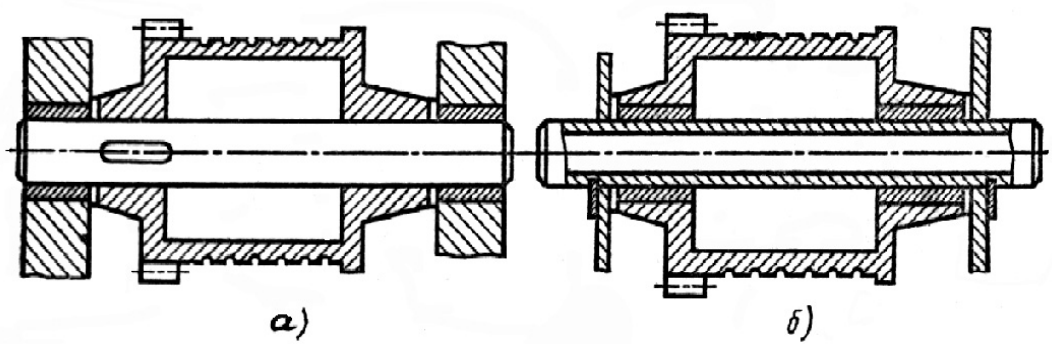
фиг.3.3. Гъвкав вал
а основни елементи; б конструкция на гъвкавото тяло

Гъвкавият вал е цилиндрично гъвкаво тяло *1* (фиг.3.3), което е образувано от няколко (от 4 до 8) многоходови винтови пружини (фиг.3.3 *б*) с редуващо се направление на навиване – дясно, ляво дясно и т.н. Всеки слой от навивките съдържа от 4 до 12 стоманени жици с диаметър от 0,5 до 2,6 *mm.*

За предпазване от замърсяване и повреждане и за осигуряване на мазането и безопасна работа с тях отвън валът е защитен с гъвкава броня *2* (фиг.3.3 *а*). Изработва се от поцинкована стомана във форма на леко деформираща се метална пружина. При нужда от херметизация се оплита обвивка от вулканизирана гума. Валовете се свързват към съответните машинни части чрез подходящи накрайници *3* (фиг.3.3 *а*).

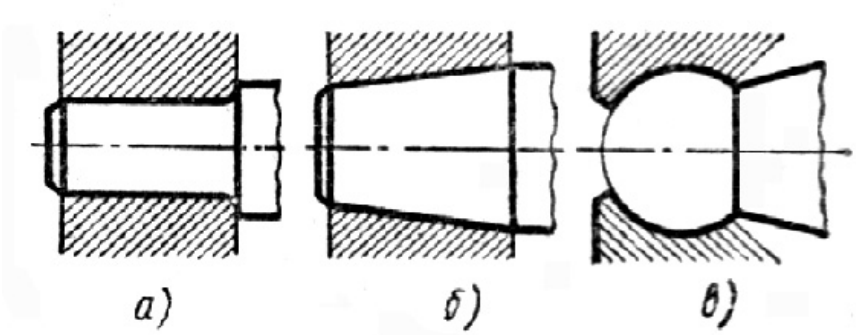
- *Торзионните валове* са натоварени само на усукване. Освен, че предават въртящ момент, те служат и като подходящо за определени случаи еластично звено в кинематичната верига на машината. Поради това в двата края на вала са нарязани зъбни венци за съединяване с другите машинни елементи.

➢ **Оси.** *Осигуряват въртеливото движение на детайли, натоварени с напречни сили и огъващи моменти*. Усукващите моменти, които възникват в осите на триене, са много малки и могат да се пренебрегнат. Осите участвуват или не участвуват във въртеливото движение. В зависимост от това биват : п о д в и ж н и (фиг.3.4 *а*) и н е п о д в и ж н и (фиг.3.4 *б)*

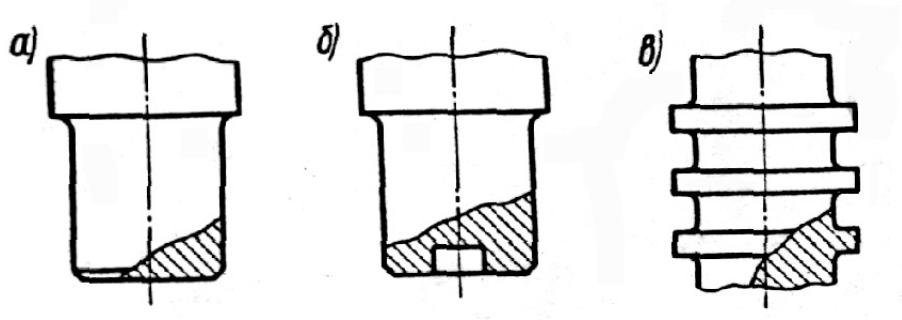


фиг.3.4. Оси
а - подвижни; б - неподвижни

Валовете и осите биват п л ъ т н и и к у х и. Участъците им, на които са монтирани лагерите и са натоварени с радиални сили, се наричат **ш и й к и**. Когато натоварването е осово – **п е т и**. Шийките биват: *цилиндрични* (фиг.3.5 *а), конусни* (фиг.3.5 *б)* и *сферични* (фиг.3.5 *в*). Петите биват *цели* (фиг.3.6 *а*), *пръстеновидни* (фиг.3.6 *б), гребеновидни* (фиг.3.6 *в*) и др.



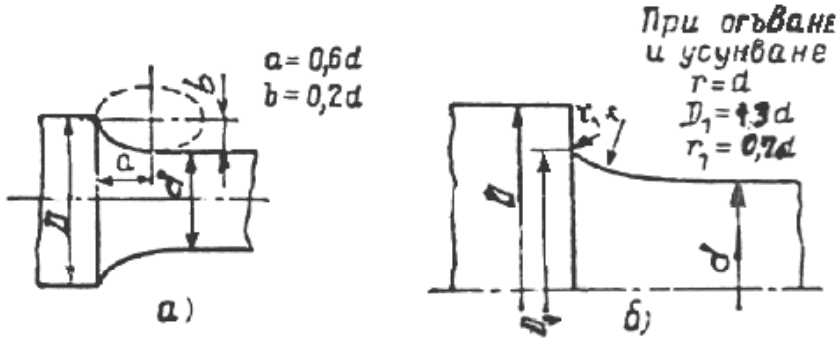
фиг.3.5. Шийки
а - цилиндрична; б - пръстеновидна; в - сферична



фиг.3.6. Пети
а - цяла; б - пръстеновидна; в - гребеновидна

Най-голямо разпространение в машиностроенето са получили цилиндричните шийки. Конусните и сферичните се използуват по-рядко.

Преходните участъци между степените на осите и валовете се правят така, че да се намали концентрацията на напрежение и да се повиши дълготрайността им. Това става чрез увеличаване на радиусите на закръгление в преходите (фиг.3.7).



фиг.3.7. Преходни криви
а - елипсовидна; б - с два радиуса на кривина

Правите валове и осите се изработват от въглеродна стомана, а също от висококачествен или модифициран чугун. Когато не се прилага термична обработка, се употребяват стоманите с общо предназначение АСт3, АСт4 средно-въглеродните стомани 35 и 40, легираните стомани 40Х, 40ХН, 30ХН3А, а когато се прилага термична

обработка – стомани 45, 50. За не отговорни, леко-натоварени конструкции, оси и валове се употребяват въглеродни стомани без термична обработка. За автомобилните и автотракторни двигатели коляновите валове се изработват от модифициран или висококачествен чугун.

11.2. ПРЕСМЯТАНЕ НА ОСИ И ВАЛОВЕ

Разрушаването и повредите на валовете и осите е резултат от претоварване и от умора на материала. Най-често се среща разрушаването от умора**,** което се получава от цикличните натоварвания на огъване и усукване. Наблюдава се в местата, където се появява най-голяма концентрация на напрежение – преход от едно сечение в друго, места на изрези и канали и др. При получаване на резонанс, когато оста или валът достигне до т.нар. критична ъглова скорост, се получават недопустимо големи деформации или се разрушават. Следователно, основни критерии за работоспособността на валовете и осите са: якост, коравина и трептене.

През време на работа валовете и осите изпитват постоянни или променливи по големина натоварвания. Якостта им се определя от големината и характера на напреженията, които възникват от действието на натоварването. Постоянните по големина и направление натоварвания предизвикват в неподвижните оси постоянни напрежения, а във въртящите се оси и във валовете – променливи напрежения**.**

➢ **Предварително пресмятане на вала.** Прави се въз основа на предавания въртящ момент $M_в$ или предавана мощност N и ъгловата скорост на вала ω, тъй като още не е известна големината на огъващите моменти.

Минималният диаметър на вала се определя приблизително от условието за якост на усукване. За компенсация на неотчетените напрежения на огъване се приемат по-ниски стойности на допустимото напрежение на усукване $[\tau_{ус}]$. Например - за изходящия край на вал от редуктор за допустимо напрежение на усукване се приема $\lfloor\tau_{ус}\rfloor = (0{,}025 \div 0{,}03)\sigma_B$. Следователно:

(3.1) $$\mathrm{M}_в = \frac{N}{\omega} \approx 0{,}2 d^3_{\min}\lfloor\tau_{ус}\rfloor$$

или

(3.2) $$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{5N}{\omega\lfloor\tau_{ус}\rfloor}}.$$

Обикновено се приема

(3.3) $$d_{\min} = (5 \div 6)\sqrt[3]{\frac{N}{\omega}}$$ за трансмисионни и други аналогични валове,

(3.4) $$d_{\min} = (7 \div 8)\sqrt[3]{\frac{N}{\omega}}$$ за редукторни и други аналогични валове.

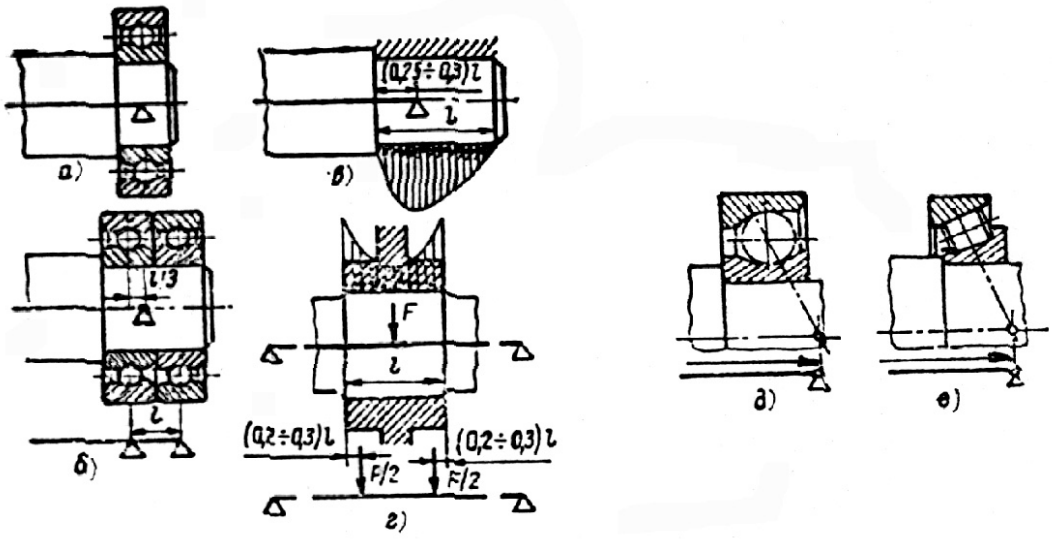
Полученият размер за d_{min} е основа за уточняване на конструктивните размери на вала.

Предварителна оценка на вала може да се направи и чрез сравнение с вала, към който ще се присъедини. Например, ако изчисляваният вал ще се свърже с вал на

електродвигател (или друга машина), диаметърът на входящия му край може да се изработи равен на електродвигателя.

➢ **Проверочно пресмятане на вала на статична якост.** Като предпоставка за такова изчисление служи работният чертеж на вала. Окончателното му оформяне зависи от *размерите на машинните елементи*, които трябва да се закрепят върху вала, от *разстоянието* между опорите му и от получения размер за d_{min} от предварителното пресмятане.

Разположението на опорните реакции зависи от *дължината на шийката,* а това означава, че оразмеряването на шийката или петите предхожда пресмятането на вала или оста. При къси шийки $\frac{l}{d} < 0{,}6$ действието им е в средата на шийката. При $\frac{l}{d} > 0{,}6$ (фиг.3.8 *в*) – на разстояние $(0{,}25 \div 0{,}3)\, l$ откъм натоварената страна.



фиг.3.8. Разположение на опорните реакции в зависимост от дължината на шийката и вида на лагера

Когато опорите са *търкалящи лагери*, опорната реакция се приема за съсредоточена сила *в средата* на лагера (фиг.3.8 *а*). Когато лагерите са *радиално аксиални*, опорната реакция е съсредоточена сила, която е приложена *в точката на пресичане*, както е показано на фиг.3.8 *д,е*.

Изчислителната схема се определя в зависимост от силите, които действуват върху валовете от закрепените върху тях машинни елементи (зъбни колела, ремъчни шайби, съединители и др.).

<u>Еквивалентният момент</u> се изчислява за всяко сечение на вала чрез най-големите кратковременно действуващи товари (с брой на циклите, по-малък от 1000) по формулата

$$M_{екв} = \sqrt{M_{or}^2 + M_в^2}\,, \qquad (3.5)$$

където M_{or} е резултантният огъващ момент за всяко сечение на вала; $M_в$ - въртящият момент за разглежданото сечение.

<u>Резултантният огъващ момент</u> се пресмята па формулата

$$M_{or} = \sqrt{M_{orx}^2 + M_{ory}^2}\,, \qquad (3.6)$$

където M_{orx} е огъващият момент за разглежданото сечение в хоризонталната равнина; M_{ory} огъващият момент за разглежданото сечение във вертикалната равнина.

След така определената изчислителна схема се прави проверочно пресмятане на най-застрашеното сечение. Изразява се в установяване на отношение между номиналните еквивалентни напрежения и границата на провлачане за пластични материали:

(3.7) $$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{or}^2 + \left(\frac{\sigma_S}{\tau_S}\right)^2 \tau_{yc}^2} \le \frac{\sigma_S}{n}$$

където σ_{or} и τ_{yc} са номиналните напрежения в разглежданото сечение; σ_S и τ_S - границите на провлачане за материалите; n – коефициентът на сигурност.

При $W_{or} \approx 0{,}1d^3$, $W_{yc} = 2W_{or} = 0{,}2d^3$ и $\frac{\sigma_S}{\tau_S} \approx 2$ за пластични материали статичната якост се пресмята чрез критерия

(3.8) $$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{W} = \frac{M_{екв}}{0{,}1d^3} \le [\sigma_{or}].$$

Получените резултати за застрашените сечения се съпоставят и се определя в кое от тях $\sigma_{екв}$ е максимално. За застрашени сечения се приемат тези, за които стойностите на $\sigma_{екв}$ не са по-малки от 90% от максималните.

От уравнение (3.8) се определя *минималният диаметър* $d\min$, който трябва да има проверяваното сечение

(3.9) $$d_{\min} \ge \sqrt[3]{\frac{10M_{екв}}{[\sigma_{or}]}}.$$

Както беше установено, осите не са натоварени на усукване и затова се изчисляват само на огъване. Методиката на якостното им пресмятане е както описаната за валове, но при условие, че $M_в = 0$. Това означава, че минималният диаметър на оста в застрашеното сечение ще бъде

(3.10) $$d_{yc} \ge \sqrt[3]{\frac{10M_{or}}{[\sigma_{or}]}},$$

където $\sigma_{or} = \frac{\sigma_{or}}{n}$ е допустимото номинално напрежение. За валове и въртящи се оси се отчита от таблици [50].

➢ **Проверочно пресмятане на умората на материала.** Тази проверка изисква номиналните напрежения в застрашеното сечение на валовете и осите да се пресмятат чрез най-големите, продължително действуващи товари, като амплитудите (σ_a) и средните напрежения (σ_m) се изчисляват поотделно. При пресмятането на умора за критерии на напрежението в отделните сечения се приема

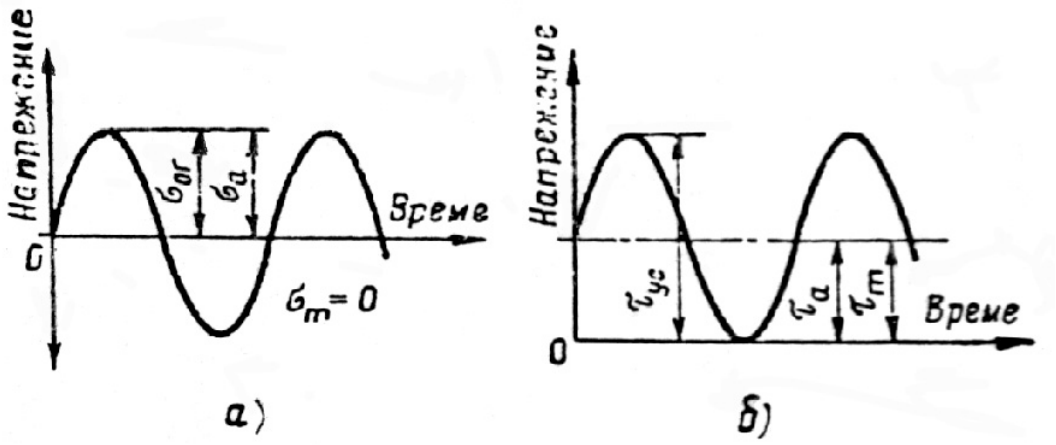
(**3.**11) $$\sigma_{екв}^{ум} = k_\sigma \frac{\sqrt{M_{ora}^2 + M_{yca}^2}}{W},$$

където M_{ora} и M_{yca} са амплитудните стойности на резултантния огъващ момент и усукващ момент; k_σ - коефициент на концентрация, който се изменя от 1,6 до 3 [50].

Получените стойности за $\sigma_{екв}^{ум}$ за отделните застрашени сечения се съпоставят. Всички сечения, чийто критерии за умора на материала се различават до 30% от максималния, се приемат за застрашени.

От така направените проверки по съответните критерии за статична якост и умора се определят застрашени сечения, които могат и да не съвпаднат.

При пресмятането на валовете и осите на умора се приема, че напрежението на огъване се изменя по симетричен цикъл (фиг.3.9 *а*), а напрежението на усукване – по нулев, пулсиращ цикъл (фиг.3.9 *б*).



фиг.3.9. Графики на изменение на напрежението
а - на огъване по симетричен цикъл; б - на усукване по нулев пулсиращ цикъл

Симетрично променящите се напрежения, когато товарите се въртят заедно с вала, но променят големината си във функция от ъгъла на завъртане, са

$$\sigma_a = \frac{M_a}{W_{or}} = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2.W_{or}};$$

(3.12) $$\sigma_m = \frac{M_m}{W_{or}} = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2.W_{or}};$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_B}{2W_{yc}}.$$

Якостта на умора на вала (оста) е осигурена, ако е изпълнено условието

(3.13) $$n \geq [n],$$

където n е изчисленият коефициент на сигурност в застрашените сечения**;** $[n]$ **-** минималният коефициент на сигурност.

Изчисленият коефициент на сигурност се определя по формулата

(3.14) $$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2},$$

където n_σ и n_τ са коефициентите на сигурност по нормални и по тангенциални напрежения.

(3.15) $$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \qquad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau \tau_m};$$

където σ_{-1} и τ_{-1} са границите на умора при огъване и усукване за симетричен цикъл; κ_σ и κ_τ - ефективните коефициенти на концентрация на напрежение при огъване и усукване; ε_σ и ε_τ - мащабните коефициенти за нормални и тангенциални напрежения; ψ_σ и ψ_τ - коефициентите на чувствителност на материала към асиметрия на цикъла (за въглеродни стомани - $\psi_\sigma = 0{,}05$ и $\psi_\tau = 0$; за средно-въглеродни стомани - $\psi_\sigma = 0{,}1$ и $\psi_\tau = 0{,}05$; за легирани стомани - $\psi_\sigma = 0{,}3$ и $\psi_\tau = 0{,}1$).

Независимо от пресмятането на умора максималните напрежения на асиметричния цикъл не трябва да надминават допустимите напрежения на статична якост. Затова освен проверката на умора се пресмята и коефициентът на сигурност срещу пластични деформации, но тук

(3.16) $$n_\sigma = \frac{\sigma_S}{[\sigma_m]_{екв}}; \qquad n_\tau = \frac{\tau_S}{[\tau_m]_{екв}},$$

където $(\sigma_m)_{екв} = \sigma_a + \sigma_m$ и $(\tau_m)_{екв} = \tau_\alpha + \tau_m$ са еквивалентни статични напрежения.

Всеки от получените коефициенти на сигурност се съпоставя с минимално

допустимата стойност $[n] = 1{,}5 \div 2{,}5$, а за валове на предавки $[n] > 2{,}5$.

Описаният метод за изчисляване на валове и оси чрез проверяване големината на коефициентите на сигурност е по-рационален, тъй като валовете и осите се конструират не въз основа на пресметнати геометрични размери, а от конструктивни съображения, изложени в началото.

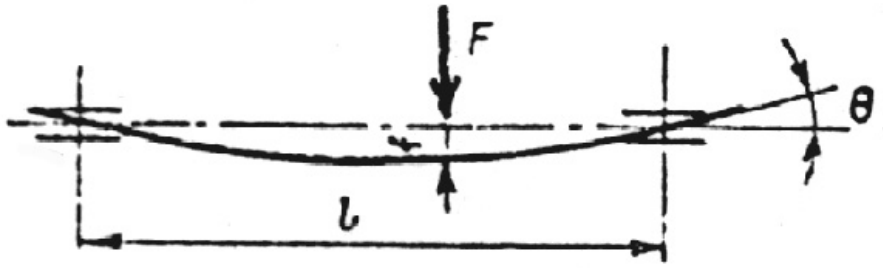
- **Изчисляване на валове и оси на еластични деформации.** Валовете и осите, независимо от това, че са изчислени на статична якост или на умора на материала, не винаги осигуряват нормална работа на машината. Под действието на натоварването

валовете и осите се деформират еластично от действието на напречни сили и валът се усуква от действието на предавания въртящ момент.

Необходимата коравина при огъване се определя преди всичко от условията за правилна работа на зъбните предавки, търкалящите лагери с ролки, несамонагаждащите се плъзгащи лагери, триещите предавки и др.

Провисването на вала почти не оказва влияние на работата на предавките с гъвкави връзки, затова валовете на ремъчните и верижните предавки не се изчисляват на коравина.

Изчисляването на валовете и осите на *еластични деформации*, които са предизвикани от огъване, се изразява в подходящо оразмеряване, с което да се осигури провисване f и ъгъл на наклона θ (фиг.3.10) на еластичната линия, които да не надвишават допустимите стойности, т.е.



фиг.3.10. Еластична линия на вал /ос/ след деформация от действието на силата F

(3.17) $$f \le [f], \qquad \frac{f}{l} \le \left[\frac{f}{l}\right], \qquad \max\theta \le [\theta],$$

където l е между опорното разстояние.

Допустимите стойности $[f]$, $\left[\frac{f}{l}\right]$ и $[\theta]$ зависят от предназначението на вала (оста) в дадена машина [50].

Деформациите на валовете и осите се определят по различни аналитични, графоаналитични и графични методи, които са изучени в курса по съпротивление на материалите [25]. За по-елементарни случаи валът се представя като греда с постоянно сечение (с приведен диаметър), за която се използуват готови формули. Изчисляването на валове със сложна форма и изчисляването на гладки валове със сложно натоварване се извършва чрез интеграла на Моор [25].

Деформацията на усукване се изчислява преди всичко за дълги валове. Големината й се определя от ъгъла на усукване на единица дължина на вала. За повечето валове деформацията на усукване няма съществено значение и затова не е нужна проверка..

Деформацията на усукване е важна при кинематичните предавки, където големината й може да се отрази на точността на работа на машината (например при точните зъбонарязващи и винтонарязващи металорежещи машини и др.). Също деформацията на усукване може да предизвика заклинване при движението на мостови кранове, портални кранове и др., т.е. когато задвижването на разклонената кинематична верига е от един двигател.

Пресмятането на валовете на деформация на усукване се изразява в осигуряване на необходимата коравина, така че да бъде изпълнено условието

(3.18) $$\varphi \le [\varphi]$$

където φ е ъгълът на усукване на цилиндричен участък от вал с дължина l под действието на въртящия момент $M_в$:

$$\varphi = \frac{M_в l}{J_\rho G} \qquad (3.19)$$

където $J_\rho \approx 0{,}1d^4$ е полярният инерционен момент на сечението на вала; G - модулът на ъгловата деформация на материала на вала.

Допустимите стойности на ъгъла на усукване $[\varphi]$ се дават на линеен метър от дължината на вала. За валове с общо предназначение в тежки машини - $[\varphi] = 5'$; за трансмисионни валове в мостови кранове $[\varphi] = 15 \div 20'$. В много случаи се препоръчва

$$[\varphi] < \frac{\pi}{720} \div \frac{\pi}{600},\ rad. \qquad (3.20)$$

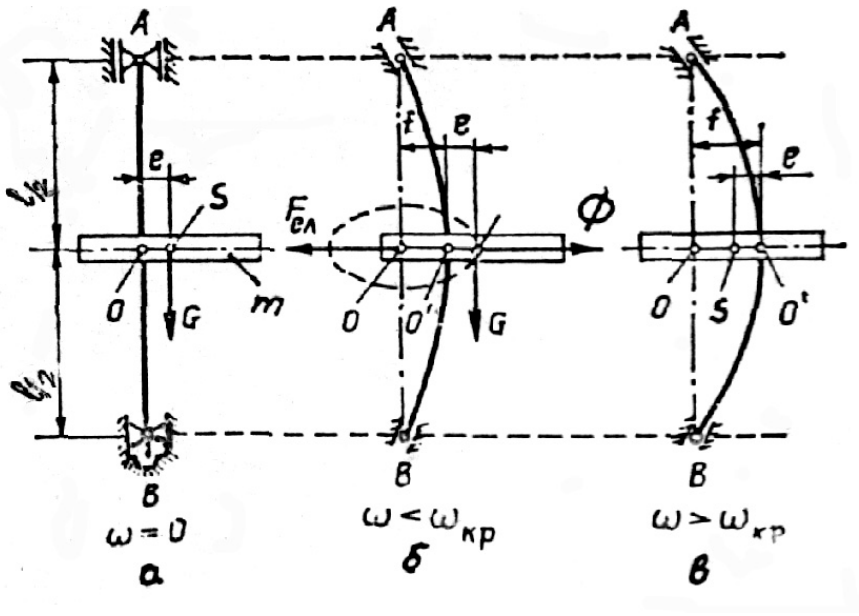
➢ **Трептене на валове и оси.** *Всяко тяло, което има определена форма и маса и е закрепено по определен начин, при извеждане от състояние на покой започва да трепти,* и то винаги с един и същи брой трептения в минута. Този брой трептения се нарича честота на собствените трептения на тялото и не зависи от големината на действуващите върху тялото сили.

Освен собствените (свободни) трептения тялото може да има и принудени трептения, които се предизвикват от периодично действуващи външни сили. Ако честотата на действие на някоя от външните сили съвпадне с честотата на собствените трептения на тялото, настъпва т.нар. резонанс на трептенията.

При резонанс амплитудата на трептене нараства много и може да се стигне до разрушаване. Резонанс може да се получи и тогава, когато честотата на периодично действуващата сила е кратна на честотата на собствените трептения на тялото. Ъгловата скорост, при която настъпва явлението резонанс, се нарича критична ъглова скорост.

Съществуват следните трептения на валовете (осите): напречни (огъващи), ъглови (усукващи) и комбинирани. Осите и правите валове се изчисляват на напречни трептения, като се проверява условието за липса на резонанс при установен режим на движение на машината.

Периодично действуващите сили са резултат от масовата неуравновесеност на машинните елементи, които са закрепени върху бързо въртящи се валове и оси. Въпреки най-старателното им балансиране все пак остава известен остатъчен дебаланс, който зависи от точността на машината за балансиране. Това означава, че масовият център на въртящите се заедно с вала (оста) елементи не съвпада с геометричната ос на въртене, която трябва да бъде главна инерционна ос, а се намира на разстояние e. Този **ексцентрицитет** e при големи скорости на въртене поражда центробежни сили, които се стремят да огънат вала (оста) и възбуждат напречни трептения на системата.



фиг.3.11. Състояние на вертикален вал при действие на центробежна и еластична сила

На фиг.3.11 *а* е показан вертикален вал с геометрична ос AOB, който е закрепен в самонагаждащи се лагери A и B. В средата му е закрепен диск с маса m . Приема се, че поради неточно изработване, нееднородност на материала и остатъчен дебаланс масовият му център S е на разстояние e от оста на въртене, т.е. ексцентрицитетът му е

$$e = \overline{OS}\,.$$

При въртене масовият център описва окръжност и се поражда центробежната сила ϕ. Големината на тази сила зависи от ексцентрицитета e и от провисването на вала f, предизвикано от същата сила, при което масовият център описва окръжност с радиус $r = e + f$ (фиг.3.11 б).

Центробежната сила, която действува върху вала (приема се, че масата на вала е пренебрежимо малка в сравнение с масата на диска), ще бъде

$$\phi = mr\omega^2 = m(e+f)\omega^2, \qquad (3.21)$$

където ω е ъгловата скорост на въртящият се вал.

От действието на центробежната сила ϕ провисването би нараствало неограничено, ако не се появяваха във вала напрежения на огъване. Създадените по този начин вътрешни еластични сили са пропорционални на провисването и могат да се изразят чрез формулата

$$F_{ел} = cf\,, \qquad (3.22)$$

където c е еластичната константа на вала, която е равна на силата $F_{ел}$, предизвикана от провисване $f = 1$.

Равнодействуващата на вътрешните еластични сили $F_{ел}$ нараства с увеличаване на провисването. Достига се до момент, когато тя се изравнява с центробежната сила ϕ и

настъпва д и н а м и ч н о р а в н о в е с и е на двете сили.От този момент провисването f престава да расте и следователно

(3.23) $$m(e+f)\omega^2 = cf.$$

От уравнение (3.23) се определя големината на провисването

(3.24) $$f = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2}.$$

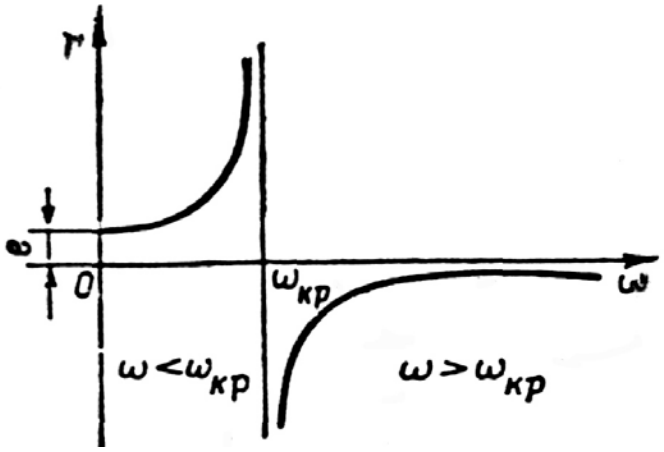
Ако знаменателят на уравнението (3.24) клони към нула, провисването f ще расте неограничено. При такова условие може да се изчисли големината на ъгловата скорост, при която ще се получи резонанс. Следователно за критичната ъглова скорост на вал с един диск се получава

(3.25) $$\omega_{kp} = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

Полученият израз за критичната ъглова скорост съвпада с този за големината на собствените трептения, който се извежда в теория на трептенията. От това следва, че критичната ъглова скорост на даден вал е тази, която отговаря на собствените трептения на изследваната система.

Ако от израза за $\omega_{кр}$ се определи еластичната константа на вала $c = m\omega_{кр}^2$ и се замести в израза за общото провисване $r = e + f^{'}$ се получава

(3.26) $$r = e + f = e + \frac{me\omega^2}{m\omega_{kp}^2 - m\omega^2} = e\left(1 + \frac{\omega^2}{\omega_{kp}^2 - \omega^2}\right) = \frac{e}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{kp}}\right)^2} = r(\omega).$$



фиг.3.12. Графика на зависимостта $r=r(\omega)$

Графиката на функцията $r = r(\omega)$ е показана на фиг.3.12. При $\omega = 0$ от уравнение (3.26) се получава $r = e$. При нарастване на ω нараства и r и при $\omega = \omega_{кр}$ $r = \pm\ \infty$.

При $\omega > \omega_{kp}$ провисването отново получава крайна,но отрицателна големина, т.е. r е отрицателен. С нарастване на ω, r намалява. При $\left(\frac{\omega}{\omega_{кр}}\right)^2 > 2$ масовият център заема положение между еластичната линия и геометричната ос на въртене (фиг.3.11 в). При $\omega \to \infty$, $r \to 0$, валът се самоцентрова и се върти по-спокойно.

От диаграмата се вижда , че валът може да се върти и със скорост, по-голяма от критичната. Необходимо е само бързо да се премине зоната на критичната област на ъгловата скорост. Ако номиналната ъглова скорост на вала е по-малка от критичната, валът се нарича **к о р а в** $\left[\omega \le (0{,}7 \div 0{,}8)\omega_{кр}\right]$. Ако номиналната ъглова скорост на вала е по-голяма от критичната, валът се нарича **е л а с т и ч е н.** Еластичните валове работят при ъглова скорост $\omega \ge (1{,}4 \div 2)\omega_{кр}$

Когато върху вала са закрепени няколко диска, критичната ъглова скорост може да се определи с достатъчна точност чрез уравнението на Дънкерли

$$\frac{1}{\omega_{кр}^2} = \frac{1}{\omega_{кр0}^2} + \frac{1}{\omega_{кр1}^2} + ... + \frac{1}{\omega_{кр\,n}^2}, \qquad (3.27)$$

където $\omega_{кр}$ е търсената критична ъглова скорост; $\omega_{кр0}$ критичната ъглова скорост на вала без дисковете върху него; $\omega_{кр1}$ - критичната ъглова скорост на без масов вал със закрепен върху него само един (първия) диск; $\omega_{кр_2}$ - критичната ъглова скорост на без масов вал със закрепен върху него само втория диск и т.н.

Ако работната скорост се окаже равна или близка до критичната, трябва да се променят диаметрите на вала или местата на закрепване на дисковете или разстоянието между опорите, изобщо да се промени собствената честота на трептене на системата.

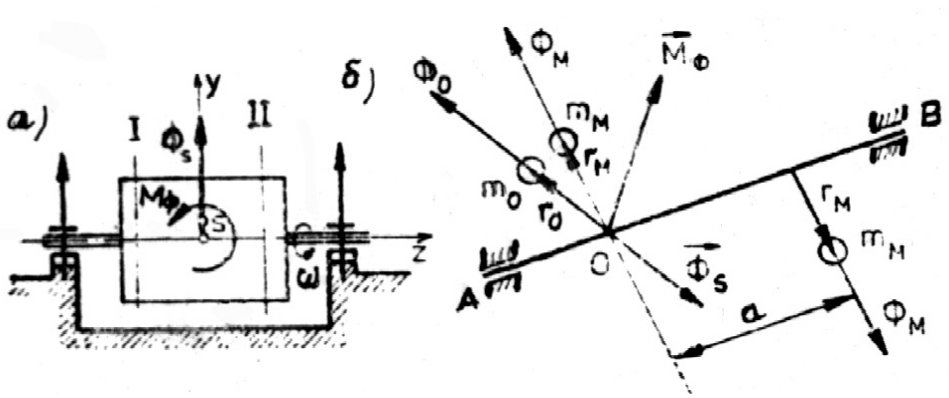
➢ **Окончателно оформяне на работния чертеж на вал (ос).** Необходимо е да се обърне внимание на това, че окончателните конструктивни размери на вала (оста) се получават след оразмеряването на шийките им или петата (ако има такава). Това се дължи на не доуточнения размер на дължината на шийката l. Тази дължина зависи от вида на лагерния възел. При изпълнение с търкалящ лагер размерът l се определя от широчината на избрания търкалящ лагер. При изпълнение с плъзгащ лагер размерът l се определя след окончателното пресмятане на плъзгащия лагер.

11.3. НАМАЛЯВАНЕ НА НАЛЯГАНЕТО В ЛАГЕРИТЕ НА РОТАЦИОННИ ДЕТАЙЛИ

По конструктивна документация всички ротационни детайли (ротори), като например прави валове, подвижни оси, ремъчни шайби, зъбни колела, маховици и др. са уравновесени. Приема се, че масите им са така разпределени, че не предизвикват инерционни сили и моменти при въртенето им. Това означава, че не се очакват допълнителни (динамични) реакции в лагерите им. От раздел 1.5 обаче става ясно, че това е невъзможно. Поради неточност при изработването или нееднородност на материала се проявява някаква неуравновесеност. Освен това от фиг.3.11 се вижда, че въобще е невъзможно съвпадането на масовия център на ротора с оста на ротация. Следователно, винаги има предпоставка за проявата на допълнителни (динамични) натоварвания на лагерите, чиято значимост зависи от скоростта на въртене на ротора.

Например, ако ротор с маса $m = 1kg$ (фиг.3.11) е с изместен масов център S от оста на ротацията на разстояние $e = 0{,}1mm$ и се върти с ъглова скорост $\omega = 10rad/_S \left(n \approx 95\min^{-1}\right)$, големината на инерционната сила ϕ (фиг.3.11 б), породена от тази неуравновесеност, е $1N$ и може да се пренебрегне. Но ако роторът се върти с ъглова скорост $\omega = 300rad/_S \left(n \approx 2800\min^{-1}\right)$ инерционната сила $\phi = 90N$ и не може да се пренебрегне.

Неуравновесеността на ротора се изразява в това, че резултантната инерционна сила $\vec{\phi}_S = m\vec{r}_s\omega^2 = m\vec{e}\omega^2$ и резултантния момент $M_\phi = J_{rz}.\omega^2$ на инерционните сили на ротора (фиг.3.13) за произволно избрана точка 0 не са равни на нула.



фиг.3.13. Инерционно натоварване на ротор

а - схема на инерционното натоварване; б - разпределение на масите след балансиране

- **Статична неуравновесеност** Оста на въртене на ротора е главна инерционна ос, но не е централна инерционна ос, т.е. масовият център S не се намира на оста на въртене $z\vec{r}_s \neq 0$. Върху опорите роторът действува заедно с въртящата се сумарна инерционна сила.
- **Динамична неуравновесеност.** Оста на въртене на ротора е централна ос, но не е главна инерционна ос $\vec{J}_{xz} \neq 0$ *и* $\vec{J}_{yz} \neq 0$. Върху опорите роторът действува заедно с двойка инерционни сили, чиито вектори се въртят заедно с него.
- **Пълна (комплексна) неуравновесеност.** Оста на въртене на ротора не е главна централна инерционна ос $m\vec{r}_s \neq 0$ *и* $\vec{J}_{rz} \neq 0$. Върху опорите роторът действува заедно с въртяща се инерционна динама или въртяща се сумарна инерционна сила, която не минава през масовия център на ротора.

Възстановяването на уравновесеността на ротор чрез подходящо преразпределение на масата на ротора се нарича *балансиране.*

Когато роторът е къс, се прилага статично балансиране. Чрез него се възстановява положението на масовия център върху оста на ротация и тя става централна инерционна ос. При това условие възникването на сумарна центробежна сила Φ_S (фиг.3.13 *а*) е невъзможно, но може да остане неуравновесена двоица инерционни сили, зависещи от големината на центробежните моменти J_{xz} и J_{yz}. При къси ротори тази неуравновесеност е пренебрежимо малка.

Статичната неуравновесеност на ротора може да се уравновеси с една маса, закрепена в равнина, перпендикулярна на оста на ротация и преминаваща през масовия център S , или с две маси, чиято равнодействуваща инерционна сила, приложена в масовия център, е равна и противоположна на неуравновесената инерционна сила на ротора.

Статичната неуравновесеност се измерва чрез статичния дебаланс на ротора Δ_c, на който е пропорционална инерционната сила, с измерение $g\,cm$ или $g\,mm$

(3.28) $$\vec{\Delta}_c = m\vec{r}_s .$$

Прието е да се смята, че при отношение на широчината на ротора и диаметъра му $\frac{b}{D} > 0{,}2$ моментът на инерционните сили $\vec{\mathrm{M}}_\phi$ (фиг.3.13 а) не може да се пренебрегне. Влиянието му се проявява чрез динамичната неуравновесеност (динамичен дебаланс $\Delta_Д$) с размерност g cm^2 или g mm^2- $\Delta_Д > J_{rz} = \sqrt{J_{xz}^2 + J_{yz}^2}$,
където J_{rz} характеризира ъгъла на наклона на главната централна инерционна ос спрямо оста на ротация z.

При д и н а м и ч н о б а л а н с и р а н е чрез подходящ синтез на маси централната инерционна ос се превръща в главна и съвпада с оста на ротация, т.е. $J_{xz} = 0$ и $J_{yz} = 0$.

Пълната (комплексната) уравновесеност на ротора налага уравновесяването на инерционната сила $\vec{\Phi}_S$ и на инерционния момент $\vec{\mathrm{M}}_\phi$.

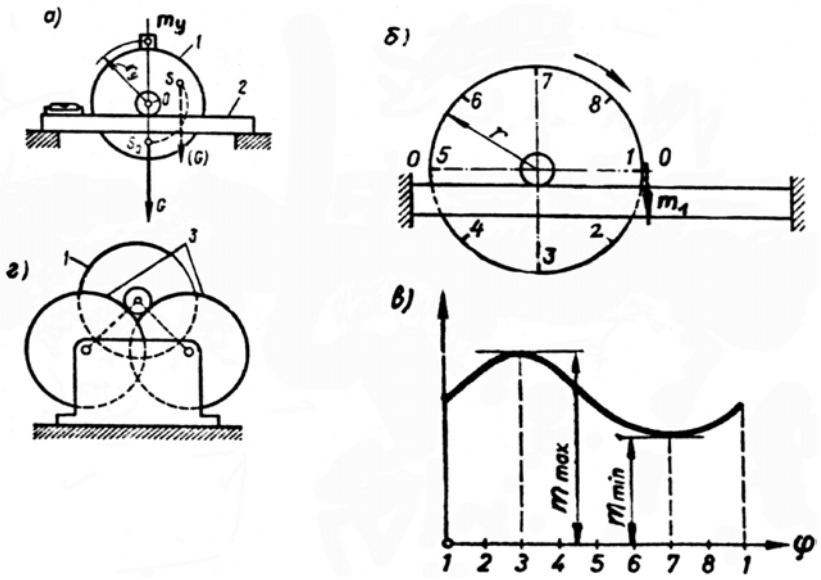
Главният вектор $\vec{\Phi}_S$ може да се уравновеси от една маса m_0, закрепена на разстояние r_0 от оста на ротация на ротора (фиг. 3.13 б), която ще породи центробежната сила $\vec{\Phi}_0 = m_0\vec{r}_0\omega^2 = -\vec{\Phi}_S$.

Главният момент $\vec{\mathrm{M}}_\Phi$ може да се уравновеси от две маси $m_м$, закрепени на разстояние $r_м$ от оста на ротация на ротора, които ще породят две центробежни сили $\vec{\Phi}_м = m_м\vec{r}_м\omega^2$, образуващи двоицата сили $\alpha\Phi_м = \mathrm{M}_ф$. Моментът на тази двоица е с посока, противоположна на главния момент $\mathrm{M}_ф$. Едната от масите $m_м$ се закрепва към ротора в равнина, перпендикулярна на оста му и минаваща през точка O (фиг.3.13 б), а втората на разстояние a от нея.

Масите m_0 и $m_м$ в равнината l могат да се обединят в една – m_1, чиято големина се определя от уравнението $m_1\vec{r}_1\omega^2 = m_м\vec{r}_м\omega^2 + m_0\vec{r}_0\omega^2$.

Това означава, че за пълното уравнение на ротора е необходимо да се закрепят две уравновесяващи маси – m_I и $m_{II}(m_м)$, в две произволно избрани равнини I и II.

Статичното балансиране на ротор се извършва със специални устройства. Роторът *1* се хоризонтира и лагерува по подходящ начин, например върху ножови паралели *2* (фиг.3.14 *а*) – когато диаметрите на шийките са еднакви.



фиг.3.14. Статично балансиране на ротори
а - чрез ножови паралели; б-в чрез опитни уравновесяващи маси; г - чрез ролки

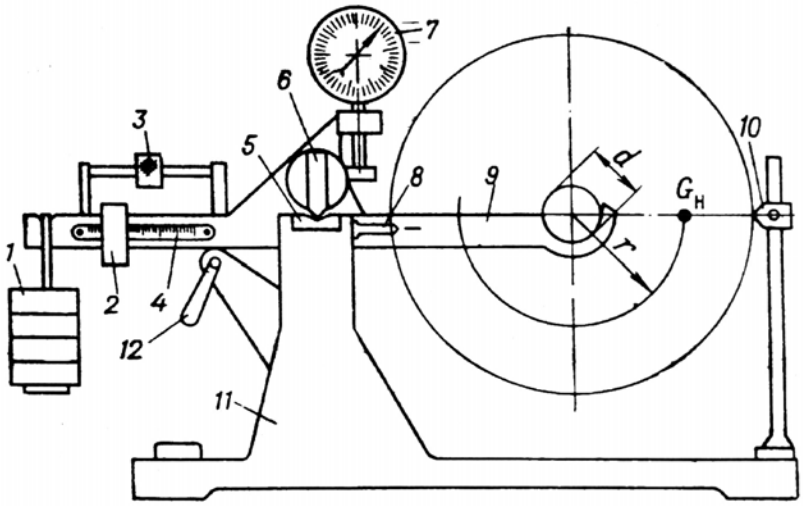
Завърта се на малък ъгъл около оста O и при наличието на статичен дебаланс след непродължителни колебания масовият център S на ротора заема положението S_0 на устойчиво равновесие. В равнина, перпендикулярна на оста, се закрепва уравновесяващата маса m_y по вертикалата над оста O. Тази операция се повтаря, докато роторът се доведе до безразлично равновесие. Премахнатият статичен дебаланс е

$\Delta_c = m_y r_y$.

Поради наличието на съпротивление при търкалянето на ротора по паралелите пълното отстраняване на статичния дебаланс е невъзможно. В оптималния случай масовият център S може да се приближи на разстояние $r_s \approx 0{,}01mm$ от оста на ротация.

За да се намали тази остатъчна неуравновесеност, може да се приложи методът на опитни уравновесяващи маси. Челната окръжност на ротора се разделя например на 8 равни части, които се номерират (фиг.3.14 *б).* Точка *1* се хоризонтира и съвпада с равнина, която минава през оста на ротация на ротора. Върху нея се закрепва малка опитна маса m_1 , която от тежестта си може да завърти ротора на ъгъл, не по-голям от *10* до 15^0, приет за еталон. След това се сваля масата m_1 и същата операция се повтаря с останалите точки, но масите се избират така, че роторът да се завърта на избрания за еталон ъгъл. Получените различни по големина маси, нанесени върху абцисната ос (фиг.3.14 *в*), показват, че масовият център се намира в равнината на опитните маси m_{max} и $m_{min.}$ Със закрепване на постоянна уравновесяваща сила $m_y = 0{,}5\left(m_{\max} - m_{\min}\right)$ статичният дебаланс се намалява още повече и r_s достига до няколко хиляди от милиметъра.

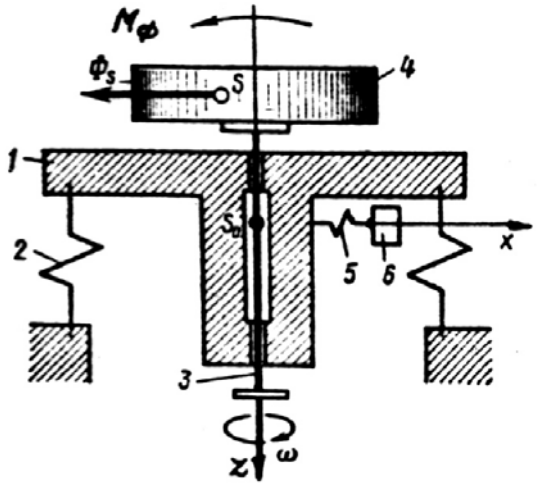
Сравнително добра точност при статично балансиране се получава чрез устройството за балансиране, на което роторът *1* се опира в шийките си (може и с различни диаметри) на две ролки *3* (антифрикционните ролки на Леонардо да Винчи) (фиг.3.14 *г).*



фиг.3.15. Уредба за статично балансиране на ротори

За статично балансиране на ротори се използуват и уредби, работещи на принципа на везната (фиг.3.15). Стойката *11* и рамото *9* на везната са оформени така, че на единия край на рамото да се лагерува роторът, а на другия край чрез масата *1* да се уравновесява. При различни положения на ротора около оста му търсеното масово уравновесяване се извършва чрез преместване на масата *2* по скалата *4*. Полученият резултат е в $g\,mm$ или $g\,cm$.

Много по-точно и удобно за автоматизиране е статичното балансиране по време на движение, т.е. в *динамичен режим*.



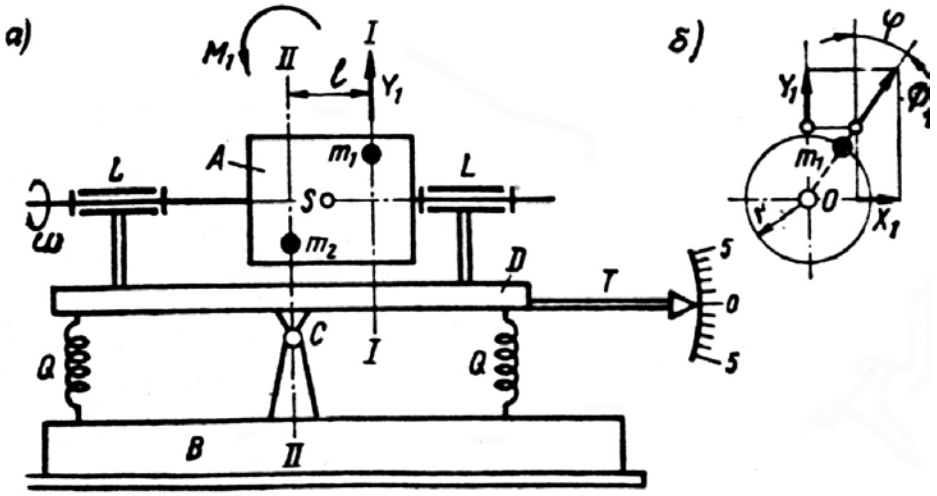
фиг.3.16. Уредба за статично балансиране на ротори в динамичен режим

На фиг.3.16 е показана балансираща машина, състояща се от металната плоча *1,* свързана еластично със стойката чрез пружините *2*. Вретеното *3* заедно с ротора *4* е лагерувано в плочата и се върти с постоянна ъглова скорост ω около оста *z*. С плочата *1* чрез меката пружина *5* е свързана подвижната маса *6* на сеизмичен датчик, на който собствената честота е значително по-ниска от честотата на въртене на ротора ω. Масата *6* на датчика има възможност свободно да се премества праволинейно по оста x , която преминава през масовия център S_0 на плочата.

При въртене на ротора оста под влияние на неуравновесеността му описва конусна повърхнина, а плочата *1* извършва пространствено движение.Съставящата от това

движение, надлъжна на оста x, се възприема от масата $б$ на датчика като принудени трептения. Датчикът преобразува тези трептения в електродвижещо напрежение, а то, задействувайки електронноизчислително устройство, дава сведение за големината и ъгловата координата на търсената неуравновесеност на ротора [38].

Съществуват различни видове машини за динамично балансиране на ротори. Обикновено на тях се извършва пълно уравновесяване на ротори, но може да се уравновесяват статично и къси ротори.



фиг.3.17. Машина за динамично балансиране на ротори с повторно центроване на вала

Практическо приложение са намерили главно два типа мешини, люлеещ тип. Първият тип е показан на фиг.3.17 *а*. Върху стойката B е закрепена шарнирно в точка C люлката $Д$. Хоризонталното ѝ положение се поддържа от пружините Q. Балансирваният ротор се лагерува в опорите L на люлката така, че му се осигурява възможност да извършва две движения: ротация около оста му и ротация заедно с люлката около оста ѝ C.

При балансирането роторът се разполага така, че едната от двете равнини (в случая равнината II), в която се приема, че са разположени неуравновесените маси, да минава през оста на окачване на люлката C. Задвижването на ротора е такова, че не предизвиква колебания на люлката (на фигурата не е показано). Инерционната сила $Ф_1$, която се проявява от въртенето на неуравновесената маса m_1, може да се разположи на две съставящи $X_1 = \Phi_1 \sin\varphi$ и $Y_1 = \Phi_1 \cos\varphi$ (фиг.3.17 б). Вертикалната съставяща Y_1 създава момента M_1 спрямо оста C

$$M_1 = Y_1 l = \Phi_1 l \cos\varphi . \qquad (3.29)$$

Съставящата X_1 и инерционната сила Φ_2 на втората неуравновесена маса m_2 не пораждат моменти спрямо оста C.

При равномерно въртене на ротора $(\omega = const)$ инерционната сила на неуравновесената маса m_1 е $\Phi_1 = m_1 r\omega^2$, а ъгъл $\varphi = \omega t$. Поради това дестабилизиращият люлката момент (около ос С) е

$$M_1 = m_1 r\omega^2 l \cos\omega t \qquad (3.30)$$

и се изменя по хармоничен закон. Амплитудата му е пропорционална на неуравновесената маса m_1. Под действието на този момент подвижната система люлка-ротор извършва

трептеливо движение с амплитудата A_1, също пропорционална на неуравновесената маса m_1, т.е.

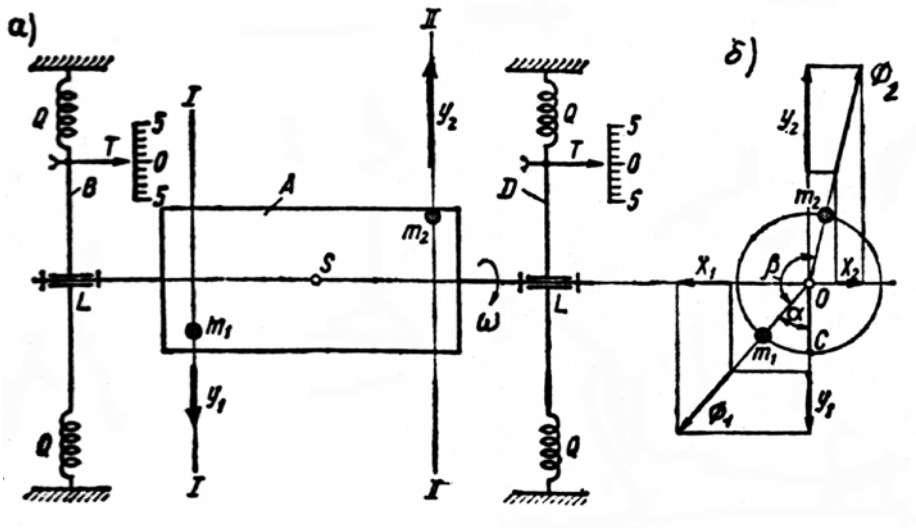
(3.31) $$A_1 = \beta_1 m_1.$$

Съвременните машини за балансиране са снабдени с подходящи датчици, чието електродвижещо напрежение постъпва в електронноизчислителни устройства. С тях се определят амплитудата A_1 и коефициентът на пропорционалност β_1, т.е. пресмята се най-често големината на масовата неуравновесеност, а на екран – големината на ъгъла φ_1.

След отчитане на данните за равнината I на ротора се закрепва уравновесяващата маса, равна на големината на масата m_1 на ъгъл $180^0 + \varphi_1$. Ако големината на масата е определена правилно, при повторно завъртане на ротора люлката няма да трепти.

По същия начин се извършва уравновесяването на втората маса m_2 от равнината *II*, но след като се промени разположението на ротора така, че равнината I заема положението на равнината *II*.

Съществен недостатък на тази балансираща машина е необходимостта от повторно центроване на ротора след първото измерване.



фиг.3.18. Съвременна схема на динамично балансиране на ротори

При балансиращите машини от втория тип този недостатък е избегнат, като и двете опори B и D, на които са закрепени лагерите L за разполагане на ротора, са подвижни (фиг.3.18 *а*). Под действието на хоризонталните съставящи Y_1 и Y_2 на инерционните сили Φ_1 и Φ_2 на неуравновесените маси m_1 и m_2 роторът A заедно с опорите B и D започва да трепти в хоризонтална равнина (на фигурата схемата на машината е показана в поглед отгоре). Трептенията на опорите по същите причини както при машините от първия тип са хармонични, но достигат крайните положения не едновременно, а последователно след време t. Следователно трептенията им са фазово изместени на ъгъл $\delta = \omega t$, където ω е ъгловата скорост на ротора.

Амплитудите A_B, A_D и фазовият ъгъл φ се регистрират от съответните датчици. Тъй като са пропорционални на неизвестните неуравновесени маси m_1 и m_2 и на ъгъл β между тези маси (фиг.3.18 б), се съставят три уравнения, от които се определят трите неизвестни величини: m_1, m_2, β.

За да се определи точното разположение на масите m_1 и m_2, необходимо е да се намери големината на ъгъл α (фиг.3.18 б), чрез който се определя разположението на

масата m_1. За целта се прави отметката C и чрез нея се определя положението и на двете маси едновременно, което е предимство за машините от този тип.

Описаните начини на балансиране са подходящи само за корави валове (валове, на които деформацията на еластичната линия е незначителна), тъй като, за да се получат големи амплитуди, които се измерват лесно, е необходимо да се поддържа достатъчно дълго време честотата на въртене на ротора в режим, близък до резонансния. Извършеното балансиране при тези условия е валидно и при работната скорост на ротора.

При гъвкави валове (деформацията на еластичната им линия е значителна) неуравновесеността е резултат на статично и динамично провисване. Необходимата уравновесяваща маса се поставя в сечението, където е възникнала неуравновесеността, но най-често това е невъзможно от конструктивни съображения. Най-удобно е балансирането да стане в едно от челата на ротора, но така се премахва общността на решението и се ограничава само на работната скорост. Следователно при балансиране на гъвкави валове пълното погасяване на динамичните реакции за работната скорост на ротора е възможно, но динамичното провисване остава и трябва да се има предвид при лагеруването.

В случаите на балансиране например на колянови валове определянето на уравновесяващите маси може да стане чрез пресмятане. Използува се условието за равновесие на сили, тъй като големината и разположението на неуравновесените маси се определят непосредствено от фигурата.

12. ОПОРНИ УСТРОЙСТВА ПРИ ОТНОСИТЕЛНО ВЪРТЕЛИВО И ПОСТЪПАТЕЛНО ДВИЖЕНИЕ

12.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. ВИДОВЕ

Опорните устройства на въртящите се машинни елементи (валове, оси и др.) се наричат л а г е р и, а за постъпателно движещите се машинни елементи – н а п р а в л я в а щ и. Лагерите се разделят в зависимост от вида на триене на *плъзгащи и търкалящи*.

- ***В плъзгащите лагери*** шийката или петата на въртящият се машинен елемент взаимодействува с обхващащата ги неподвижна повърхнина непосредствено или чрез слой от мазилно вещество.
- ***В търкалящите лагери*** загубите от триене са малки и зависят от вида на мазилното вещество. Триещият момент при пускането им в движение е от 10 до 20 пъти по-малък от този при плъзгащите лагери (с изключение на хидростатичните), а обслужването им е много по-просто.

При краткотрайно прекъсване на подаването на масло в тежко натоварен плъзгащ лагер с течно триене загубите нарастват от 50 до 100 пъти. Това води до размекване на покритието на лагерните черупки с всички вредни последици от това.

В търкалящ лагер при аналогичен случай вероятността за отказ е многократно по-малка, тъй като загубите от триене при кратковременно прекъсване на подаването на мазилно вещество нарастват много малко.

Най-съществени *предимства на търкалящите* лагери са сравнително ниската им цена и експлоатационните разходи. Използуват се във всички видове машини и практически са незаменими там, където натоварванията и скоростите се изменят рязко, а също и при често пускане и спиране под товар.

Недостатъци на търкалящите лагери в сравнение с плъзгащите са преди всичко голямата виброактивност и шум, малката демпфираща способност, големите инерционни сили, които действуват върху търкалящите тела при големи ъглови скорости, ограничението за използуване по отношение на ъглова скорост. Освен това при високи скорости-масата и габаритите на търкалящите лагери (работещи при същите условия).

В съвременното машиностроене използуването на плъзгащи лагери е ограничено освен при лагеруване на тежки валове с диаметър над 1 метър и повече, при двигателите с

вътрешно горене, при газови турбини, металорежещите и другите машини, центрофугите, помпите и др. и при скорости, по-високи от 30 m/s.

Предимствата на плъзгащите лагери се изразяват в запазване на работоспособността при високи ъглови скорости на движение на валовете и осите, в поемането на големи радиални натоварвания. Освен това конструкцията им може да бъде разглобяема и се осигурява лагеруването на колянови валове. В радиално направление имат малки габарити, работят безшумно, виброустойчиво, имат демпфиращо действие при ударно натоварване, простота в изработването, монтажа и ремонта. Някои от тях могат да работят във вода, а други – в агресивна среда.

Недостатъците им са преди всичко в голямото износване на лагерните черупки и шийките на валовете, необходимостта от постоянно обслужване и голям разход на мазилно вещество и големи размери в осово направление – дължината на лагера може да достигне до 3 *d* (*d* е диаметърът на шийката).

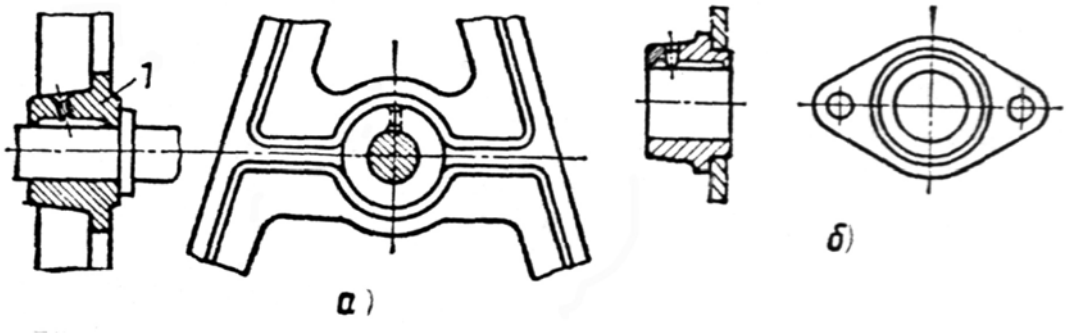
- ***Направляващите*** служат за осигуряване на относително постъпателно преместване на части от машини и поемането на действуващите върху тях сили. Използуват се в металорежещите и дървообработващите машини, пресите, лабораторните уреди и др.

12.2. ПЛЪЗГАЩИ ЛАГЕРИ

12.2.1. Общи сведения. Видове. Условия за работа

Плъзгащите лагери се използуват *за поемане на радиални и осови натоварвания*, а понякога и комбинирано. Опорите, които поемат само радиални сили, се наричат р а д и а л н и плъзгащи лагерни, а опорите, които поемат само осови сили – а к с и а л н и плъзгащи лагери (петови лагери).

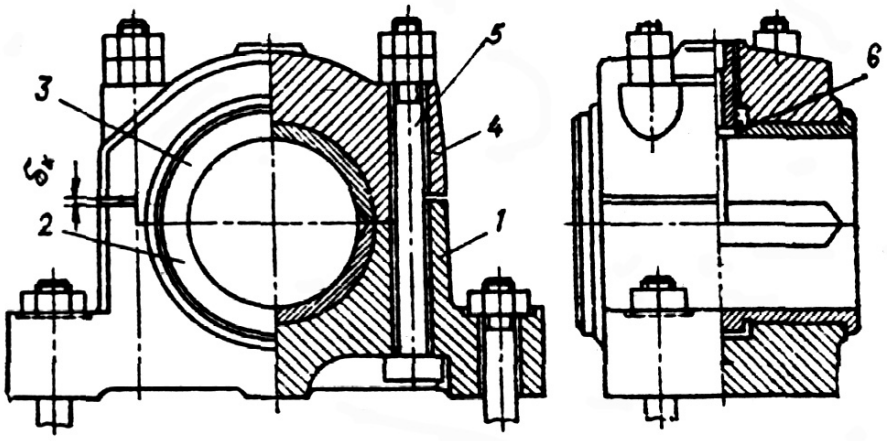
- ***Радиалните плъзгащи лагери*** се делят на: *неразглобяеми* и *разглобяеми.*



фиг.3.19. Неразглобяеми плъзгащи лагери
а - неподвижни; б - подвижни

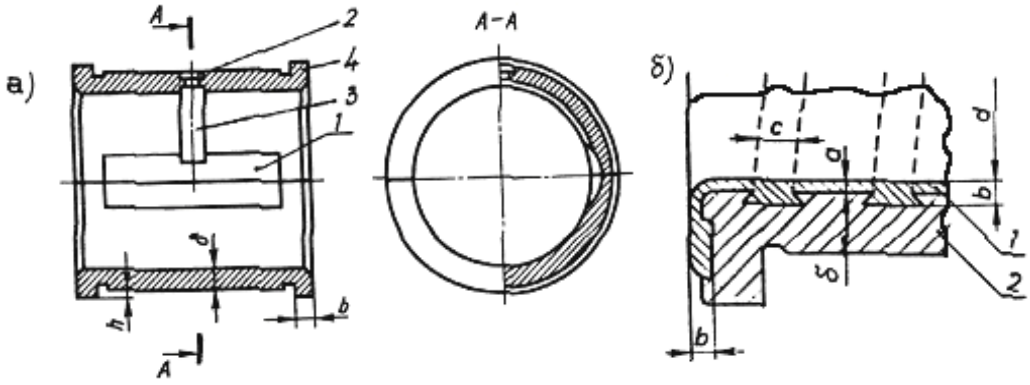
<u>*Неразглобяемите плъзгащи лагери*</u> могат да се изработят заедно със съответната машинна част *I* (фиг.3.19 *а*) или във вид на втулка, която се поставя в тялото на машинната част. В първия случай стойката, а във втория случай втулката се изработват от материал с добри антифрикционни свойства: антифрикционен чугун АЧС-1, АЧК-1, АЧК-2, оловен бронз ОФ10-1, месинг, композиция, алуминиеви сплави, металокерамични материали, текстолит, специално обработена дървесина, каучук, графит във вид на прах, пресован във вид на лагерни втулки и др.

Тялото на лагера се изработва от чугун, лята стомана или заварена конструкция с най-разнообразна форма. Освен това неразглобяемите плъзгащи лагери могат да бъдат н е п о д в и ж н и (фиг.3.19 *а*) и п о д в и ж н и (фиг.3.19 *б*).



фиг.3.20. Разглобяем плъзгащ лагер

Разглобяемите плъзгащи лагери (фиг.3.20) се различават от неразглобяемите по това, че в тях втулката е заменена с лагерни черупки *2* и *3,* а носещата част на лагера също е разглобяема. Състои се от тяло *1* и капак *4*. Капакът и тялото се свързват чрез болтово или шпилково съединение *5*.



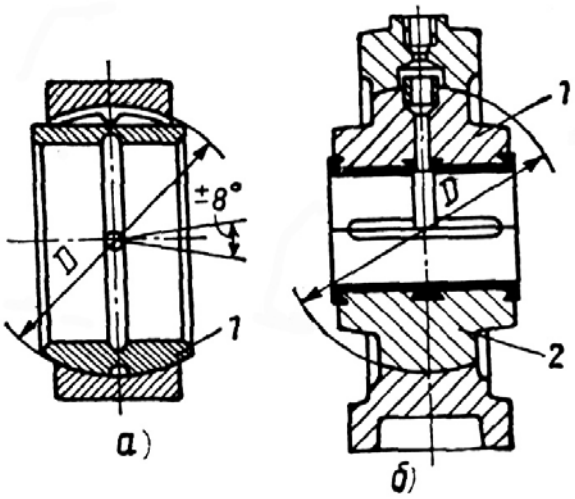
фиг.3.21. Лагерни черупки
а - еднометална; б - биметална

Черупките се изработват от антифрикционни материали или се правят биметални (черупката се изработва от стомана, чугун или бронз и се залива от вътре с тънък слой – *1* до 3 *mm* композиция или оловен бронз (фиг.3.21 *б*). От вътрешната страна на черупката се правят разпределящи канали *1* (фиг.3.21 *а*), в които чрез отвора *2* и канал *3* се подава мазилното вещество. Разпределящите канали се правят в не натоварената зона на лагера. За да не се изместват осово, черупките се изработват с реборди *4*, а осигуряването им против превъртане се прави чрез издатък на горната черупка 6 и вдлъбнатина на капака (фиг.3.20) или с винт, цилиндричен щифт, конусен щифт и др. За регулиране на лагерната хлабина между двете черупки се поставят тънки пластини от стомана или бронз.

Между капака и тялото на лагера трябва също да има хлабина $\delta_к$, която обикновено е около 5 *mm* (фиг.3.20). При малко износване на лагерните черупки тази хлабина дава възможност да се компенсира износването чрез притягане на винтовото съединение. Това е и едно от предимствата на разглобяемите лагери пред неразглобяемите. Към предимствата на такъв лагер се отнася и бързата смяна на износените лагерни черупки.

Съществува конструкция на плъзгащи лагери, допускаща малки ъглови завъртания на оста на латерната черупка, което се отразява положително на работата на триещите се повърхнини. В случая налягането по цялата дължина на шийката се разпределя почти

равномерно. Наричат се **с а м о н а г а ж д а щ и п л ъ з г а щ и л а г е р и** и могат да бъдат неразглобяеми (фиг.3.22 *а*) и разглобяеми (фиг.3.22 *б*). Тези лагери се различават от описаните до тук по това, че лагерните черупки имат с ф е р и ч н а о п о р н а повърхнина. Самонагаждащите лагерни черупки се изработват от чугун или стомана със заливка от композиция, оловен бронз и др.



фиг.3.22. Самонагаждащи се плъзгащи лагери
а - неразглобяеми; б - разглобяеми

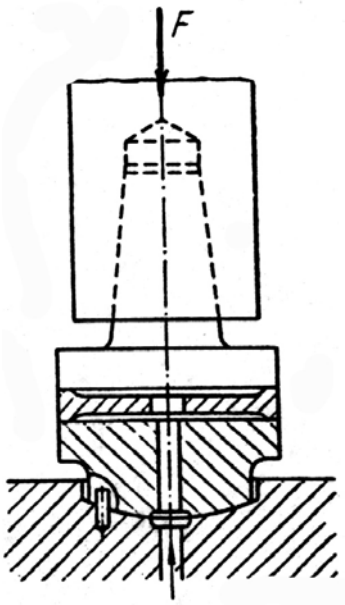
➢ ***Аксиалните плъзгащи лагери*** служат за поддържане на въртящи се валове и оси, натоварени с осови сили. Използуват се предимно две конструкции лагери – с п л о с к и п е т и (плътни, пръстеновидни и гребеновидни) и със с е г м е н т н и п е т и (хидродинамични лагери).

Аксиалните лагери с плоски пети намират приложение, когато основните сили са големи, а скоростта на въртене – малка, при машини с продължителни прекъсвания на движението и редки включвания. Поради липса на маслен клин между петата и лагера не може да се осигури режим на течно триене. Използуват се, когато загубите от триене не са от съществено значение, в противен случай се използуват лагери с плоски пети, при които маслото между триещите повърхнини се подава чрез подходящо налягане. Наричат се аксиални х и д р о с т а т и ч н и лагери (фиг.3.23).

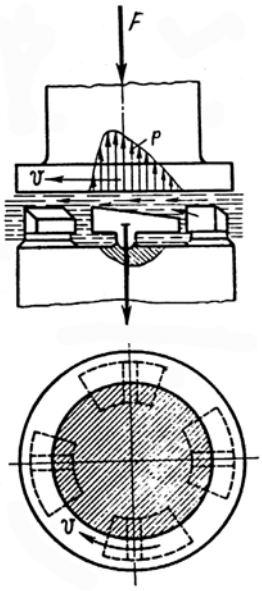
Аксиалните хидродинамични лагери са с опорна повърхнина, по която са разположени радиални канали с подходяща форма (фиг.3.24).

Чрез тази конструкция се осигуряват условия за образуване на маслен клин между опорната повърхнина на петата и лагера а полученото при въртенето на вала хидродинамично налягане осигурява течно триене.

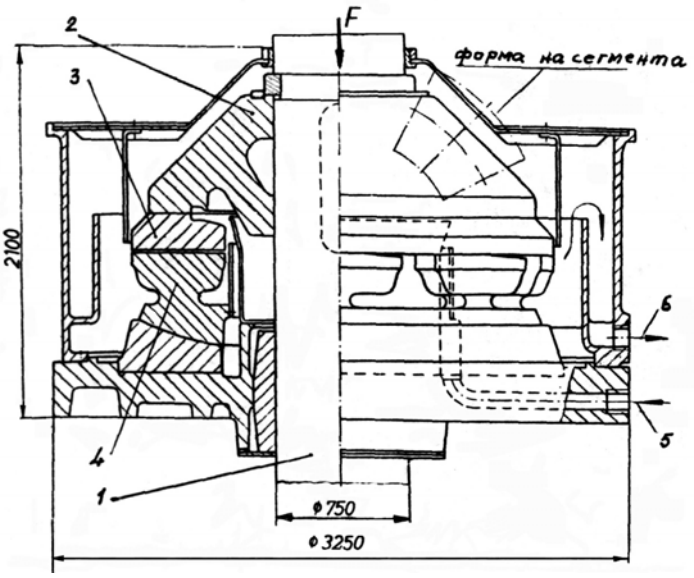
Един пример на хидродинамичен лагер за поемане на голяма осова сила е конструкцията *Michell* (фиг.3.25) с осем сегмента за поемане на обща осова сила 9000 kN. На вертикалния вал - *1* е закрепена главината – *2,* върху която неподвижно е свързан стоманен пръстен – *3,* на който триещата повърхнина е от долната страна. Опорната повърхнина се състои от сегментите – *4*, краищата на които са скосени и заоблени по посоката на въртене (фиг.3.24) на пръстена -–*3* така, че да се повиши налягането в слоя масло и се осигури течно триене. Маслото се довежда до работната повърхнина чрез канала – *5*. Сегментите го поемат и повдигат пръстена – *3.* Загрятото масло се отвежда чрез отвора – 6 към хладилник, и охладено се връща отново в лагера през отвора – *5.*



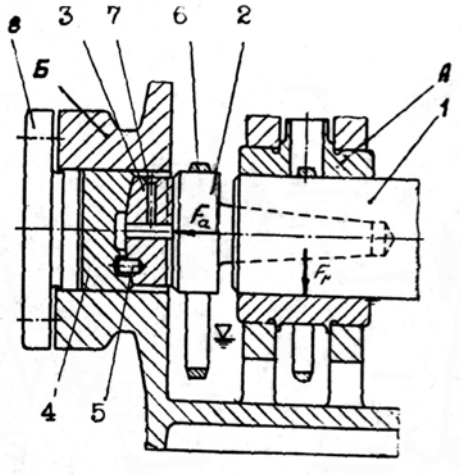
фиг.3.23. Хидростатичен лагер



фиг.3.24. Схема на аксиален хидродинамичен лагер

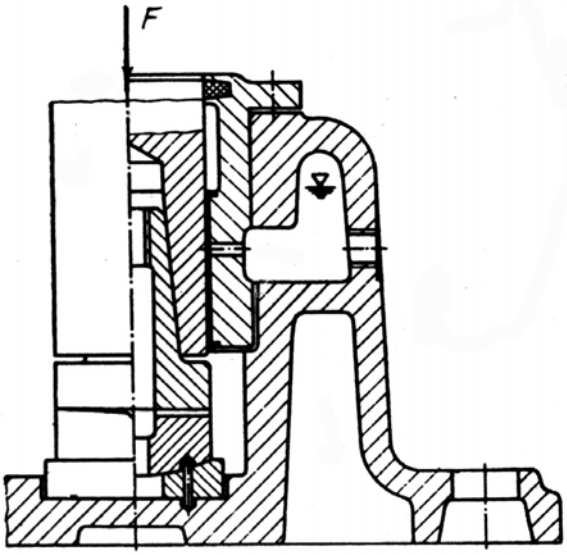


фиг.3.25. Хидродинамичен лагер



фиг.3.26. Радиално-аксиален плъзгащ лагер

Съществуват и *радиално-аксиални плъзгащи лагери*, които са комбинация от радиален и аксиален плъзгащ лагер. На фиг.3.26 е показано конструктивно решение на случай , когато освен радиалната сила поемана от плъзгащият лагер *А* се поема и някаква сравнително малка осова сила от осовия лагер *Б*. В края на вала *1* в конусен отвор е набит дорник – *2*, който с петата си се опира в неподвижната опорна повърхнина – *4,* осигурена срещу превъртане чрез щифта – *5*. Пръстена – *6* пренася смазочното масло от резервоара и чрез отвора – *7* и отвора в опората – *3* достига до средата на триещата се повърхнина. Осовото регулиране на лагера става чрез подходящи тънки ламаринени дискове между капака – *8* и тялото на лагера *Б*.



фиг.3.27. Аксиално-радиален плъзгащ лагер

Аксиално-радиален лагер е показан на фиг.3.27 за поемана и на малки радикални сили.

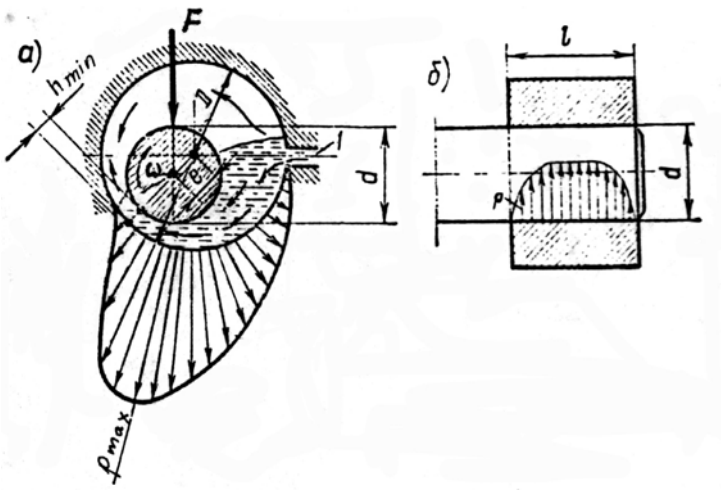
Плъзгащите лагери са длъжни не само да осигурят относителното движение между шийките (петите) и опорите, но и да предизвикат възможно най-малки вредни съпротивления. За да осигури това много важно изискване между триещите повърхнини се поставя масло или други подходящи мазилни материали.

В зависимост от дебелината на масления слой в лагера триещите се повърхнини могат да работят в режим на течно, полутечно (смесено) или полусухо триене.

При *течно триене* шийката и лагера са напълно разделени от маслен слой. Дебелината му е по-голяма от сумата на максималната височина на грапавините от обработката на тези повърхнини. Следователно при относителното движение трябва да се преодолява съпротивлението, което оказват частичките на маслото при движението си една спрямо друга и спрямо металните повърхнини. Това съпротивление е около 100 пъти по-малко от сухото триене между металните повърхнини на лагера и шийката.

Течно триене се получава само ако в масления слой се образува хидродинамично налягане, което се създава при въртенето на шийката, или хидростатичното налягане – създадено от действието на помпа. Това е най-благоприятният режим на работа на лагера. Осигурява се износоустойчивост, висок к.п.д. и се отстранява опасността от задиране или заяждане.

Същността на получаваното *хидродинамично налягане в лагерите* се състои в следното: при въртенето на шийката и под действието на външни сили тя заема ексцентрично положение (фиг.3.28) и увлича маслото в хлабината между нея и лагера.



фиг.3.28. Образуване на маслен клин при плъзгащ лагер

В образувания по такъв начин *маслен клин* се създава хидродинамично налягане, което осигурява течното триене в лагера. Графиката на разпределението на хидродинамичното налягане е показана на фиг.3.28 *а,б.*

При полутечно (смесено) триене масленият слой, който се намира между двете работни повърхнини, се прекъсва на места и от триенето плъзгащите се повърхнини се износват, като преобладава течното триене.

Полутечно триене се наблюдава, когато притокът на мазилно вещество в лагера е недостатъчен, повърхностното налягане между шийката и лагера е много голямо, шийката се върти с ниска честота $\left(n < 10\,\text{min}^{-1}\right)$, валът започва да се върти след продължителен покой. Това триене може да се разглежда като неустойчиво състояние на течното триене, при което дебелината на масления слой е толкова малка, че не е в състояние да раздели напълно плъзгащите се повърхнини. Такъв вид триене трябва да се избягва.

При полусухото (гранично) триене намиращият се между работните повърхнини мазилен слой е много тънък – от 0,1 до 4μ m. Затова преобладава сухо триене и маслото не може да прояви главното си свойство – вискозитет. При полусухото триене двете повърхнини не са напълно отделени, така че най-големите им грапавини се допират. На практика този вид триене се получава при недостатъчно количество масло и е много опасно за лагерния възел.

12.2.2. Пресмятане на плъзгащи лагери

Под пресмятане на плъзгащ лагер се разбира *осигуряване на нормална работа* на шийката или петата на вала (оста). Това означава, че трябва предварително да се определят носещата способност, износоустойчивостта и температурата на нагряване, които да не надвишават допустимите стойности.

Много опасно е прегряването на лагера, тъй като мазилните материали губят от мазилните си свойства. Това довежда до размекване или разтопяване на заливките на лагерните черупки, което пък води до задиране и недопустими деформации в лагера и шийката. Прегряването на лагерите е основната причина за разрушаването им.

Мощността, необходима за преодоляване на съпротивлението от триене, е

$$N_T = M_T \omega = \mu F \frac{d}{2} \omega = \mu F \upsilon \,, \tag{3.32}$$

където F е силата, която натоварва шийката; υ - периферната скорост на шийката; μ - коефициентът на триене при плъзгане.

Ако тази мощност се раздели на повърхнината на шийката $S = \pi dl$, се получава специфичната мощност на триене

(3.33) $$\frac{N_T}{S} = \frac{\mu F \upsilon}{\pi dl} = \frac{\mu}{\pi} \rho \upsilon .$$

Произведението $(p\upsilon)$ се нарича *характеристика на загряването*. Допустимата стойност на характеристиката на загряването $[p\upsilon]$ се получава в резултат на експериментални изследвания и зависи от вида на двойката материали. Стойностите на $[p\upsilon]$ могат да се определят от справочниците [50].

Като се има предвид, че осигуряването на течно триене при работата на лагера има първостепенно значение, лагерите се пресмятат въз основа на уравненията от хидродинамиката на вискозни течности. Чрез тях се установява аналитична зависимост между налягането, скоростта на въртене и съпротивлението на маслото. Диференциалното уравнение на Рейнолдс, което описва тази зависимост, изведено за безкрайна дължина на лагера е

(3.34) $$\frac{\partial}{\partial x} h^3 \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial z} h^3 \frac{\partial p}{\partial z} + 6\eta\upsilon \frac{dh}{dx} = 0 ,$$

където h е дебелината на масления слой, *m;*

p - хидродинамичното налягане, *Pa;*

η - вискозитета на маслото, *Pa.S*

υ - периферната скорост на шийката, *m/s;*

$x = r\alpha$*;*

r - радиуса на шийката, *m*;

α - ъгловата координата;

z - осовата координата.

Интегрирането на диференциалното уравнение зависи от много фактори, като например: налягането в масления слой (p), вискозитета на маслото (η), ъгловата скорост (ω), диаметърът на шийката (d) и хлабината в лагера (D-d), затова прилагайки метода на димензионният анализ, се стига до резултат, който написан символично е

(3.35) $$\frac{h}{R-r} = \phi\left(p, \eta, \omega, d, D-d\right),$$

и въз основа на него се получава димензионното уравнение

(3.36) $$1 = \left(\frac{F}{L^2}\right)^a \left(\frac{FT}{L^2}\right)^B \left(\frac{1}{T}\right)^c (L)^f (L)^g ,$$

от което произлиза система уравнения, защото полагайки например сила (F), изчислявайки съответните експоненти, ще се получи в лявата страна 0 (експонента на единицата от лявата страна), докато на дясната страна се получи $a + в$, т.е.

(3.37) $$0 = a + в.$$

Аналогично на дължината (L) :

(3.38) $$0 = -2a - 2в + f + g,$$

след това за времето (T)

(3.39) $$0 = .в - .c.$$

Решаването на тези уравнения дава следните резултати:

(3.40) $$в = -a; \qquad f = -g; \qquad c = в = -a.$$

Поради това уравнение 3.35 получава вида

(3.41) $$\frac{h}{R-r} = \rho^{\alpha}\eta^{-\alpha}\omega^{-\alpha}d^{f}\left(D-d\right)^{-f}.$$

Експериментално е доказано, че $a = 1,\ f = -2$ и тогава се получава

(3.42) $$\frac{h}{R-r} = \frac{h}{\delta} = \frac{\rho\left(D-d\right)^{2}}{\eta\omega d^{2}} = \phi,$$

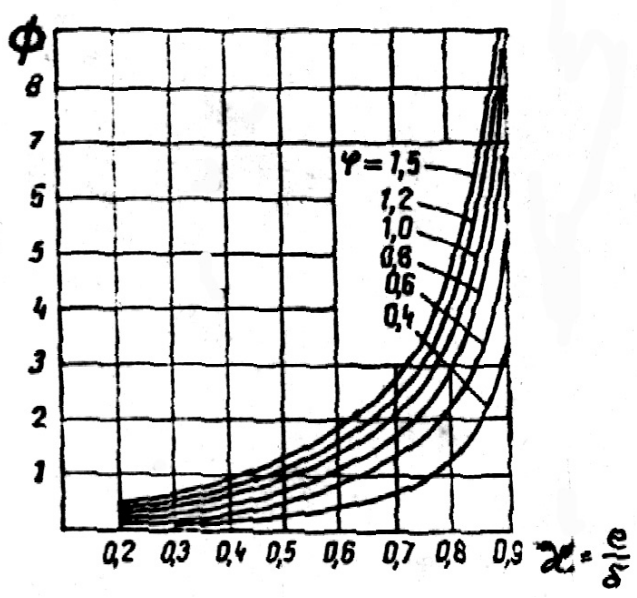
където ϕ е големината на безразмерния критерий за товароносимост на лагера, известен като число на Зимерфелд.

Критерия за товароносимост ϕ съобразен с факта, че лагера има крайна дължина, т.е. съобразен с конструктивната характеристика на шийката φ е показан на фиг.3.29.

Дебелината на масления слой h зависи от ъгловата скорост ω на шийката, радиалното натоварване F, вискозитета на маслото η и се определя чрез формулата

(3.43) $$h = \frac{\eta\omega dS}{2F},$$

където S е площта на повърхностното триене.



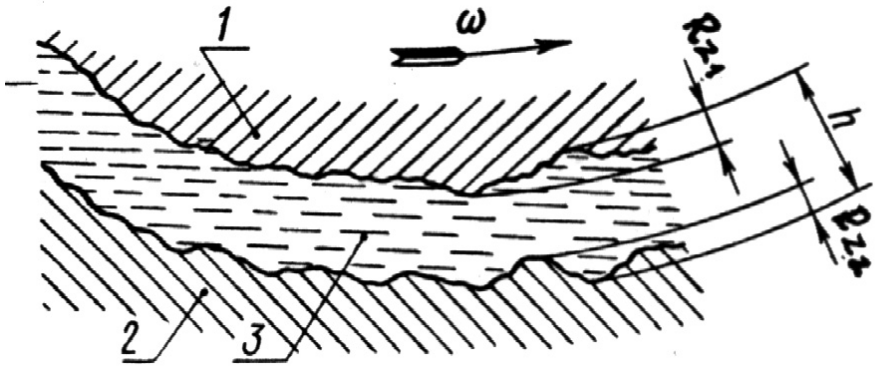
фиг.3.29. Графика за определяне на относителният ексцентрицитет χ

Минималната дебелина на масления слой $h_{\min}$, която осигурява покриването на всички микрограпавини на работните повърхнини, ще бъде равна на разликата от радиалната хлабина $\delta = 0{,}5(D-d)$ и абсолютния ексцентрицитет e (фиг.3.28)

(3.44) $$h_{\min} = \delta - e = \delta\left(1 - \frac{e}{\delta}\right) = \delta(1-\chi).$$

Радиалната хлабина δ зависи от вида на машината, необходимата точност, която тя трябва да има, от мазането, натоварването, коравината на вала и пр. Големината й зависи от избраната сглобка.

При установен режим на движение дебелината на масления слой h трябва да бъде по-голяма от сумата на микрограпавините на повърхнините на шийката $-1\,R_{Z_1}$ и на черупката $2\,R_{Z_2}$ (фиг.3.30) в зоната на най-голямото сближаване.



фиг.3.30. Работни повърхнини и маслен слой при плъзгащ лагер

Като се има предвид и неточностите в микрогеометрията на тези повърхнини, отклоненията на вискозитета на маслото и др. се налага да се предвидят и отчетат тези неточности чрез един коефициент на сигурност n_h:

(3.45) $$n_h = \frac{h_{\min}}{R_{Z_1} + R_{Z_2}} \le [n_h].$$

Обикновено се приема $[n_h] > 2;$ $R_{Z\,1} \le 2{,}5\mu m;$ $R_{Z\,2} \le 5\mu m;.$

Лагерът се пресмята при зададени: диаметър на шийката $d,$ сила на натоварване F и ъглова скорост на шийката $\omega.$ Необходимо е да се определят: дължината на лагера $\ell,$ хлабината δ и видът на маслото. В действителност това не става чрез пресмятане, а неизвестните параметри се избират въз основа на препоръки, установени от практиката, като се прави съответната проверка.

Най-напред се избира лагерният параметър $\varphi = \frac{\ell}{d}$, който се изменя от 0,5 до 1,2. При малка дължина на лагера $(\varphi < 0{,}4)$ подемността е малка, защото маслото изтича много бързо от страни. При голяма дължина $(\varphi > 1)$ се изисква повишена точност и коравина, тъй като маслото се задържа по-дълго време в лагера. Лагери с параметър $(\varphi > 1{,}5)$ трябва за бъдат самонагаждащи.

Лагерният параметър φ трябва да се избира чрез проверка на допустимото налягане $[p]$, за да се прецени дали средното работно налягане е достатъчно. В действителност тази проверка представлява пресмятане на лагера на износоустойчивост:

(3.46) $$p_{cp} = \frac{F}{dl} = \frac{F}{\varphi d^2} \le \left[p_{cp}\right].$$

Окончателният избор на лагерния параметър φ трябва да стане и чрез проверка по характеристиката на загряване $\left\lfloor p_{cp}\upsilon \right\rfloor$, за да се установи дали топлинният режим е нормален. С това се проверява възможността за интензивно износване, прегряване, задиране и заяждане. Следователно характеристиката на загряването $\left\lfloor p_{cp}\upsilon \right\rfloor$ служи и за ориентация при избора на антифрикционния материал за лагерни черупки

(3.47) $$p_{cp}\upsilon = \frac{F\omega d}{\varphi 2d^2} = \frac{F\omega}{2\varphi d} \le \left[p_{cp}\vartheta\right],$$

Относителната хлабина $\psi = \frac{2\delta}{d}$ се избира, като се има предвид средното налягане p_{cp} и периферната скорост на шийката υ :

при $p > 10^3$ Pa u $\upsilon \le 10m/s - \psi = 0{,}0005 \div 0{,}001;$

при $p > 10^3$ Pa u $\upsilon \le 5m/s - \psi = 0{,}001 \div 0{,}002;$

при $p \le 3.10^2$ Pa u $\upsilon > 10m/s - \psi = 0{,}0015 \div 0{,}0025.$

Малките стойности за ψ се избират при големи диаметри, след уточняване на стойността на относителната лагерна хлабина ψ .

Всички лагери през периода на пускане и спиране работят в условията на гранично триене. В тези периоди на работа върху работоспособността и дълготрайността им влияят само качествата на антифрикционните материали и якостта на масления слой по триещите повърхнини. В тези случаи пресмятането на лагера има проверочен характер и се ограничава в изпълнение на условията, предвидени от уравнения (3.46) и (3.47).

Окончателната проверка за правилността на избраните геометрични параметри на лагера се прави чрез уравнение (3.45), тъй като вече може да се изчисли минималната дебелина $h_{\min}$ на масления слой.

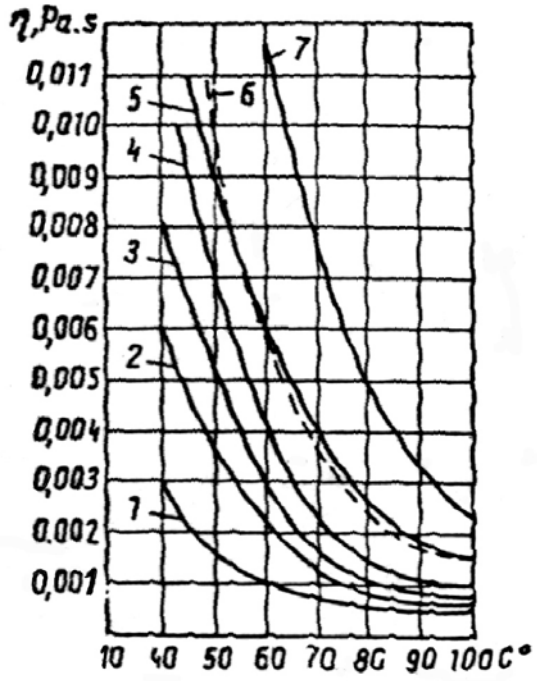
За оценка на режима на работа на лагера и избора на начина на мазане се използуват следните опитни данни:

- при $\sqrt{p\upsilon^3} < 160$ е достатъчно мазането да се осъществи чрез мазилен пръстен без охлаждане;

- при $\sqrt{p\upsilon^3} \approx 160 \div 320$ се допуска мазане с мазилен пръстен, но при услови на охлаждане;

- при $\sqrt{p\upsilon^3} > 320$ е необходимо циркулационно мазане под налягане.

Видът на маслото и средната му работна температура се избират въз основа на дългогодишен опит от експлоатацията на подобни лагерни възли. Средната работна температура на маслото се избира от 45 до 75°С. Чрез графиките от фиг.3.31 при избрана средна температура се определя средната стойност на вискозитета на необходимото масло.



фиг.3.31. Графика на зависимостта на вискозитета на маслото η от температурата

Изложената методика за приблизително пресмятане на плъзгащи лагери се прилага в машиностроенето, като се има предвид, че възможните разлики с действителната температура и вискозитета на маслото се компенсират чрез коефициента на сигурност n_h

За много отговорни механизми и машини това приблизително пресмятане се допълва с топлинно пресмятане и определяне на режима на мазане, като се използува специална литература.

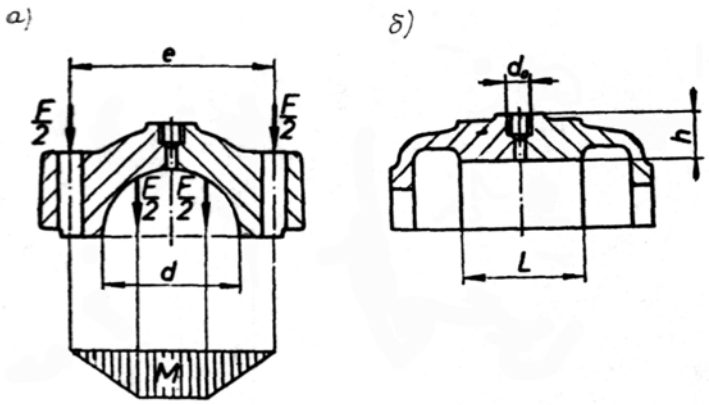
Основните размери на радиалните лагери се определят конструктивно, след което се проверяват, сравнявайки напреженията в застрашените сечения с допустимите..

Скрепителните винтови съединения на капака към тялото са правилно избрани, когато пресметнати условно на опън от силата $\frac{F}{2}$ се получава

$$\sigma_{on} = \frac{F}{2S_1} \le [\sigma_{on}], \tag{3.48}$$

където: F е действуващата върху лагера максимална радиална сила;

S_1- напречното сечение на винта; $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$, d_1 – вътрешният диаметър на резбата на винта.



фиг.3.32. Капак на плъзгащ лагер-застрашено сечение

<u>*Капака на лагера*</u> се проверява на огъване в най-застрашеното сечение при допускане, че силата F действува нагоре (фиг.3.32)

(3.49) $$\sigma_{or} = \frac{M_{or}}{W} = \frac{\frac{F}{2}\left(\frac{e}{2} - \frac{d}{4}\right)}{\frac{1}{6}(L - d_0)h^2} \le [\sigma_{or}],$$

където e е разстоянието между геометричните оси на скрепителните винтове(шпилка).

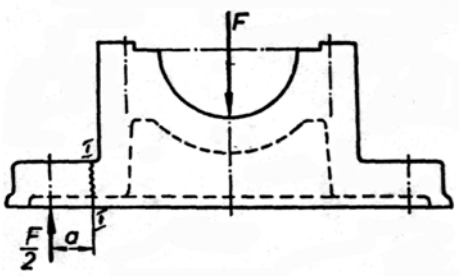
d диаметърът на отвора на лагера, m;

L дължината на застрашеното сечение, m;

h височината на застрашеното сечение, m;

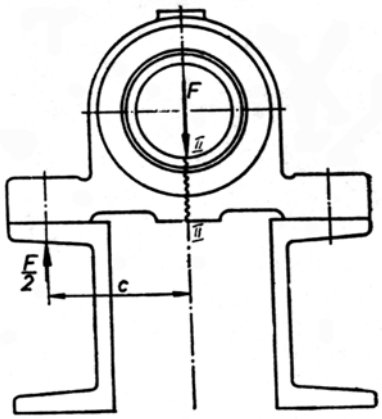
d_0 външният диаметър на резбата на отвора в застрашеното сечение, m.

По същия начин се проверява и <u>*тялото на лагера*</u> в сечение *I-I* (фиг.3.33) и в сечение *II-II* (фиг.3.34).



фиг.3.33. Тяло на плъзгащ лагер - застрашено сечение I-I

Основните размери на обикновените аксиални лагери се определят конструктивно, след което се проверяват по допустимото повърхностно налягане между допиращите се повърхнини и по характеристиката на загряване на лагера $p_{cp}\upsilon$. Стойностите за $\lfloor p_{cp} \rfloor$ и $\lfloor p_{cp}\upsilon \rfloor$ се вземат от таблици [50], но при пресмятане на гребеновидни пети (фиг.3.6 *в),* поради неравномерното разпределение на товара между отделните гребени допустимите стойности се приемат два пъти по-малки от табличните.



фиг.3.34. Тяло на плъзгащ лагер - застрашено сечение II-II

За плътни пети (фиг.3.6 *а*).

(3.50) $$p_{ср} = \frac{4F}{\pi d^2} \le [p_{ср}], \qquad p_{ср}\upsilon = \frac{2\omega F}{\pi d} \le [p_{ср}\upsilon].$$

За пръстеновидни (фиг.3.6 *б*) и *гребеновидни пети* (фиг.3.6 *в*)

(3.51) $$p_{ср} = \frac{4F}{\pi z\left(d^2 - d_1^2\right)} \le [p_{ср}], \qquad p_{ср}\upsilon = \frac{2\omega F}{\pi z\left(d - d_1\right)} \le [p_{ср}\upsilon],$$

където d и d_1 са външният и вътрешният диаметър на пръстена; z - броят на гребените (при пръстеновидна пета $z = 1$).

Външният диаметър на петата се определя обикновено от уравнението

(3.52) $$d = (1{,}25 \div 2{,}5)d_1.$$

Гребените се проверяват на огъване:

(3.53) $$\sigma_{or} = \frac{M_{or}}{W} = \frac{3bF}{\pi z d_1 S^3} \le [\sigma_{or}],$$

където $b = \frac{d - d_1}{2}$; $s=b$ - дебелината на пръстена.

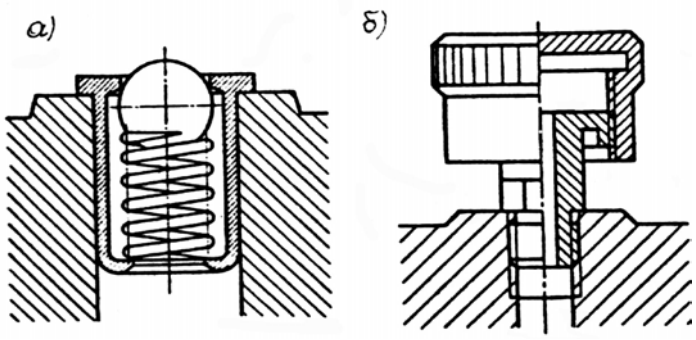
12.2.3. Начини за мазане на плъзгащи лагери

За подвеждане на маслото и разпределянето му по цялата дължина на шийката в черупката се изработват отвори и канали, които не отиват до края, тъй като в противен случай маслото ще изтече. Мазилните канали се правят в едната от черупките в не натоварената зона, което определя и размерите на лагерната черупка (фиг.3.21 *а*). Дебелината на черупката се приема $\delta=5\div10$ *mm*, височината на реборда $H=(1{,}1\div1{,}3)\delta+5$ *mm*, а дебелината му $h\approx0{,}5\ H$.

Мазилното вещество се подава към работните повърхнини чрез специални устройства. Според вида на устройството лагерите биват:

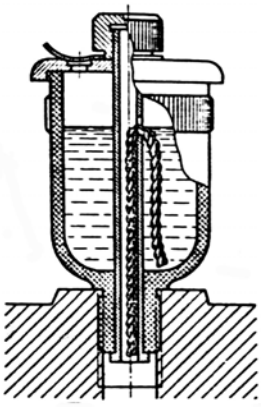
- с периодично мазане с течно масло (фиг.3.19 *а,б*);

- с периодично мазане с грес чрез гресорки (под налягане чрез сачма или чрез завиване на капачката) (фиг.3.35);



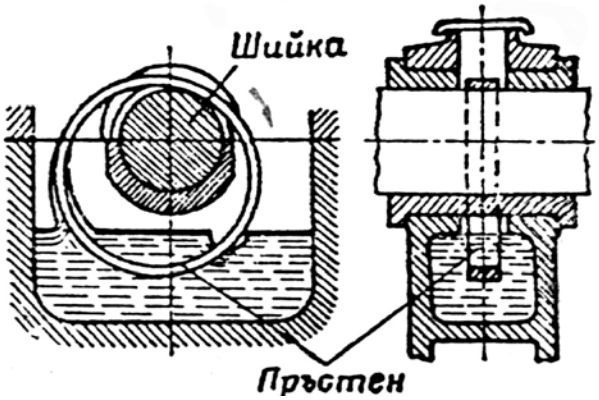
фиг.3.35. Начин за мазане с грес

- с непрекъснато подаване на течно масло чрез капане от фитилна масленка (фиг.3.36);



фиг.3.36. Мазане на лагер с масло чрез фитилна масленка

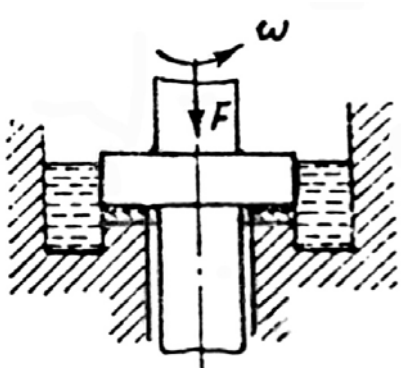
- с непрекъснато подаване на масло чрез мазилни пръстени (фиг.3.37);



фиг.3.37. Мазане на лагер с масло чрез мазилен пръстен

- с непрекъснато мазане чрез течно масло в маслена вана (фиг.3.38).

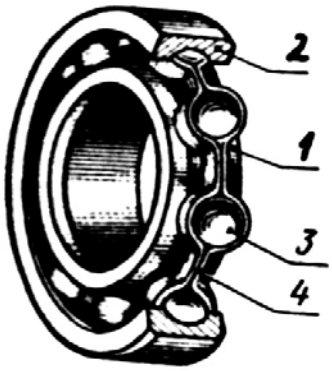
Освен тези устройства съществуват още много други начини, като например централизирано (периодично или непрекъснато) мазане под налягане, мазане чрез маслена мъгла и др.



фиг.3.38. Мазане на аксиален лагер чрез маслена вана

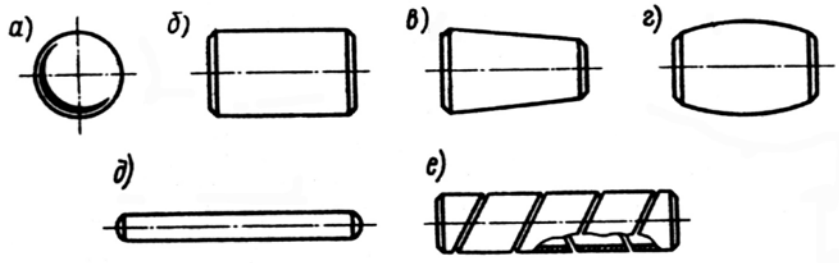
12.3. ТЪРКАЛЯЩИ ЛАГЕРИ

12.3.1. Общи сведения. Видове



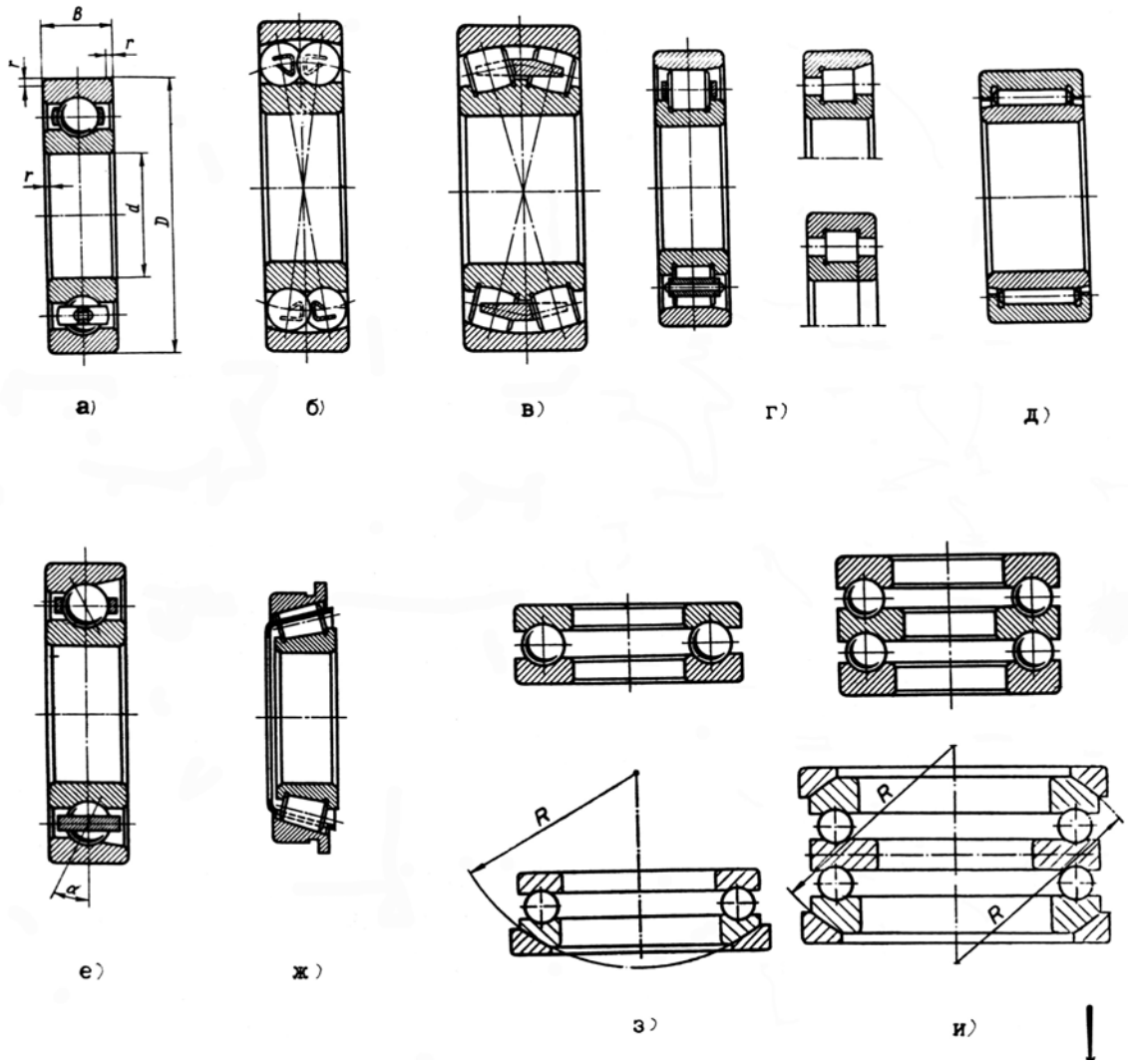
фиг.3.39. Сачмен радиален търкалящ лагер

<u>*Търкалящите лагери*</u> (фиг.3.39) се състоят от два пръстена – вътрешен *1* и външен *2,* между които са разположени търкалящите тела *3*, разделени от сепаратора *4*. В зависимост от формата на търкалящите тела (фиг.3.40) лагерите биват: **сачмени** (дробинкови) (фиг.3.41 *а, б, е, з, и*) и **ролкови** (фиг.3.41 *в, г, д, ж*) с цилиндрични, бъчвообразни, иглени с вити ролки, конусни ролки и др.



фиг.3.40. Форма на търкалящите тела на лагери
а - сфера; б - цилиндрична ролка; в - конусна ролка; г - бъчвообразна ролка; д - игла;
е - игла-вита ролка

Основният елемент на търкалящите лагери са търкалящите тела – сачми (дробинки) и ролки. Изработват се от специална легирана стомана с голямо процентно съдържание на хром (ШХ6, ШХ9, ШХ15,ШХ15ГС, 20Х2Н4А и др.) и с въглеродно съдържание до 1%.



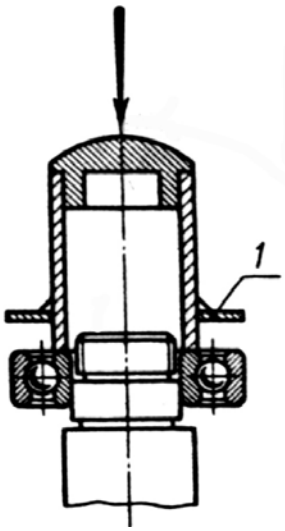
фиг.3.41. Видове търкалящи лагери
а - едноред радиален сачмен; б - двуреден (самонагаждащ) сачмен; в - двуреден (самонагаждащ) ролков; г - радиални ролкови; д - игленi; е - едноред, радиално-аксиален (разглобяем); ж - конусен (радиално-аксиален); з - аксиален (еднопосочен) сачмен; и - аксиален (двупосочен) сачмен

Сепараторите не само разделят на равни разстояния търкалящите тела, но ги задържат в събрано състояние, което е много важно при монтажа на лагера (фиг.3.42) и (фиг.3.43).

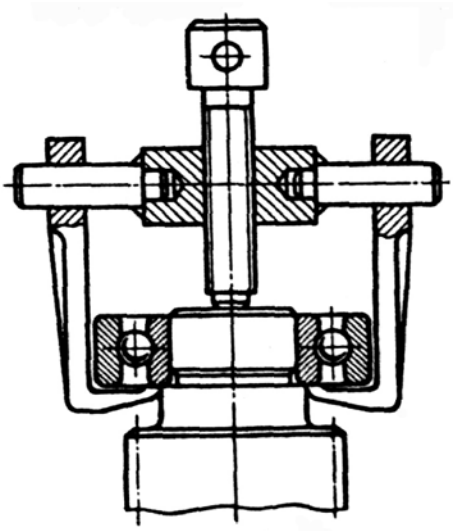
Обикновените сепаратори се щамповат от ламарина от ниско въглеродна стомана. За висококоростни лагери се използуват масивни сепаратори, изработени от бронз, месинг, дуралуминий, текстолит и полиамид.

Напоследък в условията на ударни натоварвания и при високи изисквания за безшумност сачмите и ролките се изработват от пластмаса, предимно от стъкло пласти.

Търкалящите лагери за разлика от плъзгащите са стандартизирани. Изработват се в специализирани заводи за лагери в обхват по отношение на външния им диаметър от 1 до 2600 *mm* и маса от 0,5 до 3500 kg. Съществуват сачмени лагери с диаметър на сачмата от 0,35 *mm* до 203 *mm*.



фиг.3.42. Устройство за монтаж на търкалящи лагери



фиг.3.43. Устройство (скоба) за демонтаж на търкалящи лагери

Търкалящите лагери си класифицират по следните признаци:

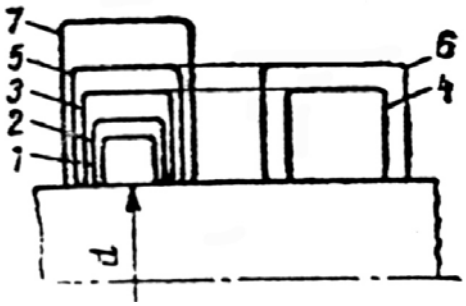
- По направлението на поемания товар: *радиални, аксиални и радиално-аксиални.*

Радиалните лагери са предназначени да поемат преди всичко сили, които действуват радиално на лагера (фиг.3.41 *а* до *д)*. Най-разпространен от тази група лагери е едноредният (фиг.3.41 *а*). Той може да поема и малки осови сили. Лагерите, показани на (фиг.3.41 *г, д*)са предназначени за поемане само на радиално натоварване.

Аксиалните лагери (фиг.3-41 з, и) могат да поемат само осови сили.

Радиално-аксиалните лагери (фиг.3.41 *е, ж*) могат да поемат едновременно радиални и осови сили, като при аксиално-радиалните е преобладаващо осовото натоварване.

- В зависимост от *съотношението на големината на външния и вътрешния диаметър* на лагера, а също и на широчината на лагерите, се делят на серии: свръх лека – *0,* особено лека – *1*, лека – *2*, лека широка – *5*, средна – *3*, средна широка – *6*, тежка – *4* (фиг.3.44).



фиг.3.44. Сравнителни размери на лагери от различни сфери

Начинът на образуване на размерните серии на радиалните лагери е стандартизиран по СТ СИВ 402-76. С нарастване на външния диаметър и широчината нараства товароносимостта на лагера.

- Според *броя на редовете,* в които са разположени търкалящите се тела: едноредови и двуредови.
- Според *конструктивните особености*: разглобяеми (фиг.3.41 г, д, е, ж, з, и) и неразглобяеми (фиг.3.41 а, б, в), самонагаждащи се (фиг.3.*41* б, в, з, и) и

несамонагажащи се (фиг.3.41 а, г, д, е, ж). Самонагаждането се постига поради сферичната работна повърхнина на външния пръстен. Отклоняването на оста е от 2 до 3^0.

- Според *точността на изработване* търкалящите лагери са (БДС 4842-79): *РО* (нормален), *Р6, Р5, Р4 и Р2*. Допуска се означаването на тези класове само с 0, 6, 5, 4 и 2. Най-разпространени са лагерите от нормален клас.

Търкалящите лагери се означават с цифри и букви. Съгласно БДС 4890-79 лагерът има основно и пълно означение. Основното означение дава номера на лагера, който е достатъчен, за да се идентифицират лагерите с нормално (масово) изпълнение. Пълното означение се получава, като към основното се поставят допълнителни знаци, даващи сведение за конструктивните особености и точността на изработване на лагера.

Означението на лагера се маркира върху челото на единия пръстен (при неразглобяеми лагери) или на двата пръстена – при разглобяеми лагери. При монтаж лагерът се поставя така, че маркировката му да остава откъм достъпната за наблюдение страна.

За лагери с отвори от 20 до 495 *mm последните две цифри* от означението, умножени по 5, дават вътрешния му диаметър *d*. При *d>9mm третата цифра* отзад напред означава серията на лагера. *Четвъртата цифра* отзад напред посочва типа на лагера: 0 – радиален, еднороден сачмен; 1 –радиален самонагаждащ, сачмен; 2 – радиален с къси цилиндрични ролки; 3-радиален, самонагаждащ, двуреден, ролков; 4 – радиален с дълги ролки или иглен; 5 – радиален с вити ролки; 6 – радиално-аксиален сачмен; 7 –радиално-аксиален конусен, ролков. *Петата и шестата цифра* определят конструктивните особености; *седмата цифра* означава широчината на лагера; след тази цифра се означава класът на точност.

Сега е невъзможно да се посочи отрасъл от машиностроенето, където да не се използуват търкалящи лагери.

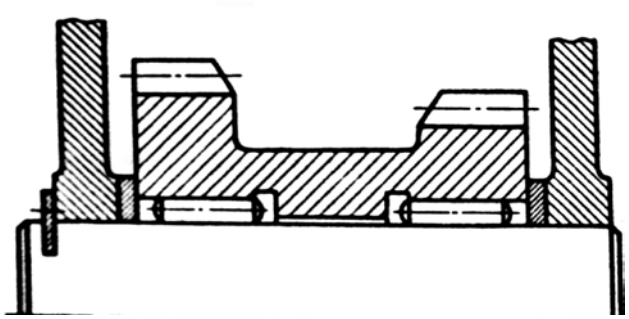
Най-голямо разпространение са получили радиалните едноредови сачмени лагери. Те допускат големи ъглови скорости, особено когато са със сепаратори от цветни метали или пластмаси, малък наклон на геометричните оси (ъглово изместване) на вътрешния пръстен (от 25' до 30') и могат да поемат незначителни осови сили. Допустимото осово натоварване не може да надвиши 70% от неизползуваната радиална товароносимост на лагера.

Ролковите лагери с къси ролки (фиг.3.41 *г*) при сравнение с аналогични по габарити сачмени лагери имат по-голяма товароносимост и добре поемат ударни натоварвания. Те обаче не могат да поемат осови сили и ъглово изместване и изискват голяма точност при монтажа.

Ролковите радиални лагери с вити ролки (фиг.3.40 *е*) се използуват при ударно радиално натоварване. Тези лагери изискват голяма точност при монтажа и защита от замърсяване.

Иглените лагери (фиг.3.41 *д*) се характеризират с малки радиални габарити. Използуват се при бавноходни (до 5 m/s) и тежко натоварени възли, тъй като издържат на големи радиални натоварвания. Напоследък иглените лагери започват сполучливо да заместват плъзгащите. Поемат само радиални сили и не допускат ъглово изместване на оста на вътрешния пръстен. Когато е необходимо максимално намаляване на радиалния габарит, вместо вътрешен пръстен се използува шийката на вала (фиг.3.45).

Самонагаждащите се радиални двуредови сферични сачмени (фиг.3.41 б) **и ролкови** (фиг.3.41 *в*) лагери се използуват, когато ъгловото изместване на геометричната ос на вътрешния пръстен по отношение на оста на външния е от 2 до $3^{0.}$ Тези лагери допускат незначително осово натоварване (до 20% от неизползуваното радиално натоварване) и осово фиксиране на вала. Имат високи експлоатационни показатели, но са по-скъпи от едноредовите.

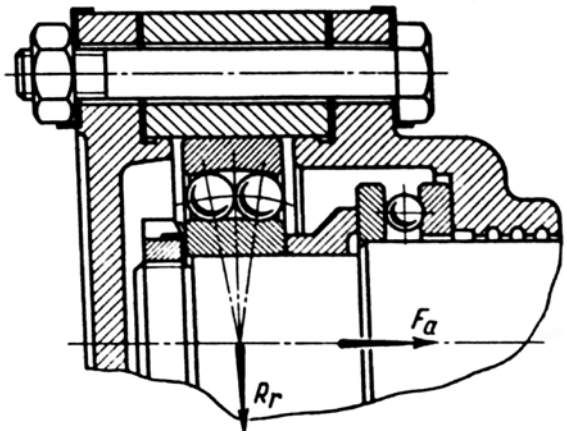


фиг.3.45. Иглени лагери без вътрешен пръстен

Конусните ролкови лагери (фиг.3.41 *ж*) намират приложение във възли, където действуват едновременно радиални и едностранно действуващи осови сили. Поемат и ударно натоварване. Радиалната им товароносимост е почти два пъти по-голяма от тази на радиалните едноредови сачмени лагери. Препоръчва се да се използуват при средни и ниски скорости (до 15 m/s).

Радиално-аксиалните сачмени лагери (фиг.3.41 *е*) имат аналогична употреба като конусните ролкови лагери, но се използуват при средни и високи скорости. Радиалната товароносимост на тези лагери е с 30 до 40% по-голяма от тази на радиалните едноредови сачмени лагери. Изработват се разглобяеми и неразглобяеми.

Сачмените и ролковите аксиални лагери (фиг.3.41 *з, и)* служат за поемане на едностранно действуващи осови сили F_0. Използуват се при сравнително малки ъглови скорости, преди всичко на вертикални валове. Тези лагери не поемат радиални сили F_r. При наличие на такива се налага комбинирано лагеруване (фиг.3.46).



фиг.3.46. Комбиниран лагерен възел

12.3.2. Определяне на основните параметри, характеризиращи лагерите

➢ **Определяне на дълготрайността на лагера.** Търкалящите лагери не могат да работят безкрайно дълго, дори да са добре предпазени от корозия. Границата на работоспособността им се определя от началото на контактната умора в повърхностните слоеве на сачмите и улеите на пръстените, които са подложени на действието на циклични контактни напрежения. За търкалящи лагери се приема за изходно уравнението на кривата на Вьолер за умора на материала:

(3.54) $$\sigma_н^m . N_c = const.$$

От експерименталните изследвания е установено, че при търкалящи лагери липсва граница на умора, т.е. кривата на Вьолер няма хоризонтален участък. Броят на циклите N_c е правопропорционален на честотата на въртене n на вала за необходимото време на работа на лагерния възел, поради това

(3.55) $$\sigma_н^m . n = const.$$

Дълготрайността на лагера L се изразява чрез милиони завъртания. Тогава след разделяне на уравнение (3.55) с 10^6 се получава

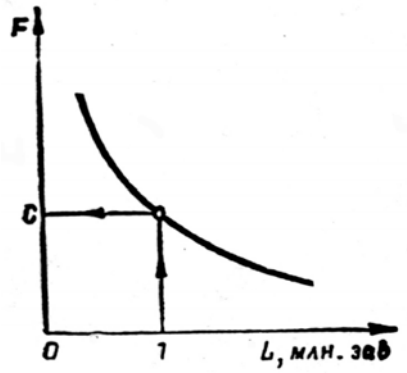
(3.56) $$\sigma_н^m n = \sigma_н^m \frac{60n}{10^6} = \sigma_н^m L = const.$$

Както беше установено и радиалните и радилано-аксиалните лагери могат да поемат едновременно радиални и осови сили. Това налага действието на тези сили да се изразява чрез приведено натоварване Q, което приложено към лагера с въртящ се вътрешен пръстен и неподвижен външен пръстен, осигурява такъв работен период (живот) на лагера, какъвто би имал при действителните условия на натоварване и въртене.

Като се има предвид зависимостта между натоварване и напрежение, чрез уравнение (3.56) се получава

(3.57) $$Q^m . L = const.$$

Въз основа на теоретични и експериментални изследвания е установена зависимост, която дава възможност за всеки конкретен вид лагер да се определи постоянното натоварване при дълготрайност на лагера $L=1$. Това натоварване при неподвижен външен пръстен се нарича динамична товароносимост и се означава с C (фиг.3.47).



фиг.3.47. Крива на умора при търкалящи лагери

Следователно от уравнение (3.57) се получава

(3.58) $$Q^m . L = C^m 1 = const$$

или

(3.59) $$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^m ,$$

където L е дълготрайността на лагера в милиони завъртания при известни приведено натоварване Q и динамична товароносимост C ; m- показателят на дълготрайност, който за сачмени лагери е $m=3$, а за ролкови - $m=10/3$.

Дълготрайността на лагера L_h (времето за умора) в часове се определя чрез уравнение (3.59).

(3.60) $$L_h = \frac{10^6 L}{60n},$$

където n е честотата на въртене на лагера, min^{-1}.

➢ **Определяне товароносимостта на лагера.** Товароносимостта на лагера C може да се определи от уравнение (3.58), а именно

(3.61) $$C = QL^{\frac{1}{m}},$$

където $L = \frac{60nL_h}{10^6}$ е изчислената дълготрайност на лагера (ресурс).

Тази зависимост е вярна за честотата на въртене, по-голяма от 10 $\min^{-1}$ и по-малка от допустимата за даден лагер.

При честота на въртене $n = 1 \div 10$ $\min^{-1}$, пресмятането се прави както за $n = 10$ $\min^{-1}$.

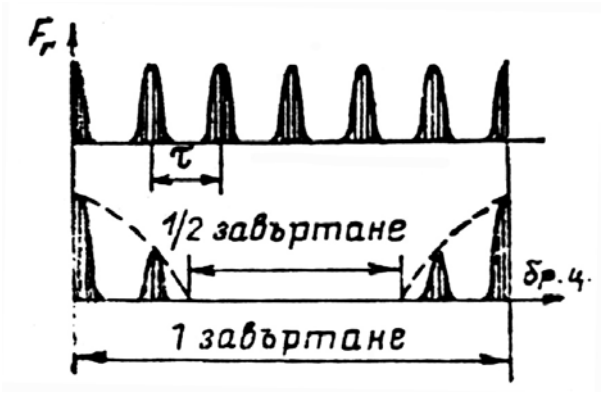
При честота на въртене $n < 1 \min^{-1}$ действуващото натоварване се разглежда като статично и лагерът се проверява само за с т а т и ч н а т о в а р о н о с и м о с т.

Ако лагерите се пресмятат на динамична товароносимост, избират се такива стойности на контактните напрежения $\sigma_н$, при които дълготрайността на лагера е не по-малка от 90% от тази на групата лагери, поставени при еднакви условия на работа, без да проявяват признаци на контактна умора на материала.

Трябва да се има предвид, че контактната умора на материала на лагера зависи и от това, кой от пръстените се върти – вътрешният или външният.

По-благоприятен е случаят, когато се върти вътрешният пръстен, а външният е неподвижен (този случай е най-разпространен в практиката). Контактното напрежение, което се поражда при търкалянето на сачмата по външния пръстен, е по-голямо от напрежението на контакта на сачмата с вътрешния пръстен. При тези условия еднакъв брой цикли (ц) предизвикват умора преди всичко в контакта с вътрешния пръстен. За да се изравнят условията на работа на двата пръстена, трябва да се намали броят на циклите на изменението на напрежението в контакта с вътрешния пръстен по отношение на този с външния. Такова намаляване се постига при въртенето на вътрешния пръстен, тъй като на половин завъртане става пълно разтоварване, а в по-голямата част от другата половина натоварването не е пълно (3.48).

Следователно при въртене на външния пръстен на лагера относно вектора на радиалното натоварване F_r товароносимостта на лагера е по-малка, отколкото при въртенето на вътрешния пръстен.



фиг.3.48. Графики на натоварване на пръстените на търкалящи лагери

Приведено (фиктивно) натоварване. Приведеното натоварване Q зависи от вида на лагера, тъй като поемането на радиални и аксиални сили е различно от различните видове лагери. Съгласно БДС 10729-82 то се изчислява по формулата

➢

(3.62) $$Q = \left(X.V.F_r - YF_a\right)\kappa_\delta.\kappa_T\,,$$

където X и Y са коефициентите на радиалното и аксиалното натоварване на лагера; V е коефициентът на въртене, който при въртене на вътрешния пръстен спрямо вектора на радиалното натоварване F_r е $V=1,$ при покой - $V=1,2$; k_δ- коефициент на сигурност;$k_т$-температурен коефициент, който при температура, по-ниска от 105°C, е $k_т=1$, а при температура от 105 до 250°C се пресмята от уравнението

(3.63) $$K_T = \frac{108 + 0{,}4t^\circ}{150}\,.$$

Стойностите на коефициентите X, Y, и V се отчитат от БДС 1-729-82 или от справочниците за търкалящи лагери.

При радиални лагери $F_a = 0$ и $X = 1$ приведеното натоварване е

(3.64) $$Q = V.F_r.\kappa_\delta.\kappa_T\,.$$

При аксиални лагери (F_r=0 и Y=1) приведеното натоварване е

(3.65) $$Q = F_a.k_\delta.\kappa_{T.}$$

При радиално-аксиални лагери стойностите на коефициентите X и Y се определят в зависимост от отношението $\frac{F_a}{VF_r}$ и параметъра e. Стойностите на параметъра е в зависимост от отношението на аксиалната сила и статичната товароносимост на лагера $\frac{F_a}{C_0}$, са дадени в БДС 1-729-82 или [50]. Големината му за конусни ролкови лагери и за сачмени лагери с ъгъл на контакта $\propto$, по-малък от 18^0, може да се определи от формулата

(3.66) $$Ige = \frac{Ig\frac{F_r}{C_0} - 1{,}144}{4{,}729}.$$

Когато отношението между осовата и радиалната сила е $\frac{F_a}{VF_r} = e$, лагерът се пресмята като чисто радиален. Когато това отношение е по-малко от параметър е се приема $X=1$ и лагерът се пресмята пак като радиален.

При радиално-аксиалните лагери радиалната сила предизвиква осова сила S. Големина й зависи от вида на лагера. За сачмените лагери $S=eF_r$, а за ролкови - $S=0{,}83eF_r$. Еквивалентното аксиално натоварване на лагера Q ще бъде сума от външната осова сила F_a осовата сила от другия лагер S.

➢ **Избор на търкалящи лагери по каталог.** Необходимият размер лагер от даден, предварително определен тип, се избира въз основа на гарантиране на необходимата дълготрайност при работа. Лагерът не се пресмята, а се избира по таблиците на каталога в зависимост от: диаметъра на шийката d, натоварването (спокойно, ударно, променливо), предназначението на лагера, ъгловата скорост на въртящия се пръстен, като се отчита кой от двата се върти, броят на работните часове на лагера.

Пресмята се приведеното натоварване Q и се определя необходимата дълготрайност на лагер L. Това дава възможност да се изчисли динамичната товароносимост $C_{изч,}$ която трябва да има лагерът. Условието за правилно избран лагер е

(3.67) $$C_{изч} \le C_{табл},$$

където $C_{табл}$, е табличната стойност на динамичната товароносимост на лагера, която се отчита от каталога в графата за избирания лагер.

Понякога лагерът се избира по конструктивни съображения. Тогава се проверява дълготрайността, която ще има при натоварването, на което е подложен, т.е.

(3.68) $$L = \left(\frac{C_{Табл}}{Q}\right)^m,$$

където L. е в милиони завъртания .

При покой, въртене с честота, по-малка от 1 min^{-1}, или при осцилиращо натоварване търкалящият лагер се избира също по каталог, но по статичната товароносимост C_0. Условието за избор на лагера е

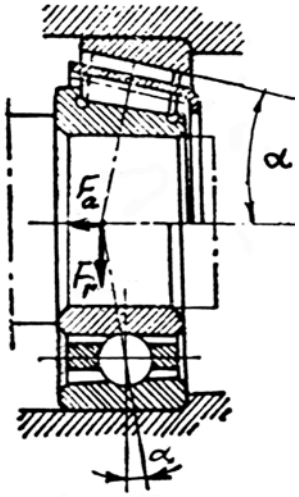
(3.69) $$\kappa_s . Q_0 \le C_{0Табл},$$

където Q_0 е приведеното статично натоварване; $C_{0\ табл}$ – табличната стойност на статичната товароносимост на лагера, отчетена от каталога в графата за избирания лагер.

Големината на приведеното статично натоварване за радиални и радиално-аксиални сачмени и ролкови лагери се определя, като по-голямата стойност от двете величини

(3.70) $$Q_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad \text{и} \quad Q_0 = F_r,$$

където ъгъл $\propto$ е ъгълът на контакта на лагера (фиг.3.49).



фиг.3.49. Ъгъл на контакта при радиално-аксиални лагери

12.3.3. Конструктивно оформяне на лагерния възел

При проектирането на лагерния възел е необходимо да се имат предвид следните фактори: *предназначение* на възела, *условия за експлоатация* (големина е направление на натоварването, състояние на околната среда, температурни условия и др.), *условия за общо оформление и технологични възможности* за изработване на елементите на възела.

Тези фактори оказват влияние на избора на типоразмера на лагера, на конструкцията на вала и кутията на лагера, на начина на закрепване на лагера, на избора на система за уплътнение, на мазането, на степента на точност на изработване на частите.

Рационалното решение на тези комплексни въпроси осигурява нормална работа на лагера. Следователно работоспособността, надеждността и дълготрайността на търкалящите лагери, зависи не само от материала и точността на изработването им, но и в много голяма степен от това, как е оформен лагерният възел.

Много е важно валовете и осите, които се лагеруват на две опори, да могат да заемат свободно деформираното си положение и свободно да се удължават и скъсяват при температурни промени. Следователно основен принцип при лагеруването е да се създаде статично определена силова връзка между въртящите се елементи (вал, ос) и неподвижния елемент (тяло). Това е предпоставка за точно определяне на силите и следователно за гарантиране на необходимата дълготрайност на лагерите.

На фиг.3.50 а, б е показана схема на примерно конструктивно решение на лагерните възли на двуопорни валове (оси), при които едната опора, в случая лявата, е неподвижна по направление на оста, а другата е свободна. Това решение е универсално и може да се прилага както за къси, така и за дълги валове (оси).

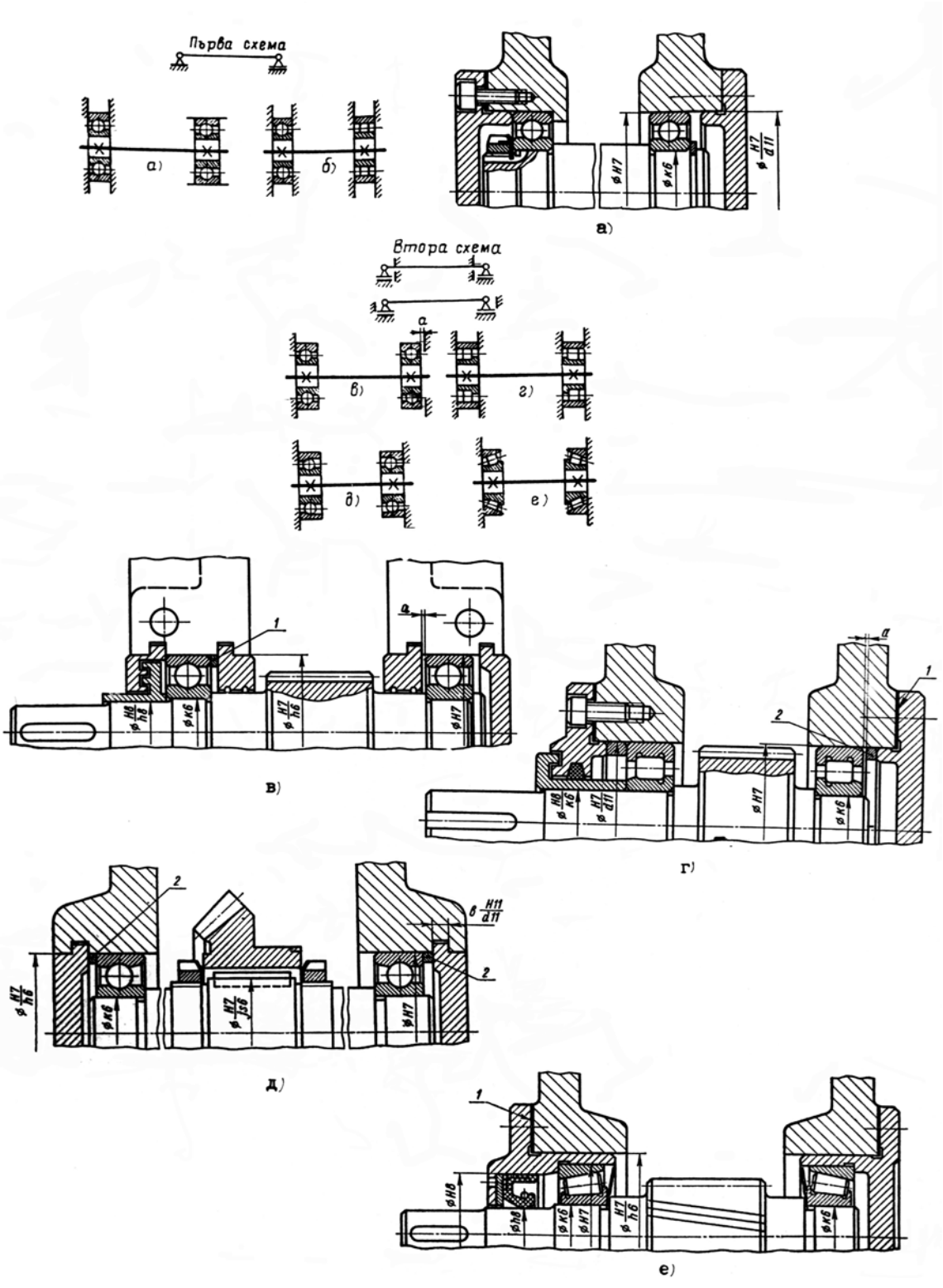
Големите линейни деформации в резултат на значителни промени на температурата се компенсират чрез не закрепения, обикновено натоварения външен пръстен на радиалния неразглобяем сачмен лагер. Същият ефект може да се получи при използуването на радиален ролков лагер с цилиндрични ролки.

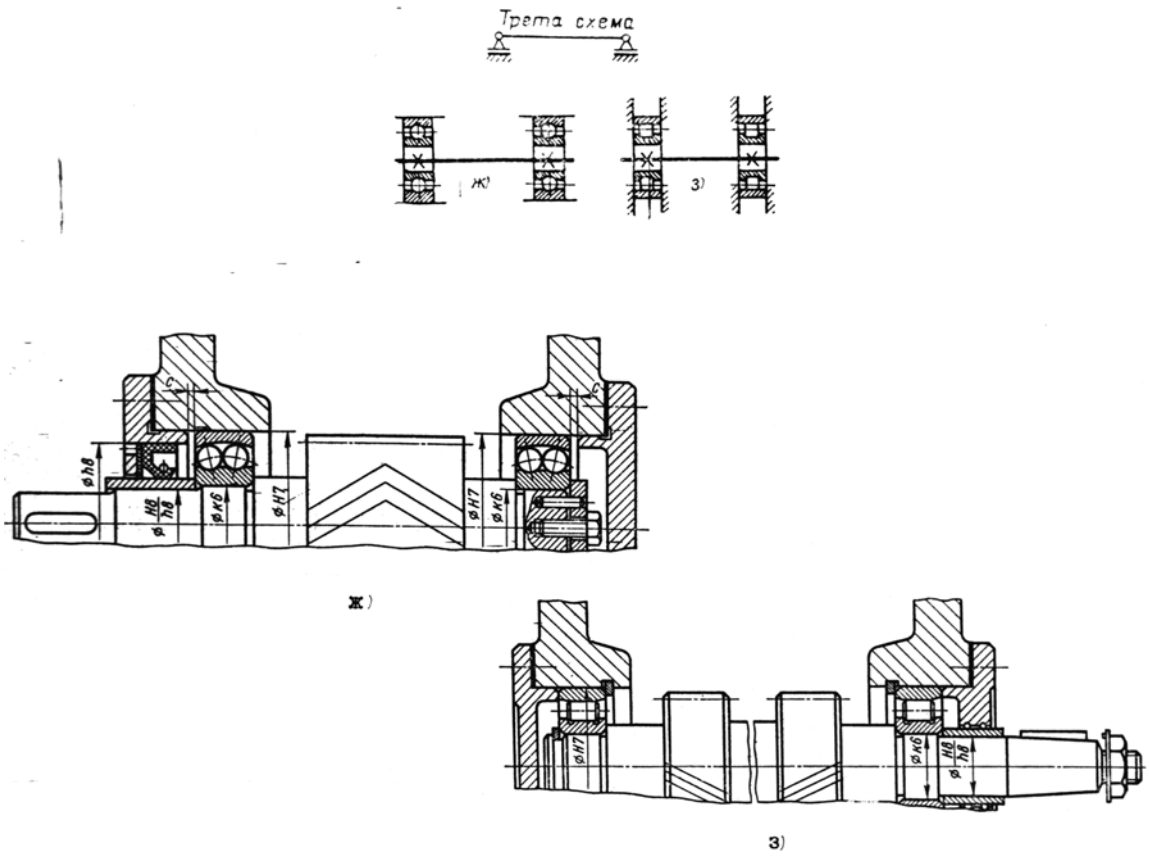
На фиг.3.50 *в-е* е показана схема и примерно конструктивно решение на лагерните възли на *двуопорни къси валове* (оси). Лагерите на тази схема са полуподвижни (едностранно ограничени – отвън и отвътре) и осигуряват компенсация на линейните температурни деформации на вала (оста) чрез хлабините между лагера и тялото. За предпазване от заклинване на търкалящите тела на радиалния лагер се предвижда осова хлабина а (фиг.3.50 *в, г*) между външния пръстен и капака на лагерната кутия от 0,2 до 0,3 *mm*.

На фиг.3.50 *ж, з* е показана схема на лагеруване с две свободни опори и примерно конструктивно решение на лагерните възли. По тази схема може да се оформи лагеруване

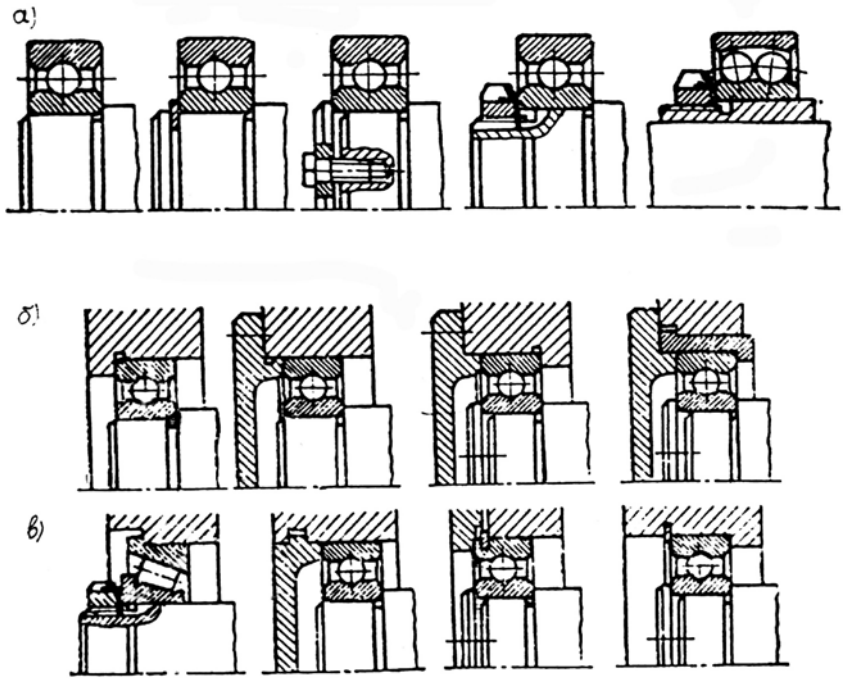
на вал само в случай, че работи задружно с друг вал, който е лагеруван по една от описаните схеми. Например, когато на двата вала са монтирани неподвижно триещи се колела с клинови канали или пък зъбна предавка с шевронни зъбни колела. Такава връзка налага единият от валовете да бъде свободен, за да може да се нагажда спрямо първия.

Конструктивното оформяне на лагерния възел трябва да осигурява поемането на осовите натоварвания от вала на лагера и от него на лагерната кутия. В зависимост от избраната схема на лагеруване се налага вътрешният пръстен на лагера да се закрепва за подходящо изработената шийка на вала или външният пръстен – в тялото на лагерната кутия чрез подходяща сглобка.





фиг.3.50. Схеми и конструктивни решения на лагеруване на валове
а-б - универсално решение; в-е - лагеруване на къси валове (оси); ж-э - лагеруване с две свободни опори

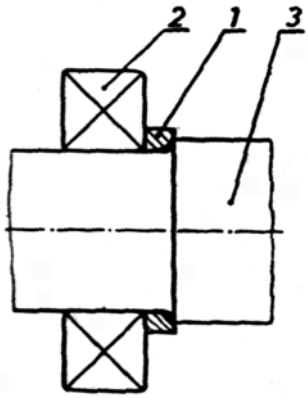


фиг.3.51. Осово закрепване на пръстените на търкалящите лагери

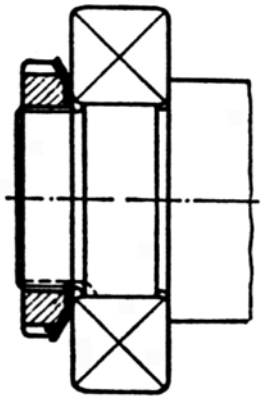
Най-прилаганите начини за закрепване на вътрешния пръстен на лагера върху вала са показани на фиг.3.51 *а*, а по външния пръстен – на фиг.3.51 *б.*

Монтирането на лагерите върху вала трябва да бъде чрез гарантирана стегнатост. За малки диаметри на шийката набиването става чрез леки удари на чук (фиг.3.42), или по-добре чрез ръчна преса. Големите лагери най-напред се загряват в масло или по електрически път до 70 – 80^{0}C и тогава се набиват върху шийката.

Вътрешният пръстен на лагера се опира най-често от едната си страна на стъпалото на вала непосредствено или посредством пръстен (фиг.3.52) или дистанционна втулка, а от другата му страна на гайка (фиг.3.53) или по друг удобен начин.

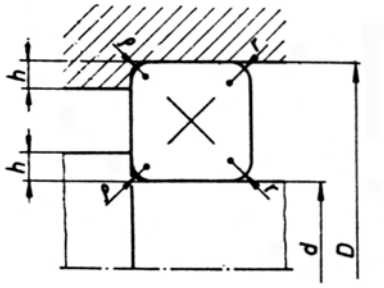


фиг.3.52. Центроване на лагер чрез пръстен



фиг.3.53. Закрепване на лагер с гайка

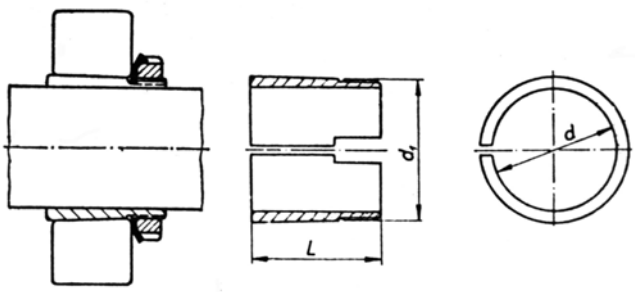
Преходът на шийката на вала (оста) към следващото (по-голямо) стъпало трябва да бъде закръглен с радиус $\varsigma < r$ (фиг.3.54).



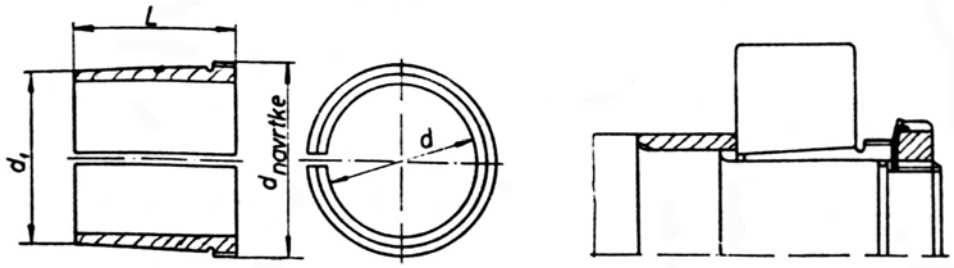
фиг.3.54. Преходи на шийката на вала и на кутията на лагера

Освен това стъпалото трябва да бъде достатъчно голямо, за да може допирната повърхнина на вътрешния пръстен да бъде колкото се може по-голяма. Трябва да се има предвид, че височината h на стъпалото не трябва да пречи на движението на външния пръстен. Когато от конструктивни съображения височината h е недостатъчна, се налага монтирането на пръстен, както е показано на фиг.3.52. По този начин се работи и когато радиусът на закръгление между шийката и стъпалото е по-голям от този на лагера, т.е. $\varsigma > r$

Когато за осигуряване на лагерния пръстен срещу осово изместване се използува гайка (фиг.3.53) е необходимо да се предвиди осигуряването й. Когато шийката е дълга или когато диаметърът не се променя, или пък когато е необходимо лагерът да се донамества осово при монтаж и да се демонтира често, се употребява конусна втулка с наклон 1:24 (конусност 1:12) (фиг.3.55) за закрепване на лагера към шийката и за демонтиране на лагера (фиг.3.56).

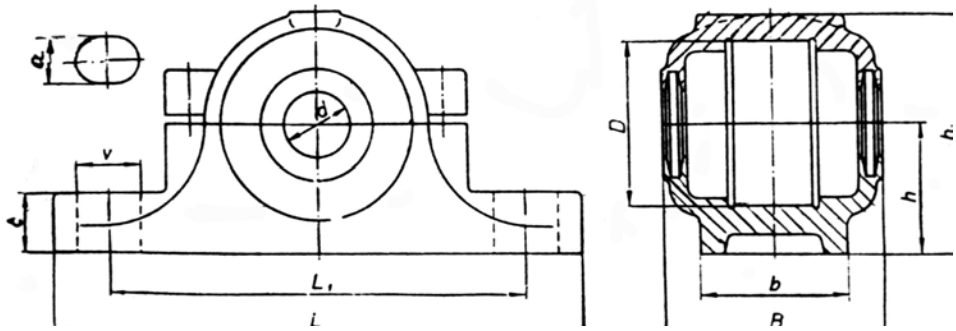


фиг.3.55. Монтиране на лагер чрез конусна втулка



фиг.3.56. Конусна втулка за удобно демонтиране на лагер

Лагерите на трансмисионните валове обикновено са поставени в кутии, които са стандартни (фиг.3.57).



фиг.3.57. Кутия за лагер на трансмисионен вал

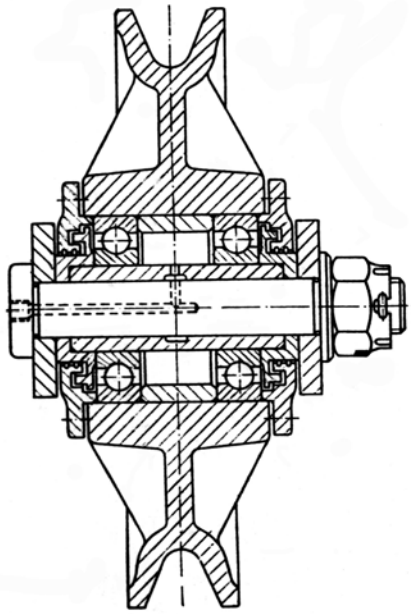
Единият от лагерите е монтиран в кутията си осово неподвижен, а другият, поради температурни линейни деформации – осово подвижен. На фиг.3.58 е показан пример на лагеруване на неподвижна ос, чийто лагери са осигурени от лабиринтни уплътнители в лагерна кутия – съответна машинна част.

➢ 12.3.4. Мазане и уплътняване на лагерни възли

Мазането на търкалящите лагери има значение за дълготрайността им, но не е решаващо както при плъзгащите лагери. То спомага да се намали триенето от относителното плъзгане между търкалящите тела и сепаратора. Освен това, чрез мазилното вещество лагерите се предпазват от корозия, по-добре се уплътняват и се намалява шумът при движението им.

За мазане на търкалящи лагери се употребяват *консистентни* и *течни масла*.

Течните масла се употребяват, когато лагерите има висока честота на въртене и работят в условия на ниска или висока температура. При много високи скорости се прилага мазане чрез маслена мъгла (въздух с *10 до 15 g/m*^{3} масло).



фиг.3.58. Лагеруване на ос в машинна част

Предимството на мазането с течно масло е възможността за централизирано мазане с автоматизиране на процеса на подаване на маслото. Течните масла са удобни за пълна смяна на мазилното вещество след обработването му без демонтиране на лагерния възел. Също добре отвеждат топлината. Обикновено маслото се сменя периодично през 3 до 6 месеца, а се долива 1 или 2 пъти в месеца.

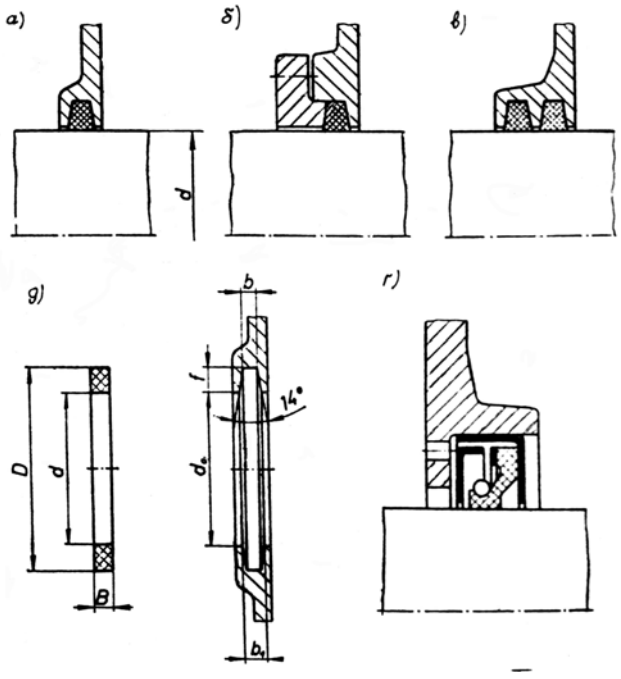
Мазането с консистентни масла (греси) в сравнение с това чрез течни масла има следните предимства: мазилното вещество не изтича от лагерния възел при нормални условия на работа; по-добре предпазва лагера от корозия; възелът може да работи дълго (до 1 година) без добавяне на грес; конструкцията на уплътнителните устройства не е така сложна.

Видът на греста зависи от температурата на околната среда. Поставя се в лагера при монтирането му и се допълва през 2 до 4 месеца. Напълно се подменя не повече от веднъж в годината, но лагерният възел трябва да се разглобява.

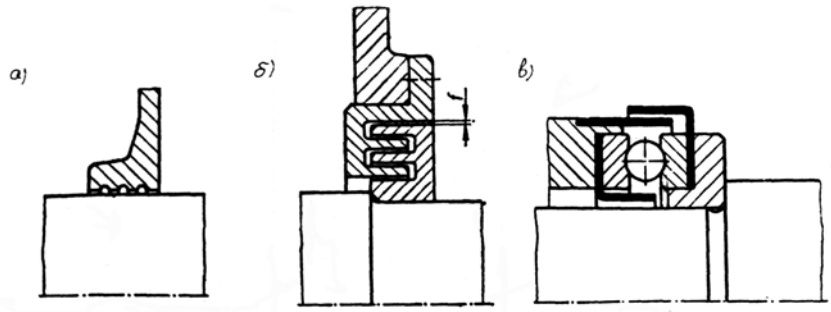
Уплътненията, които се използуват за защита на търкалящите лагери от прах, влага, механични примеси и за предпазване на мазилното вещество от изтичане, са: *контактни*, *безконтактни* и *комбинирани*.

Контактните уплътнители (фиг.3.59 а, б, в, г, и фиг.3.50 г, е, ж) се използуват при ниски периферни скорости – до *10 m/*s и температура на околната среда до 100^0C. Имат проста и евтина конструкция, но се допират във въртящ се вал, който в това място трябва да има малко грапавост на повърхнината.

Безконтактните уплътнители са показани на фиг.3.60 и фиг.3.50 *в, з.* Това са лабиринтни уплътнения, които са ефективни при високи скорости. При ниски и средни скорости те се запълват с пластично мазилно вещество.

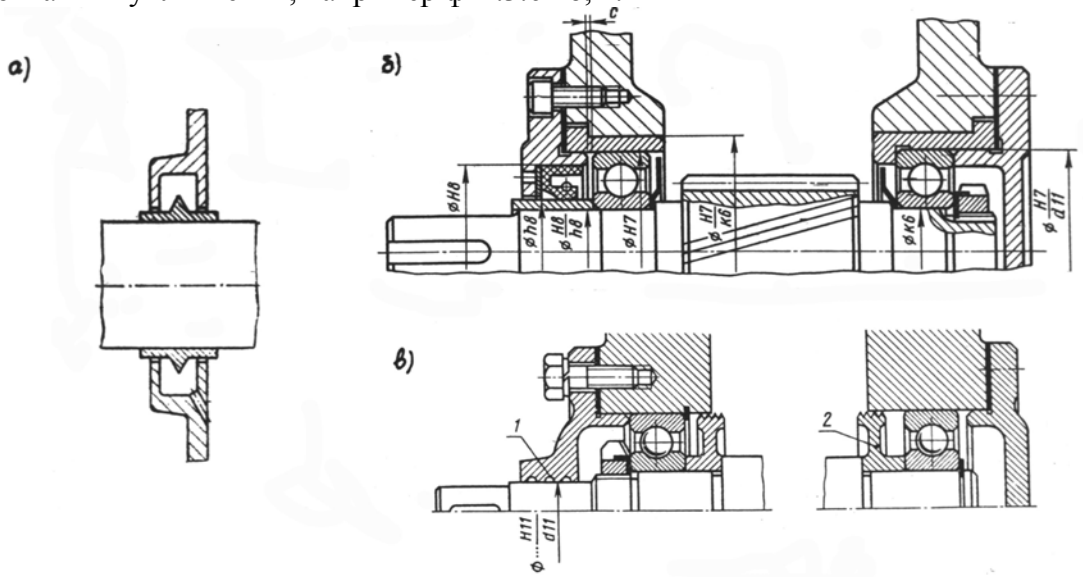


фиг.3.59. Видове контактни уплътнения

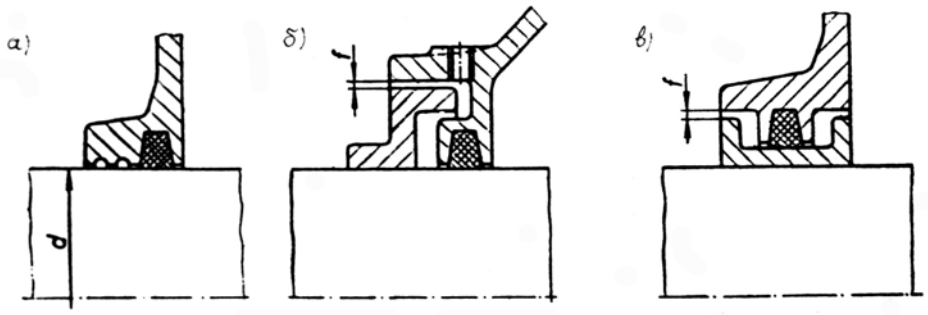


фиг.3.60. Видове безконтактни уплътнения

Центробежните уплътнители (фиг.3.61) са прости и рационални, но не осигуряват уплътняване в покой. За това се използуват едновременно с контактни или безконтактни уплътнения, например фиг.3.61 б, в.

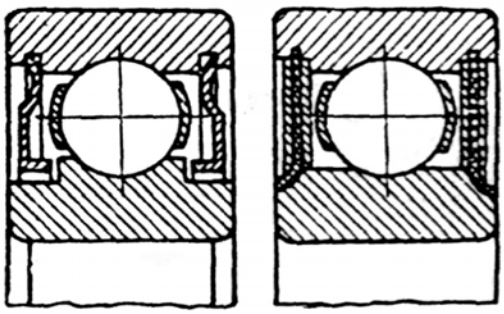


фиг.3.61. Центробежни и комбинирани уплътнения



фиг.3.62. Двойно осигурено уплътняване

В много случаи се прави двойно (фиг.3.62) дори и тройно уплътняване.



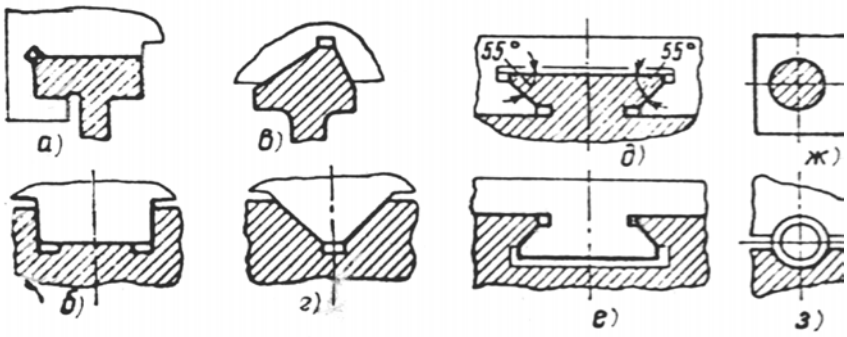
фиг.3.63. Фабрично уплътнен търкалящ лагер

Все по-широко приложение намират *търкалящи лагери с вградени уплътнения* (уплътнителни шайби) (фиг.3.63), които се зареждат с мазилно вещество още в завода производител.

12.4. НАПРАВЛЯВАЩИ УПОРИ ЗА ПОСТЪПАТЕЛНО ДВИЖЕНИЕ

Направляващите опори за постъпателно движение, или както накратко се наричат **н а п р а в л я в а щ и,** също се подразделят на **направляващи с триене при плъзгане** и **с триене при търкаляне**.

- **Направляващите с триене при плъзгане** се конструират като **о т в о р е н и** (фиг.3.64 а-г) и затворени (фиг.3.64 д-з*)*. При отворените направляващи връзката има **с и л о в о** затваряне, а при затворените – **г е о м е т р и ч н о.** За да се осигури непрекъснат контакт на допиращите се повърхнини, при отворените направляващи е необходима притискаща сила, която най-често е сила на тежестта на единия от елементите или от пружина. Отворените направляващи осигуряват известни удобства от технологични и монтажни съображения, поради което имат широко приложение и винаги се предпочитат пред затворените.



фиг.3.64. Направляващи устройства с триене при плъзгане

Когато триещите се повърхнини имат изпъкнал профил (обхващани направляващи) (фиг.3.64 а, в, д, ж), на тях не се задържа мазилно вещество и за това направляващи с такава форма се използуват при малки скорости на преместване. Изработват се лесно и не се задържат по тях стружки и др.

Ако триещите повърхнини имат вдлъбнал профил (обхванати направляващи) (фиг.3.64 б, г, е, з) – задържането на мазилното вещество е много по-добро и затова се използуват при високи скорости на плъзгане. Необходимо е да се защитят от попадане на стружки и от замърсяване.

Най-просто обхващане на направляващите е цилиндричното Употребява се при съвпадане на направлението на силите и относителното изместване.

Плоските (правоъгълни) направляващи (фиг.3.64 *а*) също се изработват лесно, но не задържат добре мазилното вещество и се замърсяват бързо. Използуват се при бавни премествания.

Триъгълните (призматични) направляващи (фиг.3.64 *в*) се изработват лесно и се използуват при симетрично натоварване и ниски скорости на преместване.

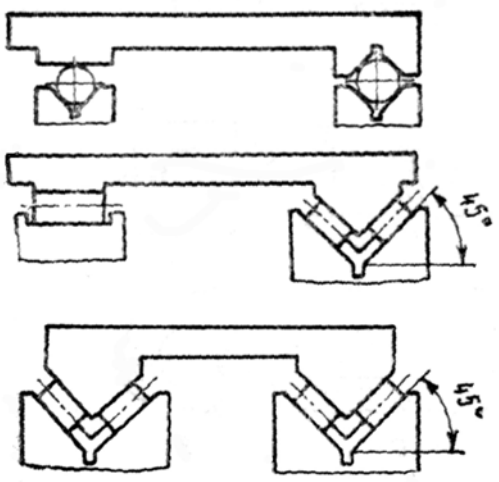
V-образните направляващи (фиг.3.64 *г*) са удобни за използуване при големи относителни скорости на преместване.

Много разпространено е обхващането на направляващите по форма, наречена лясто вича опашка (фиг.3.64 д, е). Те могат да поемат и обръщащи моменти, докато при другите видове се налага допълнително осигуряване чрез специални планки. Изработването им е сложна технологична операция. Коравината им е недостатъчна. Използуват се при ниски скорости на преместване и при малки изисквания за точност.

Често се използуват *комбинирани направляващи*, като съчетание от плоски и триъгълни направляващи.

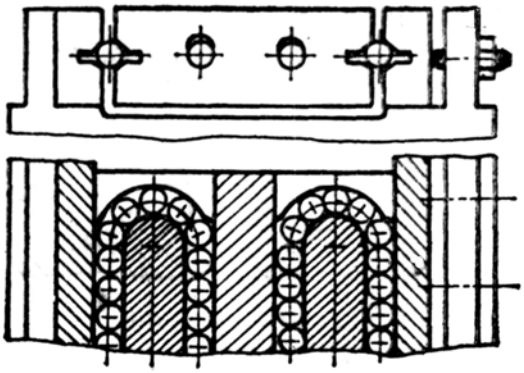
Основен критерий за работоспособността на направляващите при плъзгане е износоустойчивостта им. Те трябва възможно най-дълго да запазят точността, получена при изработването им. Използуват се при ниски и средни скорости на плъзгане (до *1-1,5 m/s*) и ниско налягане (обикновено до *1 Pa*).

- **Направляващите с триене при търкаляне** се използуват все повече, тъй като при тях триенето при плъзгане е заменено с триене при търкаляне на сачми или ролки по закалени направляващи (планки). Това допринася за значително намаляване на силите на триене (коефициентът на триене при покой в този случай е около 20 пъти по-малък от този на направляващите с триене при плъзгане).



фиг.3.65. Направляващи устройства с триене при търкаляне

На фиг.3.65 са показани напречните сечения на маса със сачмени и ролкови направляващи. Търкалящите тела се поставят в плосък сепаратор между закалените направляващи на масата и тялото на машината. При големи относителни премествания се използува конструкцията, която е показана на фиг.3.66.



фиг.3.66. Пример за направляващо устройство с разположение на сачмите в затворен контур

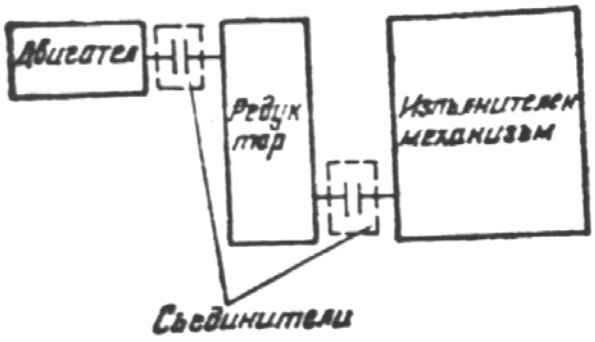
Тук сачмите не са разположени в сепаратор, а движението им е осигурено по затворен контур с натоварени и разтоварени зони, подобно на търкалящите лагери.

Експериментално е установено, че направляващите с триене при търкаляне осигуряват малки напречни премествания с голяма точност. При коравина на конструкцията, която може да се приеме за голяма, грешката при настройване е от *0,1 до 0,2 μm*. При малка коравина точността се понижава.

13. СЪЕДИНИТЕЛИ

13.1. ОБЩИ ИЗИСКВАНИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ

Съединителят е устройство, което служи за свързване на машинни елементи. Най-често срещан пример е системата "двигател-редуктор-машина", показана на фиг.3.67, в която непосредствената кинематична и силова връзка се осъществяват със съединители.



фиг.3.67. Пример за употреба на съединители

Освен предаването на въртящ момент от един вал на друг съединителят изпълнява и функцията на устройство, което компенсира грешките при монтирането и предпазва елементите и възлите на предавката от претоварване. Някои съединители регулират скоростта на движение. Най-голямо разпространение са получили съединителите за свързване на елементи с обща геометрична ос.

У нас съществува сложна система за класифициране на съединителите (БДС 10269-72), тъй като те представляват голяма група от най-прости до много сложни механизми, които изпълняват една или няколко от изброените функции. Една опростена класификация на съединители за валове дава възможност да се групират в три класа:

I клас – *постоянни* (не разцепващи се) *съединители*. Те не допускат прекъсване на връзката между валовете в процеса на експлоатация на машината.

II клас – *управляеми съединители*. Те осигуряват прекъсване на връзката между валовете през време на движение чрез външно въздействие върху механизма за управление на съединителя.

III клас – *самодействуващи съединители.* Това са съединители, които прекъсват или създават връзка между валовете автоматично в зависимост от промяната в режима на работа на машината. Към тази група спадат и предпазните съединители, които прекъсват връзката между валовете при нарушаване на нормалните условия на работа на машината.

Най-разпространените съединители са стандартизирани. Сред най-важните параметри (габарити, присъединителни размери, маса, масов инерционен момент и др.) е предаваният въртящ момент M_{max} който съединителят може да пренася дълготрайно. Това дава възможност необходимият съединител да се избира по каталог, като се спазва условието

(3.72) $$M_{необ} = \kappa M_1 \le M_{табл},$$

където $M_{необ}$ е изчисленият необходим въртящ момент, N.m;

M_1 - пълният въртящ момент на задвижваната машина, N.m;

$M_{табл}$ максималният въртящ момент, който може да предаде съединителят дълготрайно, N_m;

k коефициентът на режима на работа на съединителя.

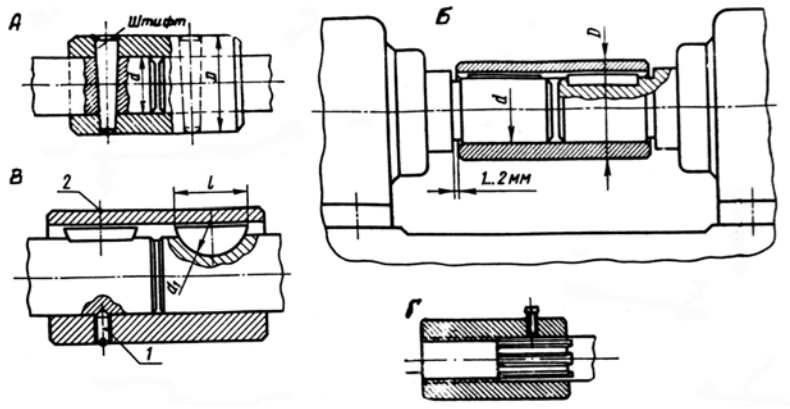
Коефициентът на режима k се определя въз основа на много данни, които характеризират якостното натоварване и износоустойчивостта на частите на съединителя [50]. При липса на данни се използуват опитно установени препоръки.Чрез тях се определя коефициентът на режима като произведение от два коефициента $k = k_1 k_2$. Чрез коефициентът k_1 се отчитат резултатите, които биха се получили при повреждане на съединителя. Нарича се коефициент на сигурност и се изменя от 1,0 до 1,8. Чрез коефициентът k_2 се отчитат условията, при които работи съединителят: удари, тласъци, реверсивно движение и т.н. Коефициентът k_2 се изменя от 1,0 до 1,5. Малките стойности са при спокойно натоварване, а големите – при работа с удари, а също и при реверсивно натоварване.

13.2. ПОСТОЯННИ (НЕРАЗЦЕПВАЩИ СЕ) СЪЕДИНИТЕЛИ

13.2.1. Твърди съединители

Използуват се за свързване на съосни валове, които образуват общ трансмисионен вал. Не допускат осови, радиални и ъглови изместванията (прекосявания) на валовете, които свързват. При нужда в мястото на свързване могат да се поемат и огъващи моменти. Едни от често срещаните в машиностроенето твърди съединители са: **втулкови, черупков съединител с болтове, дискови съединители с болтове** и др.

- **Втулкови съединители** (фиг.3.68) Стандартизирани са по БДС 2444-71 в четири типа: *А* – с щифтове; *Б* – с призматични шпонки; *В* – със сегментни шпонки; *Г* – с шлицово съединение.



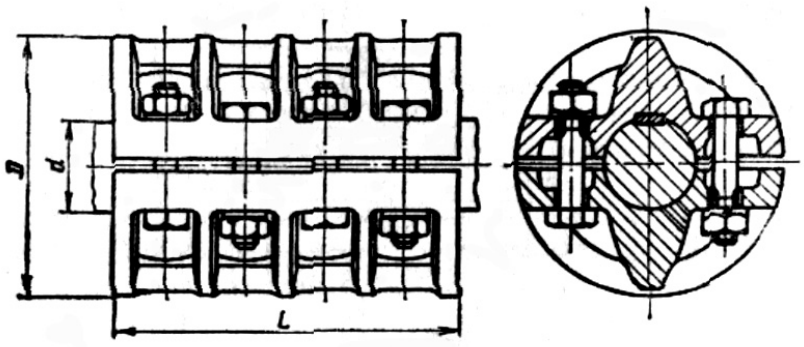
фиг.3.68. Втулкови съединители
А – с щифтове;Б – с призматични шпонки; В – със сегментни шпонки;
Г-с шлицово съединение

Конструкцията и на четирите типа съединители е проста, с малки диаметрални габарити. При монтиране и разглобяване обаче се налага относително осово изместване на свързаните валове (ако не е осигурена възможност за осово изместване на втулката). Поради това обикновено не се използуват пресови сглобки за свързването на съединителя с валовете, а леки преходни сглобки.

Хлабината между вала и главината не осигурява необходимата коравина на връзката и за това съществува опасност от появата на фреттинг-корозия поради неизбежните относителни микро премествания.

Използуват се валове с диаметри до 60-70 *mm*. Означаването на втулков съединител е: СВА 30 БДС 2444-71. това означава – втулков съединител тип *А* за диаметър *d=30 mm.*

- **Черупков съединител с болтове** (фиг.3.69). Състои се от две черупки, съединени с болтове, като между черупките се оставя малка хлабина, така че при затягането на болтовете между вътрешната повърхнина на черупките и валовете възникват сили на триене, чрез които се предава въртящият момент.



фиг.3.69. Черупков съединител с болтове

Съединителят е удобен за монтаж, лесно се разглобява и сглобява, добре центрова валовете и има сравнително малки диаметрални размери. Не се използува при ударни натоварвания. Напоследък този съединител намира ограничено приложение.

При проверочно пресмятане на болтовите съединения се предполага, че няма шпонки и че целият въртящ момент се предава чрез триене, предизвикано от притискането на двете черупки около шийките на валовете.

Ако броят на болтовете е *z,* тогава силата, която трябва да упражни след затягането един болт, се определя по формулата

(3.73) $$F_1 = \frac{2\kappa M_в}{z\mu d},$$

където μ е коефициентът на триене; d – диаметърът на вала.

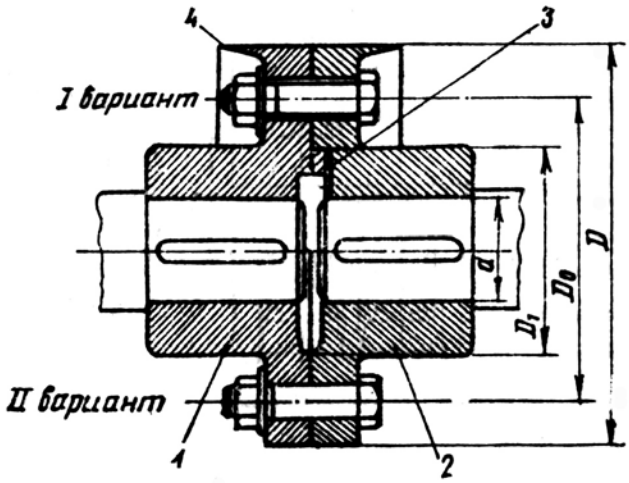
С така определената сила F_1 болтът се проверява на опън чрез формулата (виж.уравнение 2.54)

(3.74) $$\sigma_{on} = \frac{5{,}2F_1}{\pi d_1^2} \le [\sigma_{on}],$$

където d_1 е вътрешният диаметър на резбата.

Размерите на съединителя, както и броят на болтовете му, са стандартизирани по БДС 2443-79. Стандартът предвижда два типа : А и Б. Черупковият съединител се означава по следния начин: съединител А 45-25 БДС 2443-79 твърд черупков съединител тип А за въртящ момент 45 Nm и с диаметър на отвора d=25 mm.

- **Дисков съединител с болтове (БДС 12954-81).** Този вид съединител е получил сравнително голямо разпространение при свързване на строго съосни валове поради простата му конструкция и ниска стойност. За свързване на валове с диаметър над 200 mm. дисковете на съединителя се изковават направо от валовете като фланци. За намаляване на габаритите му болтовете се изработват от стомана. Дисковете се отливат от чугун или стомана, или се изковават от стомана.



фиг.3.70. Дисков съединител с болтове

На фиг.3.70 над и под осовата линия са показани два варианти за дисков съединител. При I вариант двата диска са съединени с болтове, поставени свободно в отворите им. Въртящият момент както при черупковите съединения се предава чрез силите на триене, възникващи в челните повърхнини на двата диска от затягането на болтовете.

Когато предаваният въртящ момент е голям, трябва да се увеличи или броят на болтовете, или диаметрите им и затова се преминава към II вариант. Тук болтовете са пасивни и въртящият момент се предава непосредствено от тях, т.е. стеблото им е подложено на смачкване и срязване.

При II вариант болтовете служат за центроване, докато при I вариант центроването се осигурява от центроващо стъпало, което поема и всички напречни натоварвания. Това усложнява монтирането и демонтирането на съединителя, тъй като се налага осово изместване на валовете.

Пресмятането на шпонковото съединение е показано в раздел втори. При пресмятането на болтовете z от I вариант е необходимо да се осъществи съединение, което да не допуска натоварване на стеблото на болта на огъване. Следователно болтовете z, трябва да се затегнат така, че резултантната сила на силите на триене F_T между дисковете на съединителя да е равна или по-голяма от периферната сила F_t:

(3.75) $$F_T = \mu_0 F \geq F_t ,$$

където $F_t = \frac{2\kappa M_B}{D_0}$; D_0 е средният диаметър на пръстеновидната контактна повърхнина; $\mu=0,2\div0,25$, тъй като челните повърхнини се изработват с по-големи грапавини.

Силата F_1, която натоварва един болт на опън, е

(3.76) $$F_1 = \frac{F}{z} = \frac{F_t}{\mu_0 z} = \frac{2\kappa M_в}{z\mu_0 D_0}.$$

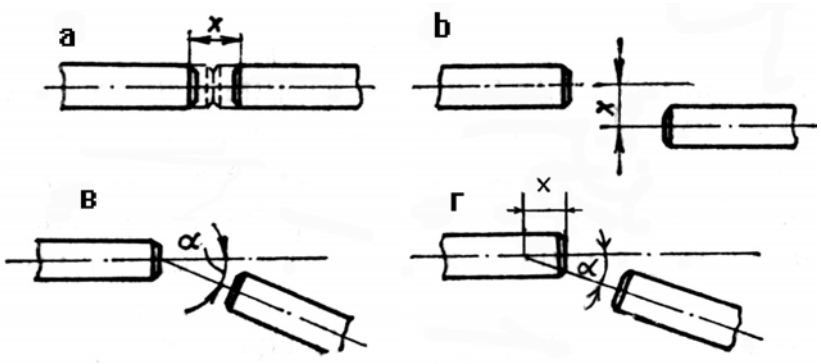
След уточняване на натоварването болтът се пресмята като скрепително винтово съединение, както е показано в раздел втори.

Общ недостатък на тези съединения е изискването по отношение на точност във взаимното разположение на геометричните оси на валовете. В противен случай и валовете и лагерите получават големи допълнителни натоварвания.

Дисков съединител с болтове се означава по следния начин: Съединител А 90 БДС 2442-64. Това е твърд дисков съединител тип А за диаметър на вала $d=90$ *mm.*

13.2.2. Компенсиращи съединители

Чрез този вид съединители се допуска (в малки граници) *относително изместване на геометричните оси* на свързваните валове.



фиг.3.71. Неточности при взаимното разположение на валове

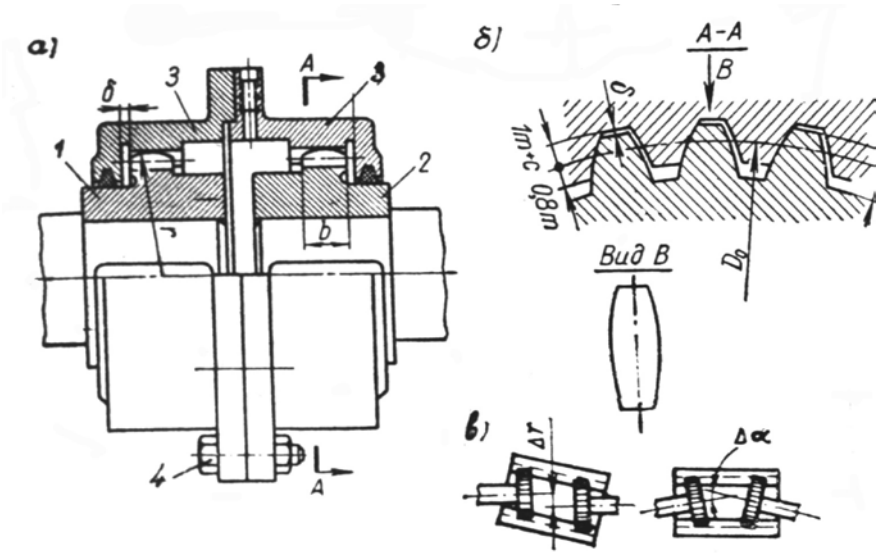
На фиг.3.71 са показани възможните неточности при взаимното разположение на валовете: а)-осово, б)-радиално, в)- ъглово, г)-комбинирано-радиално или осово и ъглово.

Компенсацията на вредното влияние на несъосност на валовете се постига за сметка на относителното движение на практически твърди елементи.

Компенсиращите съединители не са получили голямо разпространение, тъй като е установено, че те не решават напълно, а само частично възможната им задача, т.е. не отстраняват напълно радиалното натоварване на валовете и опорите им, което е предизвикано от осови, радиални, ъглови или смесени измествания на геометричните оси, а само ги намаляват.

От своя страна тези съединители са допълнителен източник на радиално натоварване и огъващи моменти поради неточност в изработката на елементите им и затова ще бъдат разгледани само най-използуваните.

➢ **Зъбни компенсиращи съединители (БДС 3268-76).** Един от най-използуваните зъбни съединители с еволвентен профил на зъбите е показан на фиг.3.72.



фиг.3.72. Зъбен компенсиращ съединител

Състои се от две главини – 1 и 2, закрепени неподвижно чрез шпонково съединение в двата края на валовете. Главините имат венец с външно нарязани зъби и са обхванати от кожуха 3, изработен от две половини, свързани с болтовете 4. Всяка половина от кожуха има венец с вътрешно нарязани зъби, които се зацепват със зъбите на венеца от съответната главина. Въртящият момент се предава чрез зъбното съединение.

За да могат двата вала да работят, независимо от това, че са монтирани под някакъв ъгъл, периферията на зъбите се закръглява по окръжност с радиус r (фиг.3.72 а), чийто център лежи върху геометричната ос на съединителя. По такъв начин взаимодействието между зъбите на главините и кожуха е както търкалянето на сфера в цилиндър. Желателно е формата на зъбите да е и з п ъ к н а л а (бъчвообразна), за да се осигури по-добра функционалност (фиг.3.72 б) и да се разпредели натоварването по-равномерно.

Този вид съединения са твърди и компенсират неточности във взаимното разположение на валовете (фиг.3.72 в). Допускат надлъжно изместване Δl - от 4 до 14 mm, напречно mm, Δr от 1 до 8 mm и ъглово $\Delta \propto$ - от 0,5 до $1,5^0$ (когато няма други компенсации).

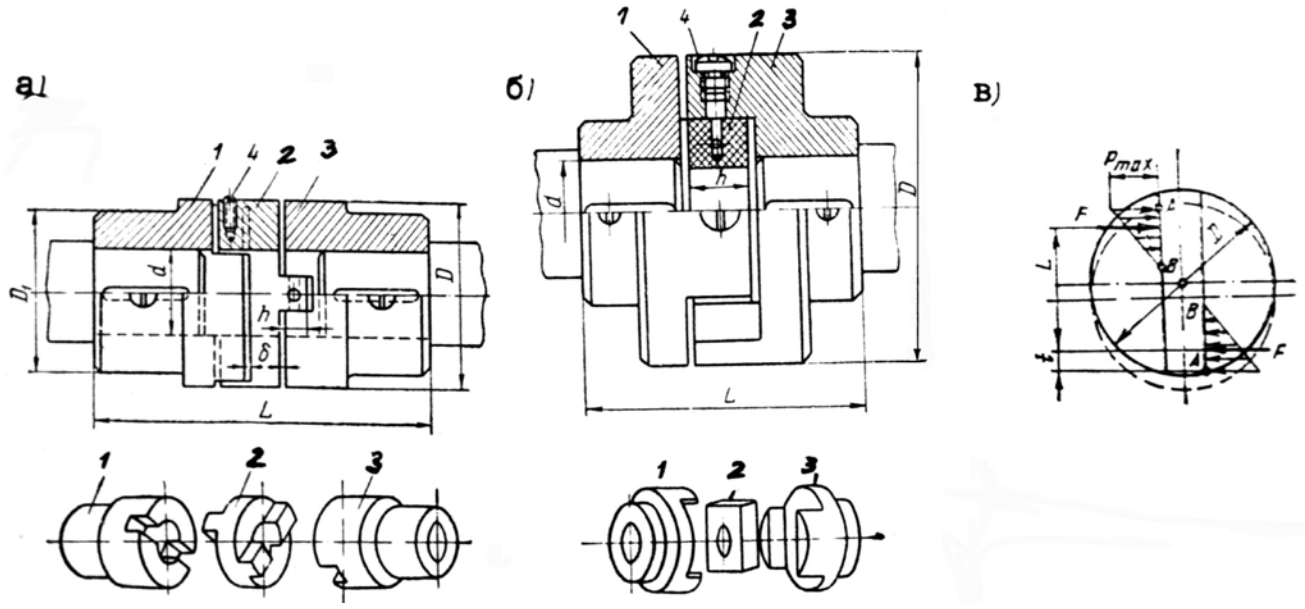
Установено е, че зъбните съединители се повреждат поради износване, а не поради счупване на зъби, тъй като броят на зъбите е сравнително голям (от 30 до 80 зъба на венец). За намаляване на износването се предвижда зъбното зацепване да се осъществява в маслена вана с ниво на маслото до уплътнителните пръстени на валовете.

Зъбните съединители се използуват за свързване на валове от тежки машини. Чрез тях могат да се предават въртящи моменти до 10^5 daMm и да работят при скорости до 25 *m/s*. Имат висок к.п.д. – от 0,985 до 0,995. Изработват се чрез коване или отливане от стомана 45, 45Х или 45Л. Зъбите се термо-обработват и шлифоват.

Конструкцията е технологично издържана, тъй като изработването на зъбите става както на зъбните колела и затова е евтино.

Зъбен съединител се означава по следния начин: СЗ11-Ц 140-II-8-В – БДС 3268-76 – зъбен съединител тип *СЗ* №11 с еднакви диаметри на цилиндричните отвори във втулките, *d*=140*mm*, без челно закрепване на валовете, с праволинейна образуваща и нормална степен на точност.

- **Съединител с кръстата кулиса (съединител на Олдхам) – (фиг.3.73).**



фиг.3.73. Съединител на Олдхам

Компенсира преди всичко радиална несъосност на валовете при запазване на успоредността им, ако разстоянието между геометричните оси Δr не е по-голямо от 0,04 D (D е външният диаметър на дисковете). Допуска незначителни осови и ъглови изместванията на геометричните оси на валовете $\Delta \propto$ до $0^0 30'$. Състои се от два фланеца *1* и *3*, закрепени неподвижно върху двата края на валовете. Обикновено върху челата им има изрязани диаметрално призматични канали. Фланците се свързват посредством диск (кръстата кулиса) *2,* с два диаметрално разположени под прав ъгъл призматични издатъка, които при сглобяване на съединителя влизат в съответните канали на фланците.

При предаването на въртящ момент налягането върху работната страна се разпределя неравномерно. Ако се приеме, че разпределението му е по закон триъгълник (фиг.3.73 *в*), от условието за равновесие на диска се получава

(3.77) $$M = FL,$$

където $$F = pS = p\frac{\overline{AB}h}{2} \quad \text{и} \quad L = (D-t) - 2\frac{\overline{AB}}{3}.$$

При най-неблагоприятни условия на работа $\overline{AB} = 0{,}3D$ и при $\Delta r = t = e$ за p_{max} се получава

(3.78) $$p_{max} = \frac{2M}{0{,}3Dh[(D-e) - 0{,}7D]} \approx \frac{8M}{hD^2} \le [p],$$

където h е работната височина на триещата се част на съединителя; D- диаметърът на междинния диск; [p]=15÷20 MPa за части, изработени от стомана.

За да се намали триенето (к.п.д. =0,985÷0,995), работните повърхнини се мажат с масло, което по канали отива до тях. В зависимост от условията на работа тези съединители се изработват от стомана 15Х, 20Х, а за валове с диаметър, по-голям от 85

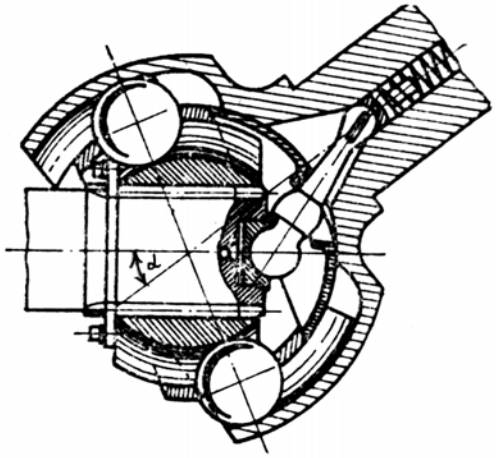
mm, елементите му се отливат от стомана 45. Понякога междинният диск се изработва от чугун или бронз за намаляване на триенето.

- **Шарнирни съединители** (фиг.3.74).

фиг.3.74. Схеми на шарнирни съединители
а – единичен; б - сдвоен

Използуват се не за компенсиране на грешки от монтажа, а за свързване на валове с голямо ъглово изместване (прекосяване) $\propto$ (до 40°), което се налага от конструктивни съображения. Известен представител на тази група е кардановият съединител или т. нар. **шарнир на Хук** (фиг3.74 *а*).

Върху края на задвижващия вал *1* е закрепена неподвижна вилка *2*. Задвижваният вал има подобна вилка *2* и чрез кръстачката *3, 4* двете вилки се свързват шарнирно. При такова свързване кардановият съединител има един съществен недостатък - при постоянна ъглова скорост на задвижващия вал $(\omega_1 = const)$ ъгловата скорост на задвижвания вал се променя от $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos \propto$ до $\omega_{2\max} = \dfrac{\omega_1}{\cos \propto}$. Този недостатък може да се избегне, като се монтират два съединителя един след друг, както е показано на фиг.3.74 б.



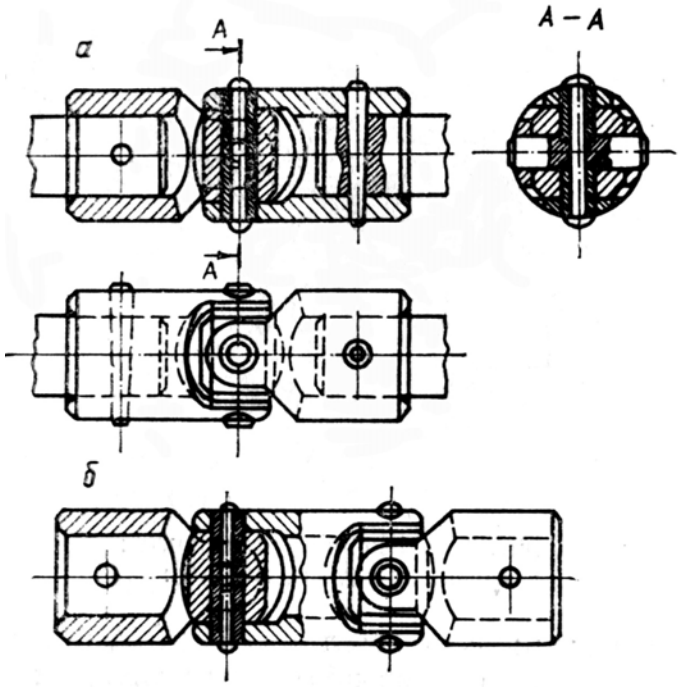
фиг.3.75. Шарнирен съединител с изравнени ъглови скорости

Има конструкции на шарнирни съединители с изравнени ъглови скорости (синхронни съединители). На фиг.3.75 е показана една такава конструкция с ъгъл α=35÷37°. Изравняването на скоростите се постига чрез изработените удължени гнезда за сачми във вилките на кардана, разположени така, че при относителното им преместване сачмите се разполагат в равнина, която дели на половина ъгъла α между водещия и водения вал. По този начин двата вала се въртят с еднаква ъглова скорост.

Шарнирни съединители се използуват при автомобилите за свързване на скоростната кутия със задния двигателен мост, във валцуващите машини за предаване на въртящ момент на работните валци, при металорежещите машини за предаване на движение на някои подвижни органи и др. Всички детайли се изработват от стомана 40Х и се термо-обработват.

Проверочно пресмятане се прави на работните повърхнини на шарнирите на смачкване и на вилките и кръстачките на якост.

В зависимост от габаритите съединителите се делят на две групи: *малко габаритни и големогабаритни.*



фиг.3.76. Малко габаритни шарнирни съединители
а – единичен; б - сдвоен

Малогабаритните шарнирни съединители (фиг.3.76) предават сравнително малки въртящи моменти. Те са е д и н и ч н и (фиг.3.76 а) и с д в о е н и (фиг.3.76 б) и за валове с диаметър от 10 до 40 *mm* са стандартизирани. Като приложение към този стандарт са дадени препоръчвани конструкции съединители и техните характеристики. Малогабаритните шарнирни съединители, работещи при ниска честота на въртене, се избират по максималния допустим въртящ момент.

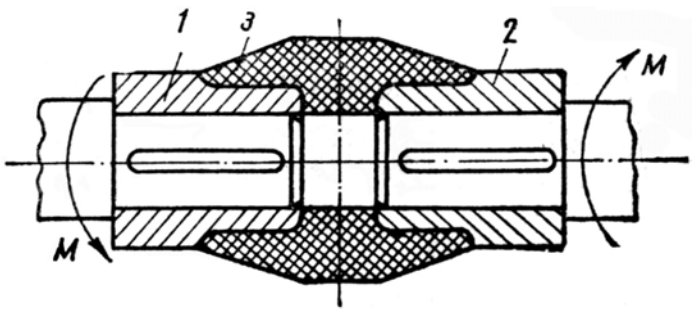
При по-големи честоти на въртене тези шарнирни съединители се изберат по условието за допустима температура на загряване по нормативи, които могат да се вземат например от [50].

При предаването на въртящ момент M_B чрез шарнирния съединител валовете изпитват променлив (по ъгъла на завъртане) огъващ момент и в опорите възникват съответните реакции. Амплитудата на съсредоточения огъващ момент, който действува от съединителя на вала, е $M_B \ tga$.

В много случаи функцията на шарнирните съединители може да се изпълнява от съединители с еластични шарнири.

13.2.3. Еластични съединители

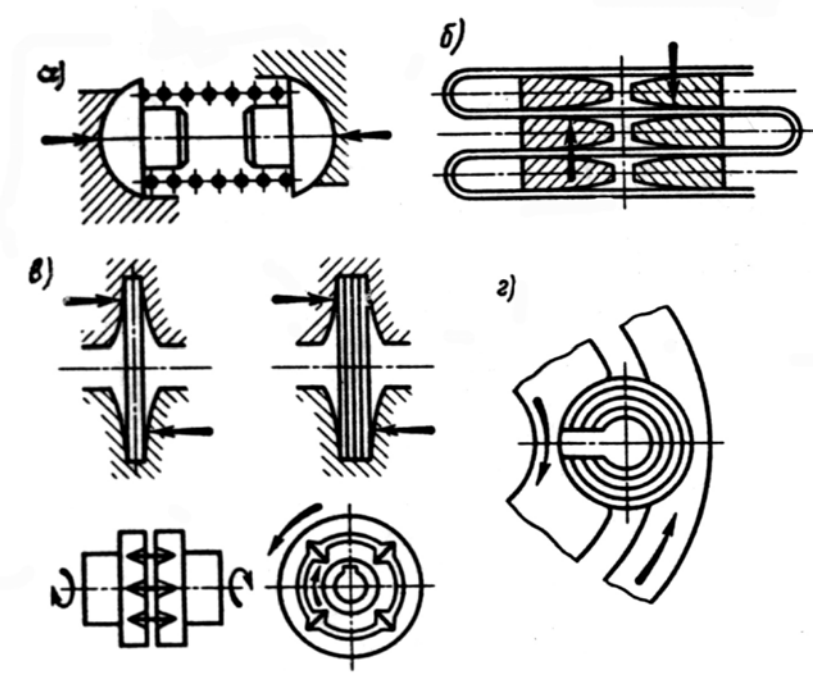
Освен компенсация на грешки от монтажа еластичните съединители влияят съществено върху динамичната характеристика на машината, като я изменят в положителен смисъл. Чрез тях свързването на задвижващия вал *1* със задвижвания вал *2* е извършва така, че елементът на съединителя *3* (фиг.3.77) поема внезапни удари, които могат да се проявят през време на работа, и омекотени ги предава на силовата машина. По този начин силовата машина се предпазва от вредни последствия.



фиг.3.77. Еластичен съединител

Омекотяването на удара се постига чрез временно акумулиране на предаваната енергия на удара, чрез деформиране на еластичните елементи на съединителя. Двата вала се завъртат един спрямо друг около осите си на някакъв ъгъл φ, който е приблизителна мярка за акумулираната от съединителя енергия. След преминаване на удара деформираните елементи възстановяват първоначалната си форма, като отдават обратно погълнатата при удара енергия за сравнително по-дълго време.

За еластични елементи се използуват метални пружини с разнообразна форма (фиг.3.78) или еластични тела от органичен произход: гума (фиг.3.79), кожа и др. При някои от тях една част от акумулираната енергия на удара се превръща необратимо в топлина чрез вътрешно триене, така че отдават обратно част от погълнатата енергия.

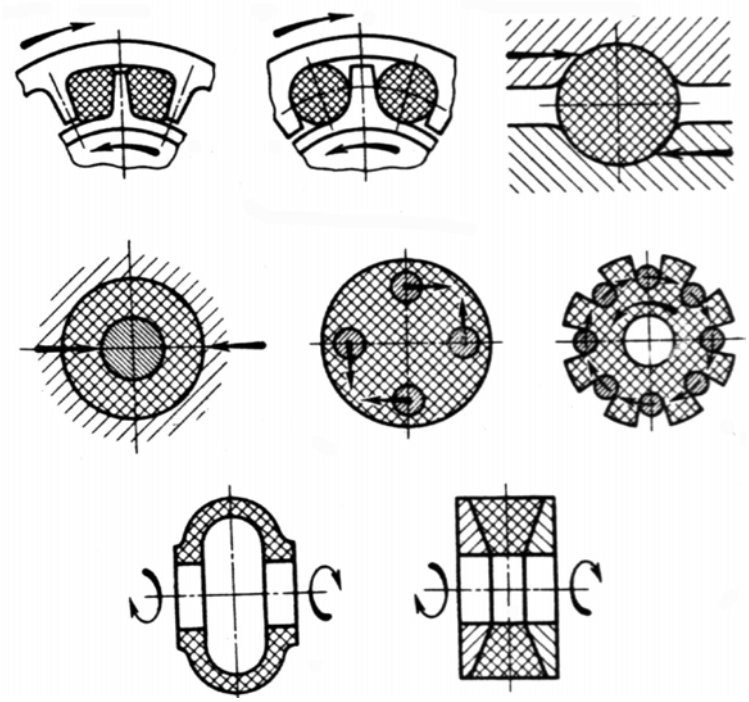


фиг.3.78. Метални пружини на еластични съединители

За качеството на еластичните съединители се съди по характеристиката им, която изразява зависимост между предавания от съединителя въртящ момент M_B и относителния ъгъл на завъртане φ между двата вала.

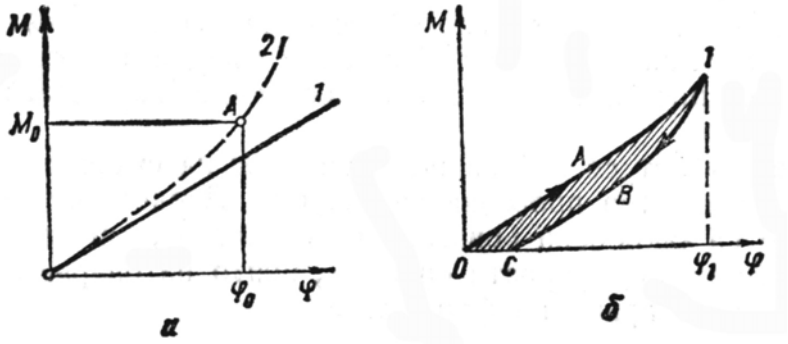
Еластичност на съединителя се нарича отношението

(3.79) $$C = \frac{\varphi}{M_в}.$$



фиг.3.79. Видове гумени профили за еластични елементи на съединител

Характеристика на съединителя $M = M(\varphi)$ може да бъде л и н е й н а или н е л и н е й н а**.** Еластични съединители, на които характеристиката е линейна (фиг.3.80 *а*), т.е. са с постоянна еластичност не се използуват за връзки, които са подложени на периодично повтарящи се удари, тъй като могат да изпаднат в резонанс с възбудените трептения на машината.



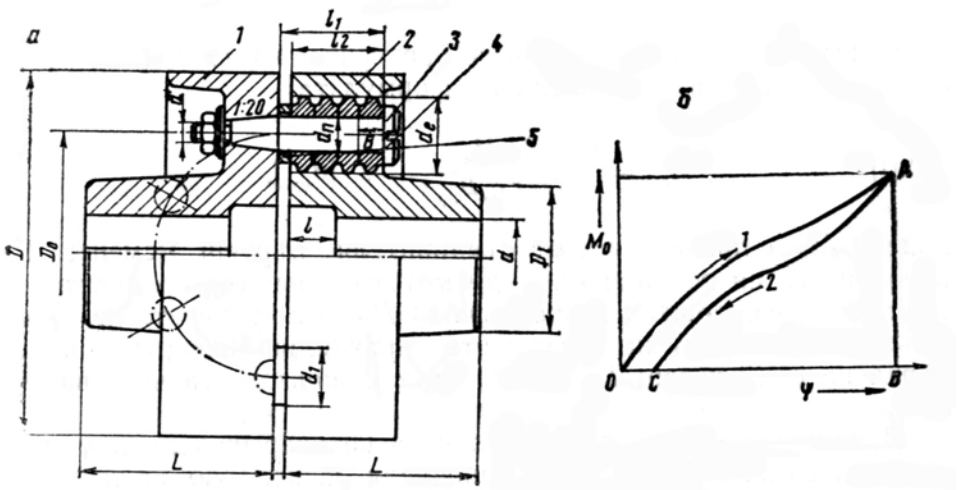
фиг.3.80. Характеристика на еластичен съединител

Тези съединители са подходящи само за случаите, когато между свързваните елементи не се появяват силни удари и когато тези удари не се повтарят периодично. Поради това се срещат рядко, въпреки че са с просто устройство и са по-евтини.

Еластичните съединители, чиято характеристика е крива линия (фиг.3.80 *а* кривата *2*), се използуват много по-често, въпреки че устройството им е по-сложно. При тях е намалена опасността от резонанс при поява на усукващи трептения.

На фиг.3.80 *б* е показана характеристика на съединител при който вследствие на вътрешно триене в еластичния елемент има превръщане на кинетична енергия в топлина и следователно връщане на по-малка енергия в системата. Защрихованата площ *OA1BC* представлява превърнатата в топлина е н е р г и я н а у д а р а . Натоварването става по *OA1,* а разтоварването – по *1BC*. Намаляването на ударите и неравномерността на усукващите моменти чрез поглъщане и необратимо преобразуване на енергия е показано на фиг.3.80 б.

- **Еластичен съединител с палци** (БДС 2441-76) – фиг.3.81.



фиг.3.81. Еластичен съединител с палци

Използува се за свързване на електродвигателя с малка и средна мощност с работни машини. Стандартизиран е за валове с диаметър до 150 *mm* и съответно за предаване на въртящ момент до 1500 Nm. За еластичен елемент служат гумени или кожени втулки, или гумени пръстени с трапецовидно сечение. Характеристиката на този вид съединител е показана на фиг.3.81 б. Кривата *1* изразява натоварването, а кривата *2* – разтоварването на съединителя.

Състои се от два диска *1* и *2*, изработени от чугун или стомана, закрепени неподвижно за шийките на двата вала. Към диска *1* с гайки са закрепени стоманените палци *3*, на които са надянати еластичните пръстени *4,* притиснати между главата на палеца и металната втулка *5* с подходяща дължина. В другия диск *2* са пробити цилиндрични отвори, в които влизат палците с еластичния елемент. Ударите, които възникват през време на работа в съединението, се намаляват вследствие деформацията на еластичните елементи.

Съединителят се избира по диаметъра на свързваните валове и се прави якостна проверка на палците. Представят се като греди, които са закрепени конзолно и са натоварени на огъване от действието на периферната сила F_t , която натоварва един палец. Проверката се прави по формулата

(3.80) $$\sigma_{or} = \frac{M_{or}}{W} = \frac{2\kappa M_в l_1}{zD_1 0{,}1 d_n^3} \le [\sigma_{or}],$$

Еластичният елемент също се проверява на смачкване по допирната повърхнина с палеца по формулата

(3.81) $$\sigma_{см} = \frac{2\kappa \mathrm{M_B}}{D_o z d_n B_{пр} i} \le [\sigma_{см}],$$

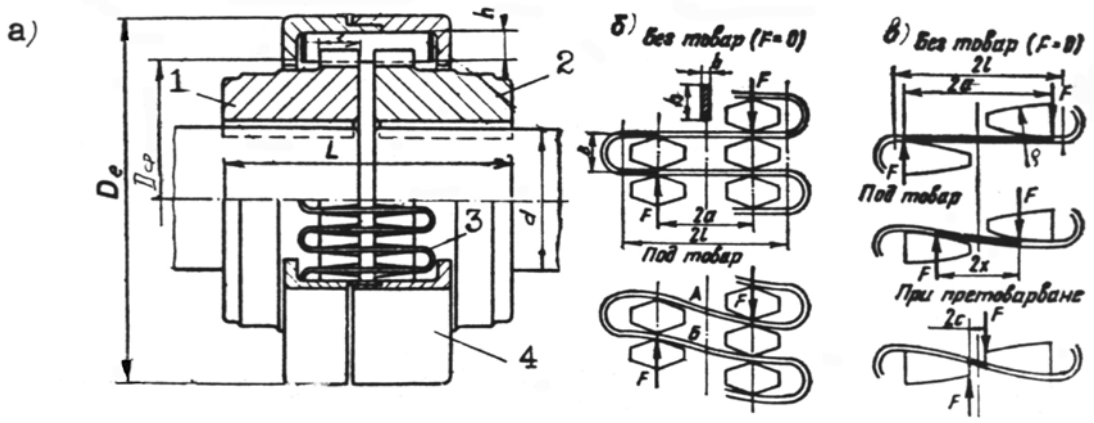
където M_B е предаваният от съединителя въртящ момент; k – коефициент на режима; D_O – диаметърът на окръжността, по която са разположени z броя палци; $B_{пр}$ – широчината на всеки пръстен; i– броят на пръстените върху един палец; d_n - диаметърът на един палец; l_i –дължината на конзолната част на един палец.

Предполага се, че всички палци са натоварени еднакво, а напрежението на смачкване се разпределя равномерно по дължината на втулката. Допустимото напрежение на смачкване за кожа е от 1,8 до 2 MPa, а за гума – от 2 до 2,5 MPa.

За предаване на малки въртящи моменти се използуват еластични съединители като този, показан на фиг.3.77. За еластичен материал е употребен пербунан. Съединителят осигурява голям ъгъл на относително завъртане на валовете (до 20^0 и повече), като гумата не трябва да губи еластичните си свойства при температура от –50 до $+50^0$C. За напрежението на срязване по повърхнината на залепване между пербунана и съответната втулка се допуска $\lfloor \tau_{cp} \rfloor = 1{,}5MPa$.

Еластичните съединители се означават така: СН2-I ЦЧ 38 II К 35 БДС 2441-76 – еластичен съединител, нормален с диаметър $d_i=38\ mm$ на цилиндричен отвор за челно закрепване към диск *I* и конусен отвор с $d_i=35\ mm$ на диск *II*.

- **Зъбно-пружинен или съединител със змиевидна пружина**. BIBBY (фиг.3.82)



фиг.3.82. Зъбно-пружинен съединител

Този съединител има голяма еластичност и добро нагаждане на геометричните оси на валовете. Двата диска *1* и *2* имат нарязани по периферията зъби със специален профил (фиг.3.82 б, в), между което се помества стоманена пружина *3*. Кожухът *4* задържа пружината в работно положение, запазва съединителя от прах и служи като резервоар за мазилно вещество.

При натоварване на съединителя предаваната периферна сила се разпределя равномерно между всички навивки на пружината, деформира ги еластично и предизвиква в тях напрежение на огъване. В зависимост от формата на зъбите съединителят е с л и н е й н а и л и н е л и н е й н а х а р а к т е р и с т и к а.

На фиг.3.82 б профилът на зъбите е очертан от две пресичащи се под тъп ъгъл прави, така че при нарастване на натоварването пружината се деформира, но разстоянието *2a* не се променя. Това означава, че зависимостта между големината на ъгъла на относително завъртане φ на дисковете и предавания въртящ момент остава постоянна величина.

На фиг.3.82 в профилът на зъбите е очертан като крива линия с радиус на кривена ρ

(3.82) $$\rho = \frac{EJ}{F2a},$$

където *E* е модулът на линейна деформация на стоманената пружина; *J* - инерционният момент на напречното сечение на пружината.

Вследствие на това очертаване на зъбите при нарастване на натоварването пружината се деформира и се опира върху зъбите така, че разстоянието 2a и еластичността на съединителя намаляват. Зъбите са профилирани така, че да няма пропорционалност между ъгъла на относителното завъртане φ на дисковете и предаващия въртящ момент M.

Съединителите със змиевидна пружина допускат радиално изместване на валовете $\Delta r = 0{,}5 \div 3mm$, осово изместване $\Delta l = 4 \div 20mm$ и пресичане на геометричните оси на валовете $\Delta\alpha$ до1º15'.

Външният диаметър на съединителя е $D_e = (4 \div 5{,}5)d$, дължината на зъба l≈3,5 B, където B е широчината на външното чело на зъба. Броят на зъбите се приема в границите от 50 до 100.

Пружината се изчислява чрез формулата на Суликин. За съединител с линейна характеристика

$$\max\sigma = \frac{4F_t ah}{bt^2(t-h)\left(1n\frac{t+h}{t-h} - \frac{2h}{t}\right)}, \qquad (3.83)$$

където $F_t = \frac{2M_в}{zD_{cp}}$ е периферната сила, която се пренася от пружината в едно междузъбие; z - броя на зъбите; M_B - максималният кратковременно действуващ въртящ момент върху съединителя; D_{cp}- средният диаметър на разполагане на пружината; t - стъпката; b и h са съответно широчината и дебелината на пружината.

За съединител с нелинейна характеристика зависимостта $F_t = F_t(a)$ се дава с израза

$$\frac{F_t.a}{EJ}\left(l - a + \frac{\pi t}{8}\right) = \frac{m-a}{\rho_1}, \qquad (3.84)$$

където m е координатата на центъра на кривина на профила на зъба; ρ_1 - радиусът на кривина на зъба; $\rho_1 = \rho + 0{,}5h$.

Тези съединители работят много сигурно, имат малка маса и размери и са средство за гасене (затихване) на много големи усукващи трептения. Те се използуват най-много в тежкото машиностроене. Изработват се с външен диаметър D от 86 до 295 mm и с маса от 1,6 до 870 kg за предаване на въртящи моменти до 10700 daNm при максимална честота на въртене 20 000 min^{-1}.

13.3. УПРАВЛЯЕМИ СЪЕДИНИТЕЛИ

Управляемите съединители дават възможност за свързване на валове чрез механизъм за управление. Този механизъм може да осигурява непосредствено управление чрез лостови, винтови, зъбни, пружинни устройства или дистанционно чрез хидравлични, пневматични и електромагнитни устройства.

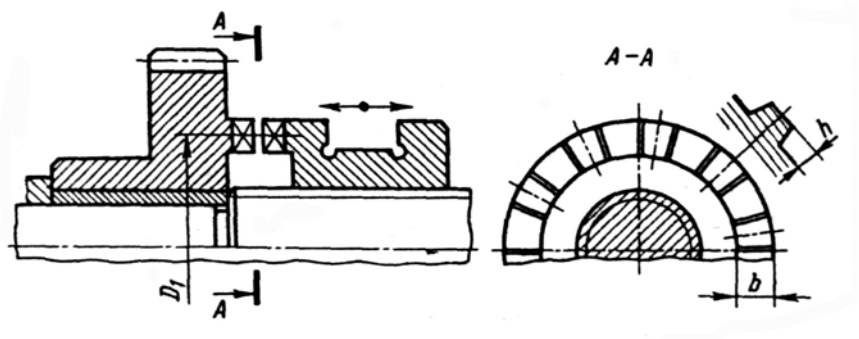
В съвременното автоматизирано производство широко приложение намират съединителите с електрическо, пневмо- и хидро-управление, което дава възможност да се осъществи команда от разстояние. Независимо от това по принцип на действие съединителите се разделят на три групи: с палцово сцепване, със силово сцепване (наричани още "триещи") и електромагнитни съединители.

Връзката между двете половини на съединители с палцово сцепване се определя от формата на елементите им (челюсти, зъби и др.).

При съединители със силово сцепване тази връзка се обуславя от силата на триене, която се поражда между тях и затова се наричат триещи съединители.

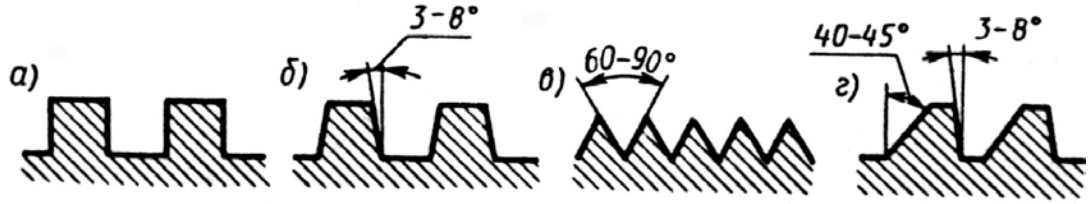
Някои електромагнитни съединители могат да се причислят към триещите, а други имат чисто електромагнитен характер.

Челюстни и зъбни съединители. Този вид съединители служат за разединяване на валове през време на движение, а включването им е възможно, когато са в покой или имат монтиран синхронизатор. На фиг.3.83 е показана принципна схема на челюстен съединител.



фиг.3.83. Принципна конструктивна схема на челюстен съединител

Формата на челюстите зависи от това, дали движението ще се предава в една или две посоки. С и м е т р и ч н и т е п р о ф и л и са реверсивни (фиг.3.84 а, б, в), а н е с и м е т р и ч н и т е (фиг.3.84 г) - нереверсивни..



фиг.3.84. Видове профили на челюстите
а – правостенен; б – трапецовиден; в – триъгълен; г - асиметричен

Правоъгълният профил не осигурява точно разположение на елементите на съединителя в момента на включването.

При трапецовидна форма на профила липсват недостатъците на правоъгълния профил, хлабините се компенсират автоматично с изменение на дълбочината на включване, но възникват осови сили, които се стремят да разединят свързаните части и затрудняват включването. В това отношение съединителите с правоъгълна форма на палците имат предимство. Големината на ъгъла a се избира така, че да се осигури само-спиране (от 3 до 8^0).

Асиметричната форма на профила се използува при бавноходни валове и малки натоварвания.

Включването на този вид съединители е свързано с удари и поради това не се препоръчва да става при товар и при голяма относителна скорост на валовете ($\upsilon \leq 1$m/s).

Р а б о т о с п о с о б н о с т т а се определя от износоустойчивостта на зъбите и челюстите. При проектиране основните размери на съединителя се определят конструктивно, а след това се правят проверочни пресмятания. Препоръчва се да се пресмятат работните им повърхнини на смачкване, като се предполага, че натоварването се разпределя равномерно между зъбите или челюстите по уравнението

$$\sigma_{см} = .\frac{2\kappa M_в}{zD_1bh} \leq [\sigma_{см}] \qquad (3.85)$$

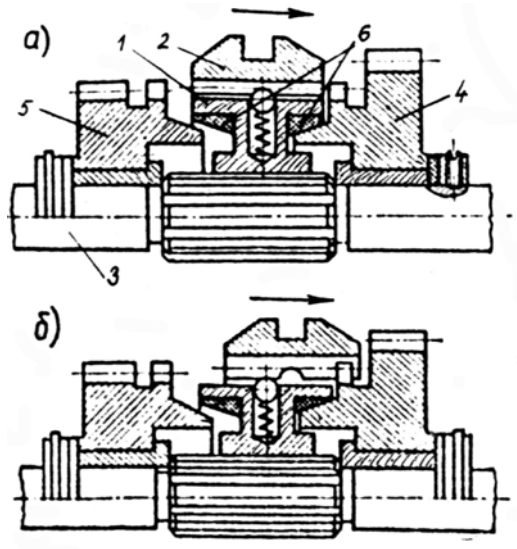
и да се провери застрашеното сечение на огъване при основата им

(3.86) $$\sigma_{or} = \frac{F_t b}{2W_{or}} = \frac{\kappa M_в b}{zD_1 W_{or}} \le [\sigma_{or}],$$

където z е броят на палците (зъбите) на едната страна; W_{or}- съпротивителният момент на застрашеното сечение.

За да се намали износването, работните повърхнини се термо-обработват, като се предпочита навъглеродяване за запазване жилавостта на сърцевината на палеца (зъба). Изработват се от стомана марка 15Х, 20Х, когато се подлагат на навъглеродяване, а когато се закаляват - от стомана 40Х, 30НХ и др.

Допустимите напрежения се избират в зависимост от начина на включване. При покой - $[\sigma_{см}]=90\div120$ МРа; при бавно движение - $50\div70$ МРа; при висока скорост - $35\div45$ МРа.



фиг.3.85. Зъбен съединител с триещ синхронизатор

На фиг.3.85 е показано свързване на валове със зъбен съединител и триещ синхронизатор, чрез който се отстраняват ударите при включване.Използува се най-често при скоростни кутии. Въртящият вал *3* е свързан чрез шлицова връзка със зъбното колело *1*. В него е вграден двустранен конусен триещ синхронизатор *6*. Върху него е монтирано друго зъбно колело с вътрешно нарязани зъби *2*. Двете колела са фиксирани едно спрямо друго чрез *3* до *5* сачми, които са под действието на малки пружини. Така полученият общ блок се придвижва чрез системата за управление към едно от двете зъбни колела *4* или *5*, които имат специален зъбен венец с диаметър и модул на зъбите, равен на диаметъра и модула на зъбите на зъбните колела от подвижния блок.

Най-напред се включва триещият конусен синхронизатор, изравняват се скоростите на блока на зъбното колело и след това с допълнителна сила, чрез системата за управление външното зъбно колело 2 от блока преодолява съпротивлението на пружините под сачмите, придвижва се надлъжно и се зацепва със съответното зъбно колело (фиг.3.85 б). Така се осъществява твърда връзка между вала и двете зъбни колела последователно в зависимост от възникналата необходимост.

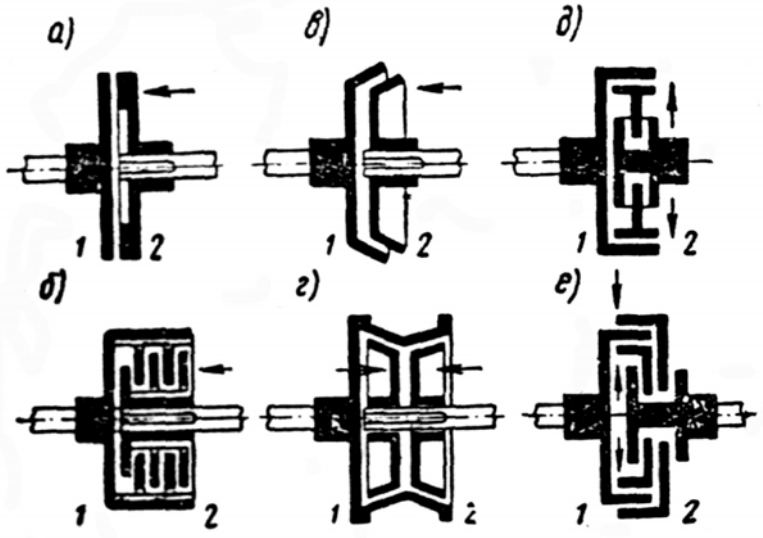
13.3.1. Триещи съединители

Тези съединители предават въртящия момент чрез триене между допиращите се повърхнини вследствие на нормален натиск, приложен върху тях.

Триещите съединители се включват чрез специално устройство, което създава сила на натиск. Предаваният въртящ момент нараства постепенно в зависимост от увеличаване

на силата на натиск върху триещите се повърхнини. Това дава възможност двата вала да се свързват независимо от това, дали са натоварени и дали разликата в скоростите им е голяма.

В момента на включване дисковете на съединителя преплъзват (буксуват), а воденият вал се ускорява плавно и без удари. Тъй като при отклонение от съосност се намалява предаващата способност на съединителя, необходима е по-висока точност като условие за добра работа. Когато този вид съединители се регулират за предаване на определен въртящ момент, при претоварване работните повърхнини преплъзват (буксуват) и предпазват механизмите от повреди.



фиг.3.86. Схеми на триещи съединители

Триещите съединители се разделят на три групи в зависимост от формата на работните им повърхнини (фиг.3.86):

- *дискови триещи съединители* (едно- или много-дискови) - с плоска работна повърхнина (фиг.3.86 а, б);
- *конусни триещи съединители* (едно- или дву-конусни) - с конусна работна повърхнина (3.86 в, г);
- *челюстни и лентови* - с цилиндрична работна повърхнина (фиг.3.86 д, е).

В зависимост от посоката на действие на силата на нормален натиск върху триещите повърхнини съединителите биват: р а д и а л н и и а к с и а л н и.

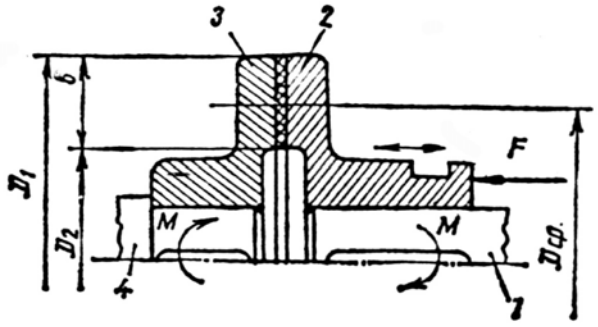
Пресмятането на триещите съединители се изразява в определяне на големината на необходимата нормална сила на натиск F, която трябва да действува върху триещите се повърхнини, за да се осъществи свързването на валовете. Тази сила F предизвиква сила на триене $F_т$, която трябва да е равна или по-голяма от периферната сила F_t. Така се осигурява възможност за ускоряване на задвижвания вал и свързаните с него маси до скорост, равна на скоростта на задвижващия вал.

- **Дисков триещ съединител** (фиг.3.87 - показан схематично).

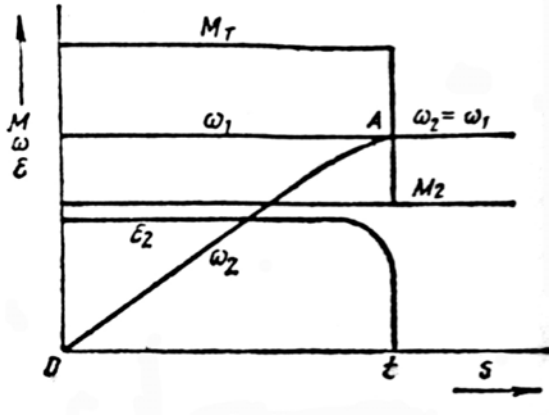
Дискът *2* заедно с вала *1* се върти с ъглова скорост ω_1, а дискът *3* заедно с вала *4* е в покой.

На фиг.3.88 движението на вала *1* е изразено чрез постоянната ъглова скорост ω_1,. Под действието на силата F двата диска се притискат и се създава сила на триене $F_T=\mu.F$.

От този момент (прилагането на силата F) започва първият период от работата на съединителя. Под влиянието на създадения триещ момент $M_T=F_TR_{cp}$ движението на диска *3* заедно с вала *4* започва да се ускорява, докато ъгловите скорости на двата вала се изравнят. Този период на работа на съединителя протича обикновено *от 1 до 2 s* и е придружен с относително преплъзване (буксуване) на двата диска.



фиг.3.87. Дисков триещ съединител



фиг.3.88. Графики на изменението на моментите, ъгловите скорости и ъгловите ускорения при включване на триещ съединител

От момента, в който скоростите на двата диска се изравнят (*точка А* на фиг.3.88), завършва първият период от работата на съединителя и започва вторият, през време на който двата диска се движат като цяло. Продължителността на този период зависи от предназначението на съединителя, докато настъпи моментът за разделяне на дисковете.

При изключване на съединителя ($M_T=0$) под действието на момента M_2 (фиг.3.88) въртящите се маси се движат закъснително до пълен покой.

Моментът от силата на триене е

(3.87) $$\mathrm{M_T} = F_\mathrm{T} R_{cp} = \imath\mu F R_{cp},$$

където

(3.88) $$R_{cp} = \frac{1}{3}\cdot\frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2} \approx \frac{D_1 + D_2}{4}$$

е средният радиус на триене; D_1 и D_2 са минималният и максималният диаметър на работните повърхнини; $i = z_1 + z_2 - 1$ е броят на триещите се повърхнини; z_1 и z_2 броят на водещите и водените дискове; μ коефициентът на триене, който зависи от материала на триещите се повърхнини.

Моментът M_T трябва да е по-голям или равен на въртящият момент, който трябва да се предаде чрез съединителя, т.е.

(3.89) $$\mathrm{M_T} \geq \kappa \mathrm{M_B}.$$

Като се има предвид уравнение (4.87), големината на необходимата сила за притискане F ще бъде

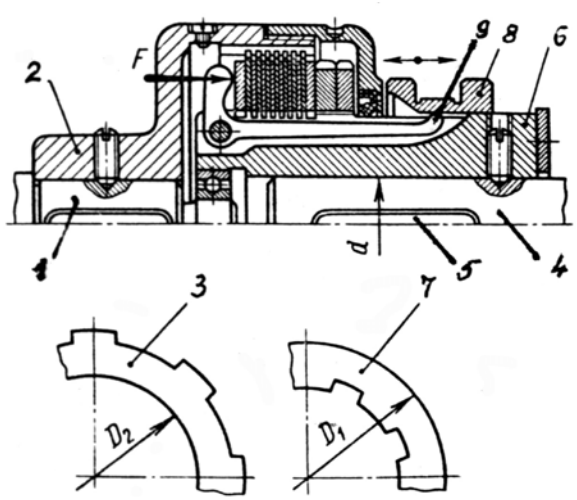
(3.90) $$F = \frac{\kappa M_в}{i\mu \cdot R_{ср}}.$$

От тази формула се вижда, че големината на силата за притискане влияе върху габаритите на съединителя, но трябва да се съобрази и с големината на повърхностното налягане на триещите се повърхнини. Допуска се, че налягането е равномерно разпределено по контактната повърхнина

(3.91) $$p = \frac{F}{\pi b D_{ср}} \le [p]$$

където [p] е допустимото повърхностно налягане, което се избира от таблици [50].

Тази зависимост налага при предаване на големи въртящи моменти да се използват съединители с повече от една триеща работна повърхнина, т.нар. м н о г о-д и с к о в и т р и е щ и с ъ е д и н и т е л и.



фиг.3.89. Многодисков триещ съединител

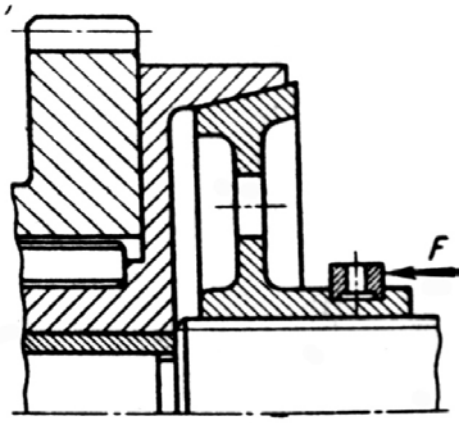
На фиг.3.89 е показана една от многобройните конструкции на много-дискови триещи съединители с общо предназначение. Състои се от чаша *2*, неподвижно закрепена върху задвижващия вал *1*. Върху вътрешната повърхнина на чашата са изрязани надлъжни шлицови канали, в които свободно се движат в осово направление задвижващите дискове *3*.

На задвижвания вал *4* чрез шпонката *5* е закрепена втулката *6*, по външната повърхнина на която са нарязани надлъжни шлицови канали, в които се движат свободно в осово направление задвижваните дискове *7*. Съединителят се включва чрез осовото изместване на втулката *8* и системата лостове *9* (най-често три).

- **Конусният триещ съединител** ;(фиг.3.90) изисква около пет пъти по-малка осова сила за предпазване на даден въртящ момент в сравнение с едно-дисковите, но поради това, че имат само една триеща повърхнина (най-много две), размерите им се получават твърде големи.

Изработването на този съединител е по-трудно и изисква повишена точност при центроването на валовете. Използуват се сравнително рядко.

- **Челюстни и лентови съединители** (фиг.3.86 в, е). Отличават се от другите триещи съединители с големите си габарити и голямата сила за включване. Поради въвеждането на нови конструкции съединители с много по-добри експлоатационни качества тези съединители почти не се използуват.



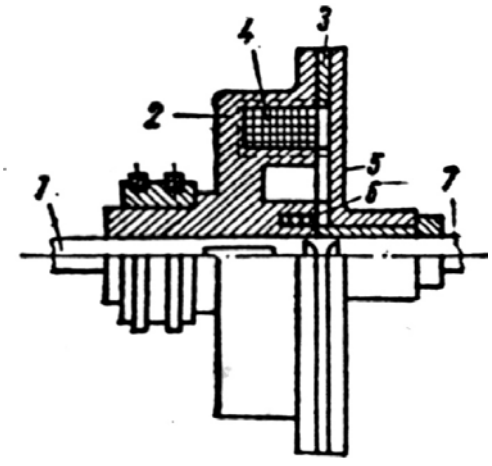
фиг.3.90. Конусен триещ съединител

13.3.2. Електромагнитни съединители

Електромагнитните съединители са получили широко разпространение в следните разновидности: триещи, прахови, асинхронни и др. В действителност това са оригинални електромагнитни системи, които се използуват за целите на автоматичното и полуавтоматичното управление. Чрез тях се осъществяват превключвания в кинематичната верига, без да се спира движението на задвижващото звено.

Всички съединители от тази група работят с постоянен ток, който от гледна точка на безопасност се препоръчва да не бъде с напрежение, по-високо от *35 V*. За преобразуване на променливия ток в постоянен се използуват не големи, обикновено селенови, дву-полупериодни изправители с мощност до *0,5 kW*, които се захранват от понижаващи трансформатори. В това е и главният недостатък на тези съединители.

- **Електромагнитен триещ съединител.** Представлява в най-общ вид електромагнит с котва, като в зависимост от предавания въртящ момент и желаните габарити бива *едно дисков* или *много-дисков*.



фиг.3.91. Схема на еднодисков електромагнитен триещ съединител

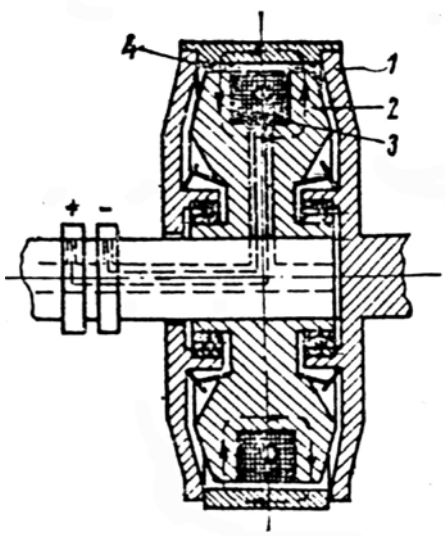
На едно-дисковия триещ съединител (фиг.3.91) в тялото *2* е монтирана бобината *4*. между тялото *2* и котвата *5* е поставен триещият диск *3*. При протичане на ток през бобината в тялото се възбужда магнитно поле, което прониква през триещия диск и котвата. Котвата се притиска към тялото и движението на задвижващия вал 1 чрез тялото и котвата се предава на задвижвания вал *7*. При липса на електромагнитно поле пружината 6 отделя котвата от тялото и движението на задвижвания вал се прекратява.

Разходът на електроенергия за захранване на бобината е от 0,1 до 1% от мощността, която предава съединителят. Голямо предимство е бързото включване и изключване без наличието на осов натиск за разлика от съединителите с механично включване.

Освен това тези съединители променят посоката на въртене на задвижвания вал за много кратко време (до 0,25 s). Това ги прави незаменими при управлението на процесите на различните автомати. Използуват се и в случаите, когато при непрекъснато работещ двигател се налага често пускане и спиране на машината.

Механичната част на тези съединители може да бъде произволна конструкция, но широко приложение са намерили само дисковите и много по-рядко - конусните съединители.

- **Електромагнитен прахов съединител** (фиг.3.92).



фиг.3.92. Схема на електромагнитен прахов съединител

В най-елементарен вид се състои от два диска *1* и *2*, между които се поставя феромагнитен прах *4*. Ако между дисковете се създаде магнитно поле от бобината *3*, частиците на праха се привличат от дисковете и ги свързват така, че е възможно предаването на въртящ момент. Прахът може да се смеси с масло, графит, талк и други вещества. Употребата на течна среда се предпочита поради по-добрата топлопроводимост. Ако течността циркулира, отвеждането на топлината се подобрява. Когато феромагнитният прах е смесен с графит, загряването на съединителя е още по-малко.

Голямо неудобство в конструкцията на съединителя е необходимостта от добра херматизация. Протичането на въздух през вътрешността му води до по-интензивна корозия на вътрешните повърхнини. Освен това попадането на феромагнитен прах в лагерите е недопустимо.

Когато в намотките на бобината протече ток, се възбужда магнитно поле. Под действието му сместа се втвърдява и притиска към цилиндричната повърхнина на сърцевината с повърхностно налягане.

(3.92) $$p = 4B^2 .10^{-2},$$

където B е магнитната индукция.

Обикновено за меко желязо магнитната индукция се приема $0,1B$ и налягането от силата на притискане се получава $p=0,4\ Mpa$.

Предаваният от съединителя въртящ момент е

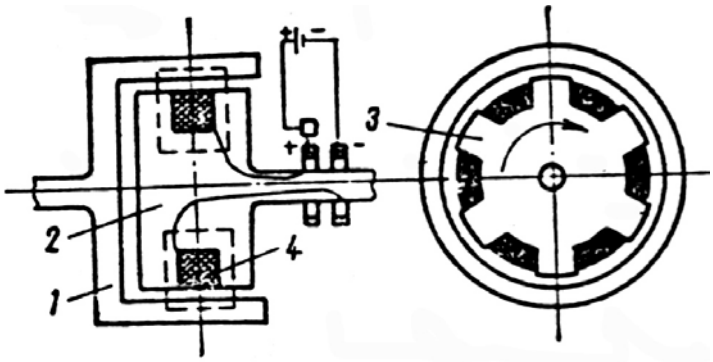
(3.93) $$M = f \cdot p \cdot S \cdot R_{cp},$$

където S е лицето на работната повърхнина; $R_{ср}$- средният радиус, по който става зацепването; f – коефициентът на зацепване, който се изменя от 0,1 до 0,3.

Посредством този съединител може плавно да се регулира скоростта на движение чрез изменение на интензивността на тока на възбуждане, което е главното му предимство.

Въз основа на много опити са разработени съединители с пусков момент от 100 до 12 500 Nm.

- **Електромагнитен съединител** (безконтактен) (фиг.3.93).



фиг.3.93. Схема на електромагнитен асинхронен съединител

Състои се от две части, разположени концентрично една спрямо друга, наречени индикатор и котва. Между тях няма механична връзка, а електронно магнитното им зацепване се осъществява чрез магнитен поток, възбуден от преминаващ постоянен ток през бобина (монтирана в индуктора), която се върти вътре в котвата.

Котвата *1* е масивен кух цилиндър, изработен от ниско-въглеродна стомана, обикновено стомана 20. Индукторът *2* е двуредово зъбно колело също от стомана, обикновено от стомана 10. В цилиндричния канал между двата реда зъби е разположена бобината за постоянен ток *4*. Въздушната радиална хлабина между котвата и индуктора е от 0,25 до 0,3 *mm*. Котвата е закрепена на входящия вал, а индукторът – на изходящия.

Когато в бобината не протича ток, котвата се върти на празен ход, а индукторът е неподвижен. Ако в намотката протече постоянен ток, индуцираният магнитен поток се затваря през котвата и индуктора. Вследствие на различните съпротивления на въздушната хлабина над зъбите и впадините между тях и котвата разпределението на магнитното поле по периферната окръжност е различно, т.е. неравномерно.

Магнитната индукция достига максимума си над зъбите и минимума – над междузъбията. При завъртане на двигателя съединената с него котва се премества спрямо индуктора, като предизвиканите пулсации на потока възбуждат вихрови токове. Взаимодействието на тези вихрови токове с основния магнитен поток създава момент, завъртащ индуктора в посока, в която се върти котвата.

Условие за работа на съединителя е необходимостта от плъзгане на котвата спрямо индуктора (както при асинхронните електродвигатели). Разликата се състои в това, че при асинхронния електродвигател от съчетанието на три пулсиращи електромагнитни полета на намотките на статора се създава въртящо се магнитно поле, докато в електромагнитния съединител магнитното поле се върти самостоятелно.

Големината на предавания въртящ момент зависи от тока на възбуждащата бобина и от плъзгането между двата елемента на съединителя. При пълно възбуждане усукващият момент, който съответствува на изчисленото натоварване на задвижвания вал, се предава от съединителя при плъзгане между котвата и индуктора от 2 до 5%.

Скоростта на задвижващия вал се запазва постоянна, а скоростта на задвижвания може да се промени, като зависи от големината на тока във възбудителната намотка.

Следователно скоростта на задвижвания вал може да се регулира и съединителят при определени условия може да служи като без стъпален редуктор.

Тези съединители се използуват за ограничаване на усукващи трептения в системата - двигател-работна машина, за включване и изключване на кинематични вериги при непрекъснато работещ двигател, и то при честота на въртене до 15 000 min^{-2} за магнитно изключване на задвижването на машината, за постепенно плавно и без ударно включване на задвижваните части и за предпазване от претоварване. Имат лесно обслужване и експлоатация, и голяма дълготрайност, тъй като липсват триещи се части, подложени на бързо износване. Поради това, че демпфират ударите и трептенията от натоварване през време на работа, тези съединители дават възможност да се увеличи срокът на работа на работния механизъм, на механичната предавка, а понякога на електродвигателя.

Изброените качества на съединителя го правят универсален.

13.4. САМОУПРАВЛЯЕМИ (АВТОМАТИЧНИ) СЪЕДИНИТЕЛИ

Към тази група се отнасят съединителите, чрез които двата вала се свързват и освобождават автоматично в зависимост от промяната на някои от следните фактори: въртящ момент (предпазни съединители), направление на движение (съединители с еднопосочно действие) и скорост на въртене (центробежни съединители).

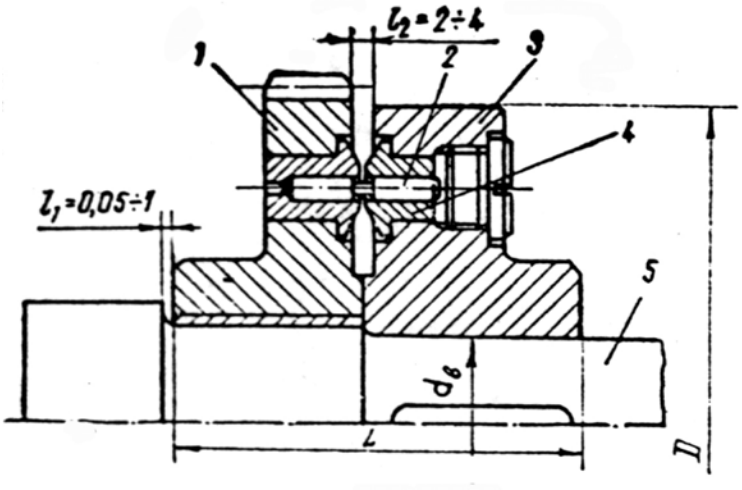
13.4.1. Предпазни съединители

Използуват се често в механизмите на главното и подавателното движение на много машини с цел да си защитят някои части на механизмите от разрушаване при претоварване. Определящ фактор е предварително избран въртящ момент.

Действието им се състои в това, че прекъсват кинематично-силовата верига, като в най-общ вид винаги съчетават функцията на два механизма: измервателен (динамометър) и изпълнителен. Изпълнителният прекратява възможността за по-нататъшно нарастване на натоварването, след като е получил сведение от измервателния, че предаваният въртящ момент е сравнен със зададения и е по-голям от него.

- **Предпазен съединител със срязващ се щифт** (фиг.3.94).

Този съединител е един от многобройните варианти на съединители със специален разрушаващ елемент – ц и л и н д р и ч е н щ и ф т.



фиг.3.94. Предпазен съединител със срязващ се щифт

При този съединител въртящият момент M_B се предава от зъбното колело *1* чрез щифта *2* на диска *3*, който е свързан чрез шпонково съединение със задвижвания вал *5*. Щифтът се срязва при претоварване и за да се възстанови работата на съединителя, се

заменя с друг. Закалените втулки *4* предпазват материала на зъбното колело и на диска от смачкване. Щифтът се изчислява, като се има предвид, че големината на разрушаващия въртящ момент е

(3.94) $$M_p = \kappa \cdot \kappa_p \cdot M_B = z \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{D_1}{2} \tau_B ,$$

където M_p е разрушаващият момент; k_p- коефициентът на режима; $k=1,15 \div 1,25$ – коефициент, който характеризира степента на сигурност на съединителя; z – броят на щифтовете (1 или 2); D_1 – диаметърът на окръжността, по която са разположени щифтовете; τ_B – напрежението на срязване, $\tau_B=(0,7 \div 0,8)\sigma_B$; d – диаметърът на щифтовете в равнината на срязване.

Чрез уравнение (3.94) е възможно:

- когато се знае M_p, D_1, d и z - да се избере материал за щифтовете;
- при известни M_p, D_1, z и τ_B - да се определи диаметърът на щифтовете d;
- при зададени M_p, D_1, z и τ_B - да се определи необходимият брой щифтове z.

Външният диаметър на съединителя се приема

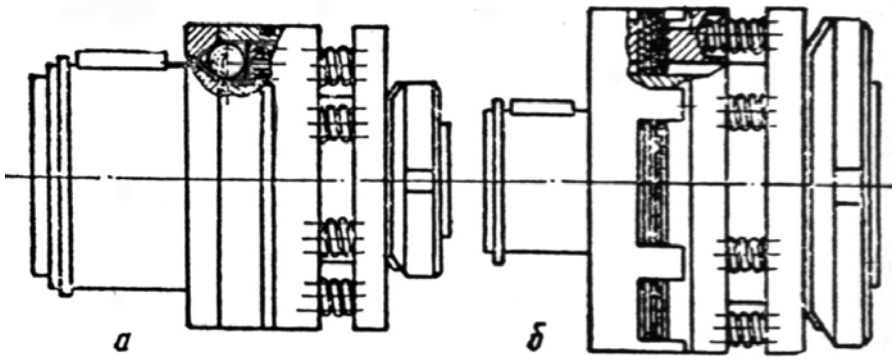
(3.95) $$D=(2,5 \div 3,5)\, d_B,$$

а дължината му

(3.96) $$L=(2 \div 3)\, d_B,$$

където d_B е диаметърът на вала, върху който е монтиран съединителят.

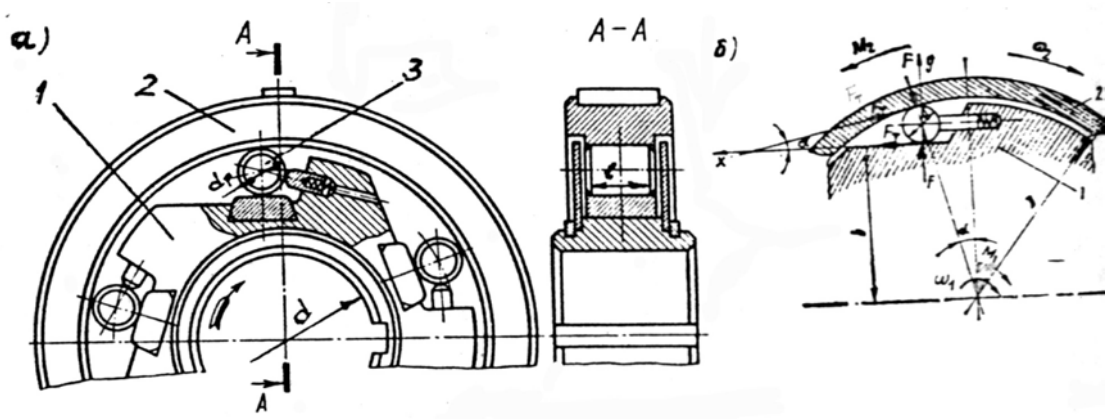
На фиг.3.95 са показани два предпазни съединителя, на които измервателният орган са цилиндрични винтови пружини. пружините се оразмеряват така, че при определена деформация на свиване изпълнителният орган прекратява връзката между дисковете. На фиг.3.95 а сачмите свиват пружините и излизат от отворите, докато при съединителя от фиг.3.95 б се оказва, че при даден въртящ момент нормалният натиск от пружините не е достатъчен и много дисковият съединител започва да буксува.



фиг.3.95. Видове предпазни съединители с пружини
а – пружините притискат сачми в отвори; б – пружините осигуряват необходим нормален натиск

13.4.2. Съединители с еднопосочно действие

Това са съединители, при които е определящ факторът – *направление на движението*. Действието им е автоматично. Предават въртящ момент само в една посока. Използуват се в металорежещите машини, автомобилите, мотоциклетите, велосипедите и др.



фиг.3.96. Съединител с еднопосочно действие
а- общ вид; б – силова схема

На фиг.3.96 а е показан съединител, при който звездата 1 е свързана с водещата част, чашката 2 с водената, а за междинно звено служи сепараторът и ролките 3.

Когато скоростта на движение на водещата част 1 е по-голяма от тази на водената 2, ролките застават в тясната страна на свободния ход с клинова форма, заклинват се между звездата и чашката и съединителят предава въртящият момент в показаната посока. Когато скоростта на въртене на звездата 1 намалее и стане по-малка отω_2, свободният ход на ролките дава възможност те да застанат в широкия край и връзката се прекъсва.. При нарастване на ъгловата скорост ω_1 до стойност, по-голяма от ω_2, свързването се осъществява отново и предаването на въртящ момент в показаната посока продължава.

Така описаната работа на съединителя става безшумно и многократно, тъй като елементите, които влизат в контакт, се изработват от подходяща стомана – ШХ12, ШХ15, 20Х, а също и високо-въглеродни и инструментални стомани с допустими контактни напрежения $[\sigma_B]$=900÷1200 Mpa.

Пресмятането на съединителя с еднопосочно действие се състои в проверка на ролките и работните повърхнини на контактната якост. Тъй като контактните напрежения са по-големи между ролката и плоскостта на звездата, определянето им става чрез формулата на Херц за контакт между цилиндър и равнина:

$$\sigma_н = 0{,}418\sqrt{\frac{2FE_{np}}{dl}}, \qquad (3.97)$$

където F е нормалната сила в мястото на контакта (фиг.3.106 б).

Големината на силата F се определя от равновесието на чашката на съединителя

$$\mathrm{M_B} = zF_T\frac{D}{2} = \mu zzF\frac{D}{2} \qquad (3.98)$$

и следователно за силата на натиск F се получава

$$F = \frac{2\mathrm{M_B}}{\mu zD}. \qquad (3.99)$$

От уравнение (3.99) се установява, че големината на силата на натиск зависи и от коефициента на триене μ. Като се има предвид условието за самозадържане, необходимо е $\mu \geq tg\frac{\alpha}{2}$.

Тогава максималната стойност на силата на натиск F_{max} е

(3.100) $$F_{\max} = \frac{2M_B}{zDtg\frac{\alpha}{2}}.$$

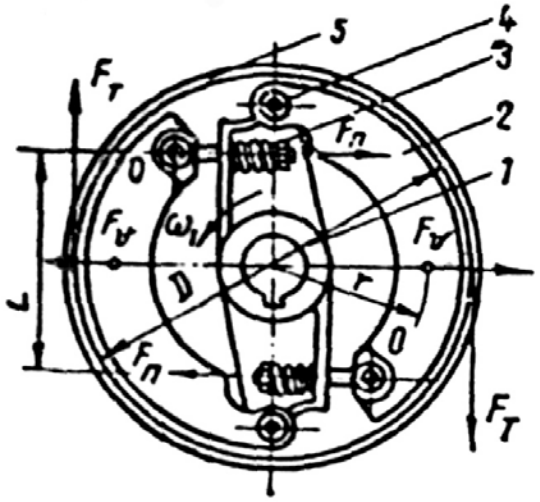
Препоръчваните конструктивни решения за съотношенията на елементите на съединителя са: диаметър на външната работна повърхнина $D=(6\div9)\,d$; ъгъл на клина $\alpha = 4\div10^{\circ}$; дължина на ролките $l=(1\div3)\,d_1$, където d_1 е диаметърът на ролката; $z=3\div8$ и повече - броят на ролките.

След заместване на определените величини в уравнение (3.97) за големината на контактното напрежение се получава

(3.101) $$\sigma_н = \sqrt{\frac{2M_B \cdot E_{np}}{zDd_1 ltg\frac{\alpha}{2}}} \le [\sigma_н].$$

13.4.3. Центробежни съединители

Това са съединители, при които определящ фактор е предварително избраната скорост за свързване и разединяване на два вала автоматично. Използуването на такъв съединител например дава възможност за пускане в движение на електродвигатели при малко натоварване и изключването им от системата при намаляване на скоростта на въртене, вследствие на претоварване.



фиг.3.97. Центробежен съединител с челюсти и регулиращи се пружини

На фиг.3.97 е показан центробежен съединител, комбиниран с ремъчна шайба за автоматично включване. Монтира се направо на вала на електродвигателя.

Към главината *1*, закрепена върху вала, са свързани чрез шарнирите 4 двете челюсти *2* с маса *m,* които са оформени като челюсти на спирачка. Помежду раменете на главината и свободните краища на челюстите е осъществена връзка посредством пружините *3*. Върху главината *1* е лагерувана ремъчната шайба *5* така, че да може свободно да се върти.

При включване на двигателя челюстите *2* се завъртат и създадената от това центробежна сила $F_{\upsilon} = mr\omega_1^2$ се стреми да ги притисне към вътрешната (работна) повърхнина на ремъчната шайба *5* с диаметър *D*. Моментът на триене, предизвикан от натиска на челюстите върху шайбата, ще бъде

$$\text{(3.102)} \qquad \mathrm{M_T} = \mu \cdot F_{\mathrm{N}} \frac{D}{2} = \mu\left(F_{\upsilon}^{'} - F_{пр}\right)\frac{D}{2},$$

където $F_{\upsilon}^{'}$ е приведената центробежна сила спрямо шарнира *O*.

Поради обратното действие на силата на пружините 3 - $F_{пр}$, съединителят ще започне да включва, когато големината на двете сили – центробежната и силата на пружината, се изравнят – точка A (фиг.3.99), т.е., когато ъгловата скорост на ротора на на електродвигателя е достигнала определена стойност $\omega_н$. Обикновено се приема тази скорост да бъде по-малка от 20 до 30% от номиналната. При нарастване на ъгловата скорост натискът на центробежната сила расте, а пружинната сила остава постоянна. Следователно настъпва момент, когато полученият триещ момент е достатъчен, за да преодолее съпротивителния момент и да задвижи работната машина. На фиг.3.98 този момент отговаря на точка B и съответно на ъгловата скорост $\omega_к$.

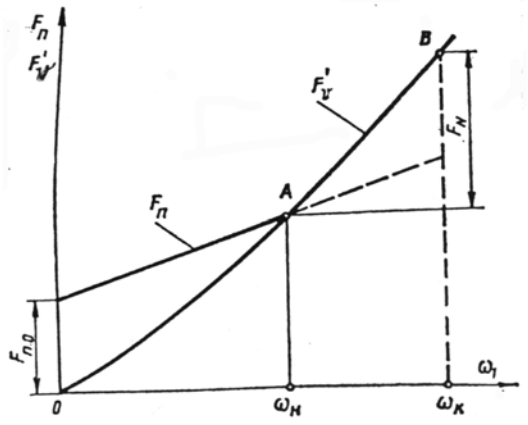
Когато се използува съществуващ съединител, е важно да се определи големината на началната ъглова скорост $\omega_н$, при която съединителят ще започне да работи. това може да стане чрез уравнение (3.102), като се има предвид, че моментът на триене е все още равен на нула, т.е. $F_{\upsilon}^{'} = F_{пр}$, или

$$\text{(3.103)} \qquad mr\omega_1^2 \frac{r}{r + \dfrac{l}{2}} = F_{пр},$$

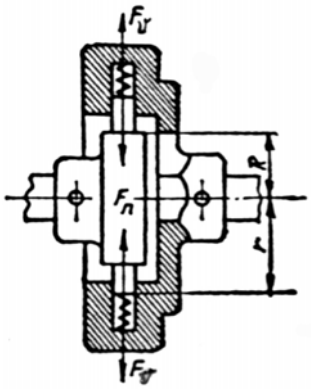
откъдето се определя ъгловата скорост $\omega_н$:

$$\text{(3.104)} \qquad \omega_н = \frac{1}{r}\sqrt{\frac{F_{пр}\left(r + \dfrac{l}{2}\right)}{m}}.$$

Полученият резултат показва, че скоростта на включване $\omega_н$, може да се изменя чрез промяна на силата на пружината $F_{пр}$, което става чрез промяна на предварителната деформация на пружината $F_{по}$, (фиг.3.98).



фиг.3.98. Графика на изменението на силите при включване на центробежен съединител



фиг.3.99. Центробежен съединител за автоматично изключване

При съединителите с автоматично изключване (фиг.3.99) триенето е създадено под натиска от действието на пружините $F_{пр}$, независимо от скоростта и противоположно на действието на центробежната сила F_{υ}. Моментът на силите на триене е

(3.105) $$M_T = \left(F_{пр} - F_{\upsilon}^{'}\right)\mu \cdot R.$$

При определена скорост, при която $M_T = 0$, съединителят се изключва.

Р А З Д Е Л Ч Е Т В Ъ Р Т И

МЕХАНИЗМИ

14. СТРУКТУРА НА МЕХАНИЗМИТЕ

14.1. ОСНОВНИ ПОНЯТИЯ

В първият раздел беше изяснено, че в повечето случаи машинният агрегат се състои от двигател, работна машина и предавателен механизъм. Работната машина обаче не винаги е елементарна механична система и в много случаи е трудно да се разграничат тези три елемента. В такива случаи машинният агрегат се разглежда като механизъм, на който върху едно от звената са приложени движещите сили, наричано изпълнително звено.. През време на работа тези звена или се въртят или се движат постъпателно, но като правило изпълняват просто движение. Например роторът на електродвигателя или буталото на двигател с вътрешно горене са задвижващи звена, а перката на вентилатор или буталото на компресор са изпълнителни звено.

В много случаи, дори като правило, характерът на движенията на задвижващите и изпълнителните звена не съвпадат и това налага между тях да се вмести механизъм или група механизми. Задачата им е да преобразуват въртеливо движение в постъпателно или постъпателно във въртеливо, и накрая, постъпателно в постъпателно и въртеливо във въртеливо. Това значи, че основният признак за съществуване на механизъм е преобразуване на механично движение. Типичен пример за това е въртящият се в лагерите ротор на електродвигател, защото при него електрическата енергия се преобразува във въртеливо движение без каквото и да било преобразуване на механично движение.

Необходимостта от допълнителни механизми за свързване е продиктувана в най-общите случаи от следното:

- необходимата скорост на работните органи зависи от особеностите на технологичния процес и почти винаги не съвпада с оптималната скорост на двигателната машина; в повечето случаи скоростта на движение на двигателната машина е по-голяма от тази на работната и тогава се използуват механизми, чрез които се намалява скоростта – наричат се редуктори; в случаите, когато се изисква да се увеличи скоростта, механизмът се нарича **мултипликатор;**

- повечето технологични и транспортни машини изискват регулиране на скоростта, докато регулирането на скоростта на двигателната машина не винаги е възможно и икономично; при много от машините скоростта се изменя стъпално (степенно) чрез скоростна кутия или без стъпално (безстепенно) чрез вариатор;

- двигателните машини се конструират за равномерно въртеливо движение, а в работните машини често се налага необходимостта от праволинейно, винтово и други движения със зададен закон на изменение на скоростта;

- има случаи, когато от конструктивни съображения (с оглед на габаритните размери на машината или от гледна точка на безопасността) двигателят не може да се свърже направо с главния вал на работната машина.

В някои случаи задачата за преобразуване на движение е лесно решима, но в техниката възникват значително сложни задачи на преобразуване на движение, особено в машините автомати и автоматични линии, за решаването на които се прилагат по-специални механизми.

Освен в машините, механизмите се използуват в измерителни уреди, апарати и различни технически устройства, т.е. разнообразието на механизмите в различните области на инженерната дейност е много голяма. Независимо от това разнообразие, чрез тях се решават сходни задачи и то в много различаващи се машини от най-различни и

нямащи нищо общо помежду си отрасли на техниката. Това са най-често голям брой еднотипни механизми, чиито методи за анализ, изчисляване и проектиране са едни и същи. Поради това в курса по машинознание ще бъдат разгледани най-универсалните механизми и елементите им.

Независимо от това дали един механизъм се употребява за предаване на движение, за преобразуване на движение или и двете заедно, той се характеризира с предавателното си отношение и със собствената си характеристика.

Предавателно отношение на един механизъм е отношението между скоростта на движение на изпълнителното му звено и скоростта на движение на задвижващото звено

$$\iota = \frac{d\propto}{d\varphi} = \frac{d\propto/dt}{d\varphi/dt} = \frac{\omega_\propto}{\omega_\varphi}, \qquad (4.1)$$

$$\iota = \frac{d\ell}{ds} = \frac{d\ell/dt}{ds/dt} = \frac{\vartheta_\ell}{\vartheta_s},$$

където $s, \varphi, \vartheta_s, \omega_s$ са съответно линейни, ъглови премествания и скорости на задвижващото звено;

$\ell, \propto, \vartheta_\ell, \omega_\propto$ - същите величини на изпълнителното звено.

Характеристика на механизма се нарича зависимостта между преместването на изпълнителното звено ℓ (или $\propto$) и преместването на задвижващото звено S (или φ),

$$\propto = \propto(\varphi), \qquad \ell = \ell(s). \qquad (4.2)$$

При предаване на механична енергия видът на движението може да бъде най-различен, но на практика се оказва, че най-удобно и най-лесно осъществимо в конструктивно отношение е кръговото движение. Обикновено тези механизми са с постоянно предавателно отношение и са известни като механични, пневматични, хидравлични и други предавки. В курса по машинознание се изучават механичните предавки.

За предаване на въртящ момент се използуват различни видове сцепвания и сили на триене. Чрез сцепване се предава движение в зъбните, верижните, зъбно ремъчните и винто-гаечните предавки, а чрез триене – в предавките с непосредствен контакт, наречени триещи (фрикционни), и в предавките с еластична връзка (ремъчни).

Както е известно от теоретичната механика, линейната скорост ϑ на точка от въртящ се елемент на механична предавка с ъглова скорост ω, на разстояние R от оста на въртене се определя по формулата

$$\vartheta = \omega R. \qquad (4.3)$$

Тази линейна скорост ϑ се нарича периферна, *m/s*.

Силата, която предизвиква въртенето на тялото, е перпендикулярна на радиуса на въртене R и се нарича периферна F_t, N. Зависимостта между тази сила, периферната скорост ϑ, *m/s* и предаваната мощност *N, w* е

$$N = F_t \vartheta. \qquad (4.4)$$

Периферната сила и въртящият момент са свързани чрез зависимостта

(4.5) $$M = F_t R,$$

а мощността *N, w*, моментът *M, Nm* и ъгловата скорост *ω, rad/s* чрез

(4.6) $$M = \frac{N}{\omega}.$$

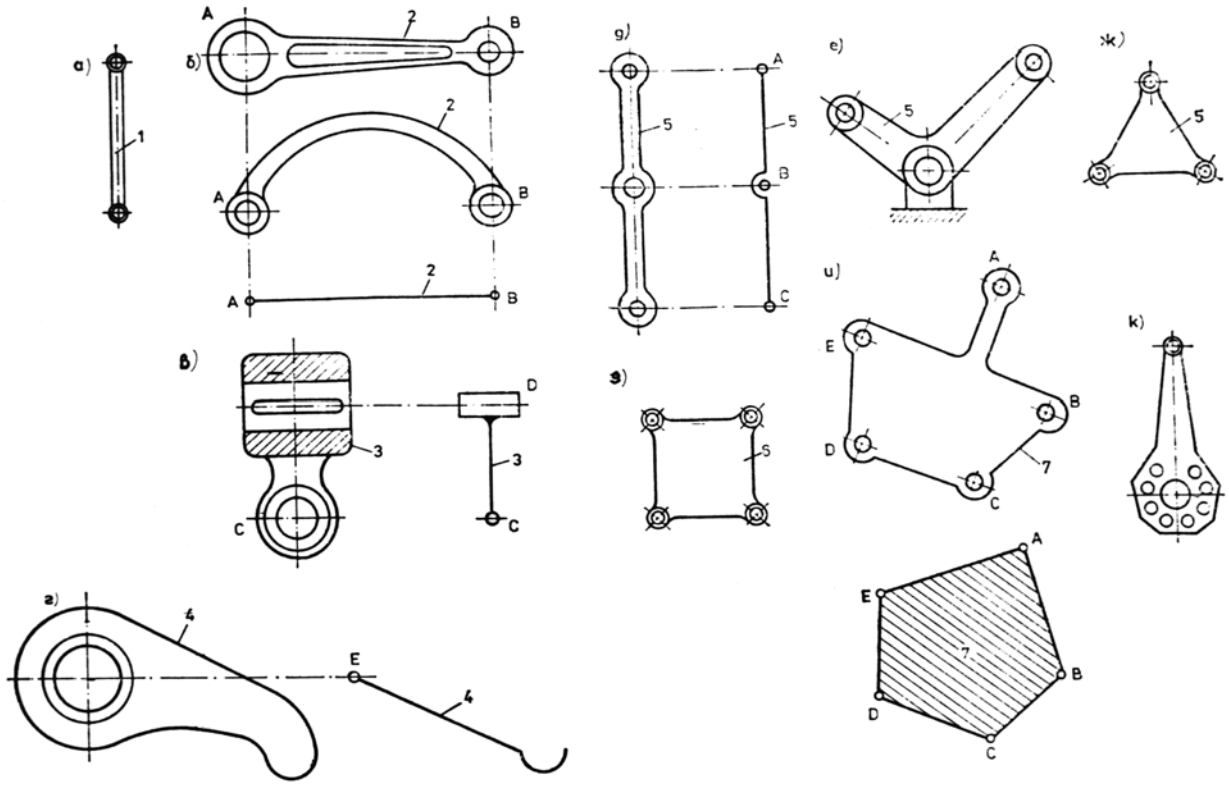
За удобство се приема за задвижващите и задвижваните елементи на предавката предаваната мощност да се означава с N_1 и N_2, предаваните моменти с M_1 и M_2 и ъгловите скорости – с ω_1 и ω_2 .

За механизмите изпълняващи по-сложни задачи, освен предавателното отношение, което най-често е променливо, от определящо значене е характеристиката им, т.е. дали успяват точно да възпроизведат необходимото движение на изпълнителното звено.

14.1.1. Кинематични звена. Видове.

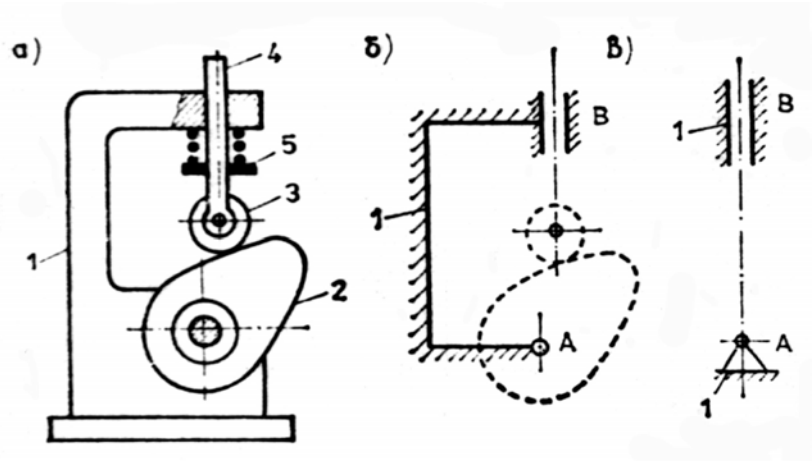
Както беше установено в раздел първи, кинематичното звено е обобщена част на механизма, най-често без видимо съответствие с конструктивния вид на изделието. Звеното се приема, че е абсолютно твърдо (не-деформируемо) тяло, което се изобразява с прави линии или триъгълници, но има случаи, когато на някои звена се налага да се отчете деформируемостта им.

Кинематичното звено има две и повече кинематични връзки, чрез които се свързва с други звена (фиг.4.1).



фиг.4.1. Кинематични звена
а-г – с две кинематични двоици; д-к – с повече от две двоици

На всеки механизъм едно от звената се приема условно за неподвижно и се нарича стойка.



фиг.4.2. Условно изобразяване на неподвижно звено - стойка

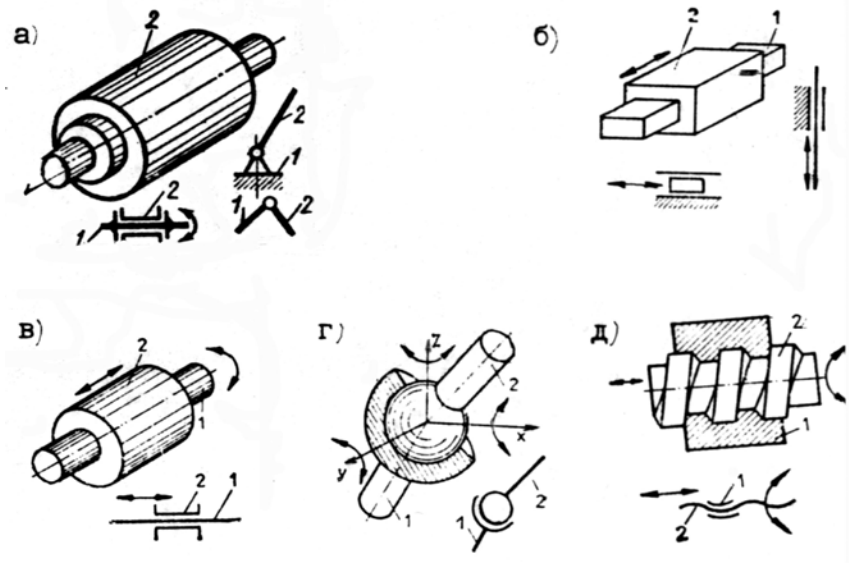
Изобразява се, както е показано на фиг.4.2 звеното 1. В повечето случаи стойката на механизма не се изобразява като цяло звено, а само на местата, където контактува с подвижните звена (фиг.4.2 в).

Както беше изтъкнато, подвижните звена на механизма в зависимост от основните им функции може да бъдат: задвижващи (водещи) – когато им е съобщено движение, което трябва да се преобразува от другите звена в необходимото движение; изпълнителни – извършващи движение, за което е предназначен механизма или машината; останалите звена между тях – междинни.

14.1.2. Кинематични двоици. Класификация на кинематичните двоици. Кинематични вериги.

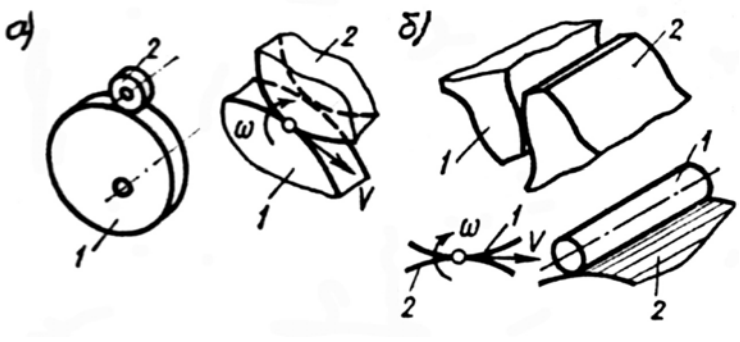
Геометричната форма на свързване на две звена така, че да се осигури относителното им движение, се нарича **кинематична двоица.**

Това означава, че наличието на кинематична двоица ограничава свободата на движение на елементите й. Когато допирането им става по повърхнина, двоицата се нарича елементарна, а когато се допират в точка или линии – контурна.



фиг.4.3. Елементарни двоици
а-шарнирна; б-плъзгаща; в-цилиндрична; г-сферична; д-винтова

Към елементарните двоици принадлежат въртящата (шарнирната) (фиг.4.3 а), плъзгащата (фиг.4.3 б), цилиндричната (фиг.4.3 в), сферичната (фиг.4.3 г) и винтовата двоица (фиг.4.3 д).



фиг.4.4. Контурни двоици
а-общ вид на изобразяване; б-два начина на изобразяване на контурна кинематична двоица на зъбен механизъм

На фигура 4.4 е показан общият вид на изобразяване на контурните кинематични двоици.

При относителното движение на звената, образуващи елементарна двоица, се получава плъзгане, а при контурните двоици е възможно плъзгане и търкаляне.

Съществуването на кинематичните двоици е възможно само когато има контакт между елементите им. При елементарните двоици контактът е постоянен и се осъществява чрез формата на допиращите се повърхнини, т.е. затварянето е геометрично. При контурните двоици контактът между елементите им се извършва с външна сила, т.е. силово, но в някои случаи се налага геометрично затваряне. Машинните елементи, които служат за силово затваряне на кинематичните двоици, не спадат към звената на механизма и при схематичното му изобразяване не се показват (пружината 5 на фиг.4.2 б).

Кинематичните двоици в зависимост от броя на ограниченията, които предизвикват в относителното движение на звената, или в зависимост от броя на степените на свобода, които допускат, се разделят на пет класа (по И.И.Артоболевски), съответно на пет рода (по В.В.Доброволски).

Ако с S се означи броят на ограниченията в двоицата, а с h броя на степените на свобода, следва че

(4.7) $$S=6-h\ .$$

Кинематичната двоица от *I* клас (пети род) налага едно ограничение и допуска пет от шестте независими прости движения, и т.н. Очевидно е, че броят на ограниченията може да варира от един до пет. При шест ограничения звената се свързват неподвижно, т.е. стават едно звено, а при нула ограничения звената са свободни и няма кинематична двоица.

Например кинематичната двоица от фиг.4.3 а налага пет ограничения и допуска едно независимо просто движение – ротация. Подобно е положението с кинематичната двоица от фиг.4.3 б, но тук независимото просто движение, което се допуска, е транслация. Това са кинематични двоици от V клас (първи род).

Кинематичната двоица от фиг.4.3 в налага четири ограничения и допуска две независими прости движения – ротация и транслация. Подобно е и положението на кинематичните двоица, показани на фиг.4.4 а, б. Това са кинематични двоици от IV клас (втори род).

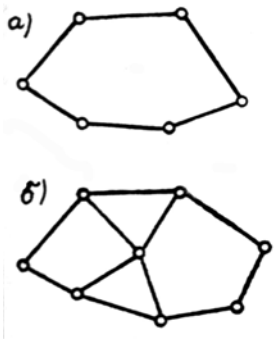
Кинематичната двоица от фиг.4.4 г налага три ограничения и допуска три независими прости движения – ротация около координатните оси. Това е кинематична двоица от III клас (трети род).

Кинематичната двоица от фиг.4.4 д налага четири ограничения, но не допуска две независими прости движения, тъй като при завъртането на винта около оста си той се премества и постъпателно по нея. Това преместване е пропорционално на ъгъла на

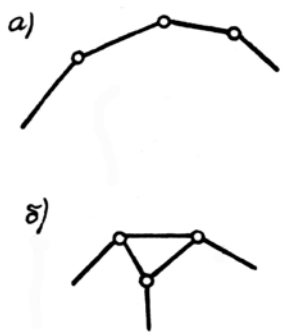
завъртане на точно определена стойност. Поради това винтовата двоица се отнася към V клас (първи род). Тя е елементарна двоица с геометрично затваряне.

Когато кинематичните двоици са от равнинни механизми, върху движението на звената има наложени три общи ограничения и затова трябва да се държи сметка за действителните възможности на звената да се движат. На практика обаче общите ограничения в движението на звената се налагат чрез целесъобразния избор и разположението на кинематичните двоици в кинематичната верига на механизма.

Кинематичната верига се получава, когато повече от две звена се свързват последователно или разклонено. Ако движението между звената е невъзможно, получава се твърда фигура. Когато движението на звената е възможно, кинематичната верига е затворена (фиг.4.5), но може да бъде и отворена (фиг.4.6).



фиг.4.5. Затворена кинематична верига



фиг.4.6. Отворена кинематична верига

В зависимост от вида на звената, които образуват кинематичните двоици, кинематичните вериги биват *елементарни* (всяко звено влиза в не повече от две кинематични двоици) (фиг.4.5 а, 4.6 а) и *сложни* – кинематичната верига има поне едно звено, което влиза в повече от две кинематични двоици (фиг.4.5 б, 4.6 б).

Когато едно от звената на кинематичната верига е неподвижно, затворената кинематична верига се превръща в механизъм. Но механизмът не винаги се образува от кинематична верига, тъй като има механизми (например хидравличните), в които може да липсва кинематична верига.

Ако всички точки на звената се движат в успоредни равнини, кинематичната верига е равнинна, но ако описват пространствени или равнинни криви, но разположени в различни неуспоредни равнини, кинематичната верига е пространствена. Най-голямо разпространение са получили равнинните кинематични вериги.

Когато кинематичната верига на един механизъм е изобразена по подходящ начин (условно), така че да могат да се задават основните размери на звената, тя се нарича *кинематична схема* на механизма. Строи се мащабно, като се изобразява всичко, което е необходимо за изучаване на движението на звената.

14.1.3. Степени на свобода на механизмите

Всяко подвижно звено на механизма, разглеждано като свободно тяло, има възможност да извърши шест независими прости движения спрямо всяко друго тяло, т.е. има шест степени на свобода на движение. При n на брой подвижни звена общият брой степени на свобода е $6n$. Наличието на кинематични двоица ограничава относителното движение на звената и следователно този брой е по-малък от $6n$. Всяка кинематична двоица от i-*ти* клас намалява броя на степените на свобода на движение на механизма на $6n-i$ и следователно за общия брой степени на свобода на движение h на пространствен механизъм се получава

(4.8) $$h = 6n - 5\rho_5 - 4\rho_4 - 3\rho_3 - 2\rho_2 - \rho_1 = 6n - \sum_{i=1}^{5} i\rho_i,$$

където ρ_i е броят на кинематичните двоици от *i-ти* клас;

i=1, 2, 3, 4, 5 – броят на ограниченията, които налагат кинематичните двоици.

Уравнение (4.8) се нарича *структурна формула на пространствените механизми.* Тя е предложена от Сомов (1887) и допълнена от Малишев (1923).

При равнинните механизми всяко свободно звено притежава три степени на свобода на движение и следователно n подвижни звена ще имат 3n степени на свобода. Тъй като равнинните механизми имат кинематични двоици от *IV* и *V* клас (позволяват две, съответно една степен на подвижност), общият брой на степените на свобода на движение 3n ще бъде съответно намален, т.е.

(4.9) $$h = 3n - 2\rho_5 - \rho_4.$$

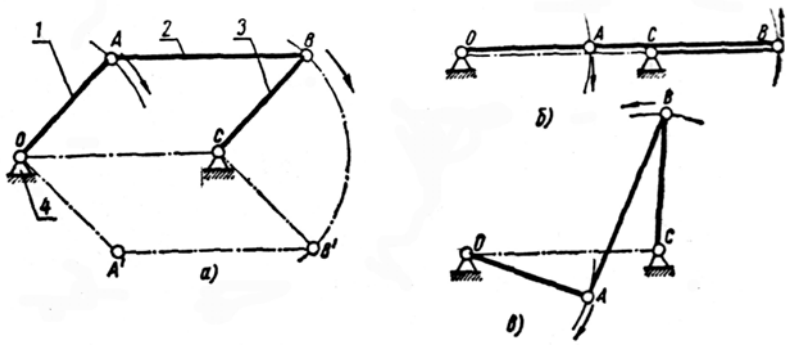
Уравнение (2.2) се нарича *структурна формула на равнинен механизъм* и е предложена от П.Л. Чебишев (1869).

За механизми, в които няма възможност за относителна ротация между звената, се използува предложената от Доброволски (1937) формула

(4.10) $$h = 2n - \rho_5.$$

Формулата на Чебишев е изведена при предположение, че механизмът не съдържа излишни ограничения или подвижности. Това трябва да се има предвид, тъй като в някои случаи се прибавят кинематично излишни звена към кинематичната верига на механизма.

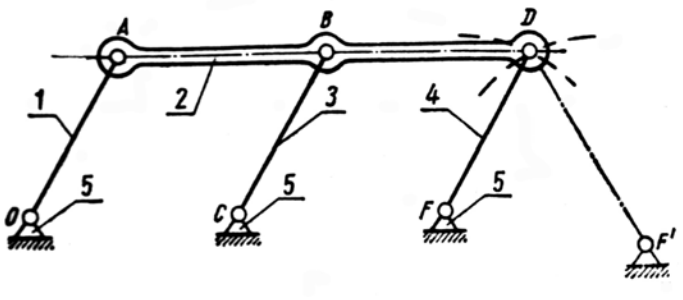
Възможно е, за да се избегне двузначност в движението на изпълнителното звено (какъвто е случаят с механизма, показан на фиг.4.7 а, когато попадне в гранично положение – фиг.4.7 б, и да не промени първоначалното положение на звената си от случайно въздействие (фиг.4.7 в), да се прибави едно кинематично излишно звено, например звеното *4* (фиг.4.8).



фиг.4.7. Шарнирен лостов механизъм
а-при движение; б-гранично положение; в-влияние на случайно въздействие

Точка *D* описва окръжност с център *F* без значение, дали звеното *4* съществува или не. Получава се механизъм с двоен паралелограм, но с недостатъчна степен на свобода, тъй като съгласно с уравнение (4.9)

(4.11) $$h=3.4-2.6=0.$$

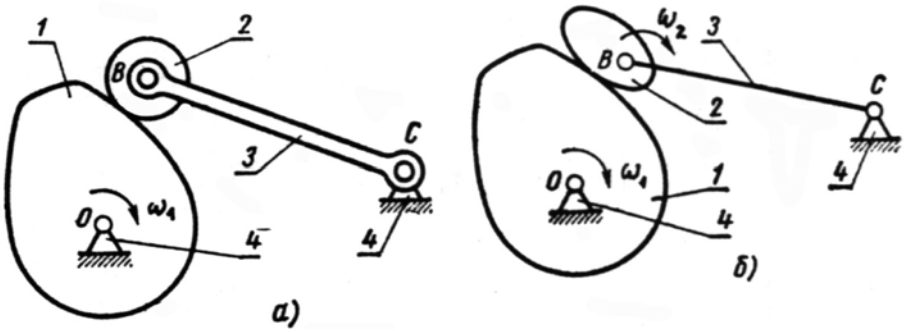


фиг.4.8. Възможност за превръщане на лостов механизъм във ферма

В действителност, ако на механизма размерите са избрани така, че *OA=BC=DF*, той може да заеме всяко следващо положение, определено от положението на звеното *1*. Следователно механизмът има една степен на свобода. Ако обаче звеното *4* е например с по-голяма дължина, както е показано с осова линия на фиг.4.8, механизмът действително е със степен на свобода нула и се превръща във ферма.

Подобни резултати се получават, когато към кинематичната верига се прибави кинематично излишно звено, за да се разпредели натоварването върху повече звена или да се подобри устойчивостта на механичната система.

Когато елементите на контурната двоица от силов механизъм са острие и дъга, за да се намали триенето между тях, в кинематичната верига се прибавя кинематично излишно звено – ролка, чиято ротация около оста й е излишна степен на свобода.



фиг.4.9.Механизми с контурни двоици
а - с една излишна степен на свобода; б - с две степени на свобода

Например гърбичният механизъм (фиг.4.9 а) според формулата на Чебишев има две степени на свобода *(h=3.3-2.3-1=2),* но положението на изпълнителното звено *3* се определя само от положението на задвижващото звено *1* – гърбицата. Ротацията на ролката *2* около оста *B* не влияе на движението на останалите звена и следователно механизмът е с една излишна степен на свобода.

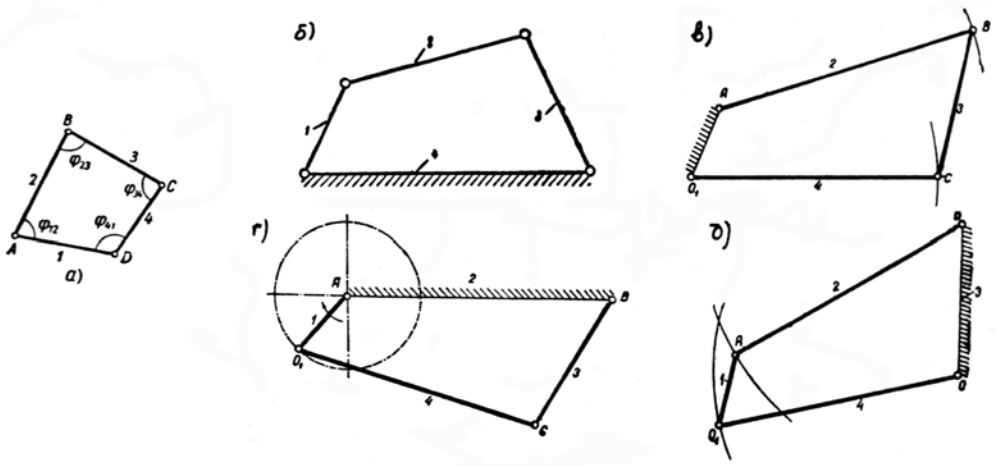
Когато радиусът на ролката не е постоянен (фиг.4.9 б) или оста на въртене не съвпада с геометричния център на ролката, механизмът има действително две степени на свобода. В този случай положението на изпълнителното звено *3* зависи както от положението на гърбицата, така и от положението на ролката.

14.1.4. Структурна схема на механизмите

Структурната схема на механизмите дава информация за кинематичното предназначение на звената и вида на кинематичните им двоици. Чрез нея се установява кои и колко са подвижните звена, кои са задвижващи и какво е взаимното им разположение, определено от вида на кинематичните двоици.

Съставянето на схемата, т.е. структурният синтез на механизмите със затворена кинематична верига, започва с избора на подходящ вариант, получен чрез последователно

приемане за стойка на различните звена от веригата. За равнинна затворена кинематична верига с елементарни кинематични двоици, с една степен на свобода от уравн. (4.9) т.е. $1=3n-2p_5$, може да се определи броят на подвижните звена п и на елементарните двоици p_5. Най-малкото цяло число $n>1$, при което се удовлетворява уравнението, е $n=3$ и следователно $p_5=4$.



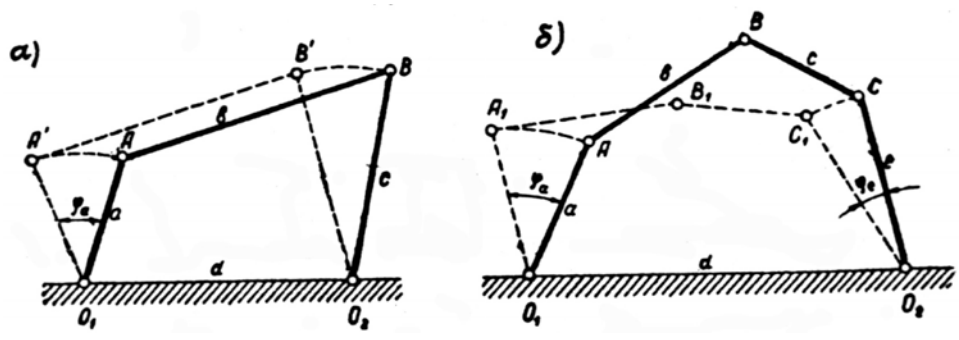
фиг.4.10. Затворена кинематична верига от четири звена и вариантите й

На фиг.4.10 а е показана затворена кинематична верига от четири звена, едно от които трябва да се обездвижи, и четири шарнирни двоици, а на фиг.4.10 б, в, г, д – четири механизми, получени чрез инверсия, т.е. последователен избор на някое от подвижните звена за стойка.

Ако затворената кинематична верига с елементарни двоици е с две степени на свобода, съгласно с уравн. (2.2) минималният брой подвижни звена и кинематични двоици е $n=4$ и $p_5=5$.

На всяка затворена кинематична верига с една степен на свобода може да се зададе произволно само един параметър (обобщена координата), който да определя относителното положение на останалите звена. Например на кинематичната верига, показана на фиг.4.10 а, след като се определи стойката и се превърне в механизъм, може да се зададе един от ъглите $\varphi_{12}, \varphi_{23}, \varphi_{34}$ и φ_{41}.

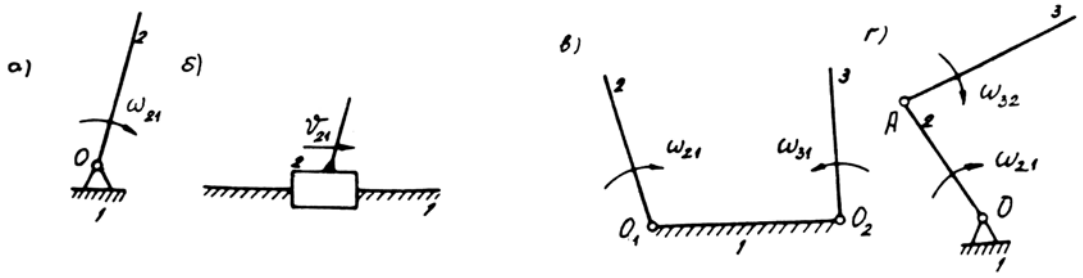
На кинематичните вериги с две степени на свобода, за да се определи положението на звената, е необходима да се зададат два независими параметри.



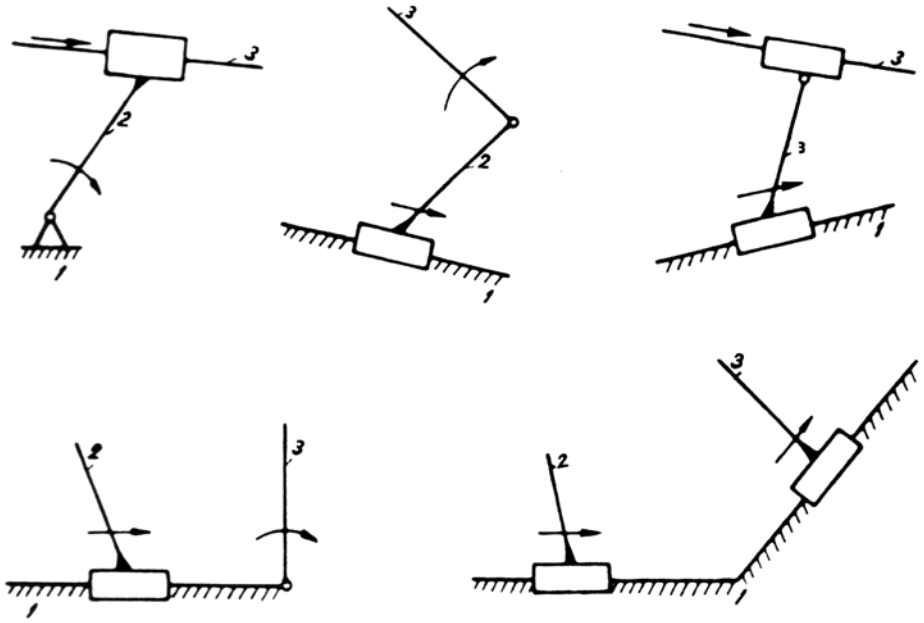
фиг.4.11. Затворена кинематично верига
а – с една степен на свобода б – с две степени на свобода

На фиг.4.11 са показани две затворени кинематични вериги, превърнати в елементарни механизми, на които са зададени необходимите обобщени координати: на механизма с една степен на свобода (фиг.4.11 а) – ъгълът φ_α, а на механизма с две степени на свобода (фиг.4.11 б) – ъглите φ_α и φ_e.

Звеното, на което се задава законът на движение, се нарича задвижващо (водещо) и на кинематичната схема се изобразява със стрелка, показваща посоката на движение.



фиг.4.12. Задвижващи звена
а-б – с една степен на свобода; в-г – с две степени на свобода

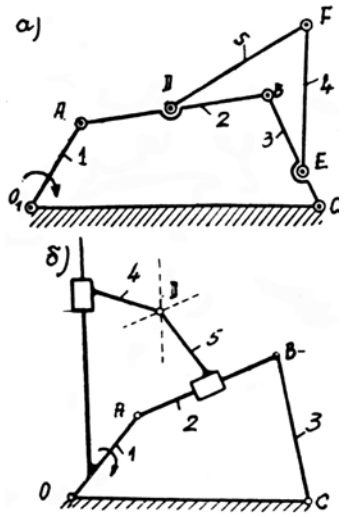


фиг.4.13. Задвижващи звена с плъзгащи двоици с две степени на свобода

Задвижващите звена извършват винаги просто движение (ротация или транслация), като при механизмите с една степен на свобода видът им е един от показаните на фиг.4.12 а, б. На фиг.4.12 в, г са показани два вида задвижващи звена на механизъм с две степени на свобода, влизащи само в шарнирни двоици. Чрез замяната им с плъзгащи двоици могат да се получат следните пет вида, показани на фиг.4.13. По същият начин могат да се получат и други групи задвижващи звена за осигуряване на повече от две степени на свобода на движение. На практика повечето механизми имат една степен на свобода, а механизми с повече от две степени на свобода се срещат много рядко.

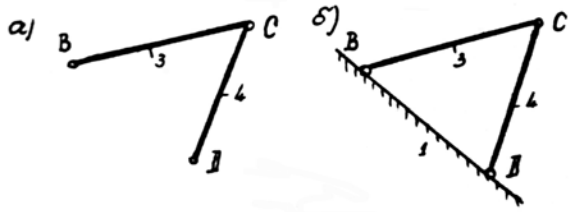
Когато е необходимо да се синтезира много-звенен механизъм, т.е. механизъм с брой на подвижните звена повече от три, установяването на възможните варианти чрез уравн.(4.9) е много сложно. В този случай е по-удобно да се състави структурната схема на механизма чрез последователно прибавяне на кинематични вериги със степен на свобода нула, наречени *структурни (нулеви) групи,* както е показано например на фиг.4.14.

Към задвижващото звено 1 са прибавени последователно нулевите групи (2,3) и (4,5). Много-звенните механизми са винаги сложни, тъй като имат звена, които образуват повече от две кинематични двоици.



фиг.4.14. Механизми с две нулеви групи

Този метод за синтез на механизмите е предложен от Л.В.Асур през 1918 г. и по-късно в негова чест нулевите групи са наречени *асурови.* Ако такава група се присъедини с външните си двоици само към стойката, получава се неподвижна система (ферма), както е показано за една нулева група на фиг.4.15.



фиг.4.15. Преобразуване на нулева група във ферма

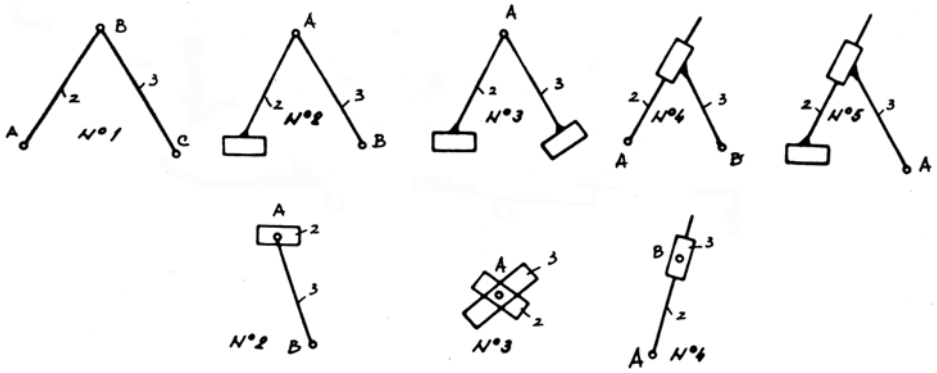
Характерното за асуровите групи е това, че са отворени кинематични вериги, т.е. имат външни (потенциални) двоици, в състава на които не влизат контурни двоици от *IV* клас. Броят на степените на свобода на асуровите групи е $h = 3n - 2\rho_5 = 0,$ т.е.

(4.12) $$3n = 2\rho_5.$$

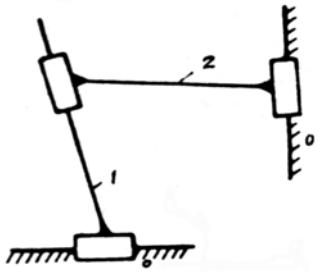
Броят на елементарните кинематични двоици p_5 и броят на звената п в групата могат да бъдат само цели числа. Тъй като дясната част на (4.12) - $2p_5,$ е четен брой, следва, че n трябва да бъде също четен брой - $n = 2.\kappa(\kappa = 1,2,3,...)$ и тогава $3.2.\kappa = 2p_5.$ Като се замени κ последователно с целите числа 1, 2, 3, … и т.н., за броя на кинематичните двоици p_5 и следователно за броя на звената п , се получава поредица от комбинации.

Първите две или три от тях имат практически смисъл.

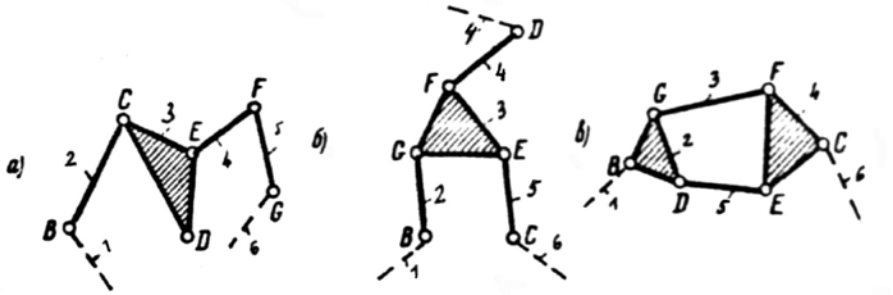
Най-разпространена е групата от две звена и три елементарни кинематични двоици, класифицирани от Асур като група от II клас. Характерното за тази група, отбелязана с номер 1 на фиг.4.16 е, че кинематичните двоици са само шарнирни. Чрез последователната им замяна с плъзгащи се двоици се получават останалите варианти с номера 2, 3, 4 и 5. Изключение прави едновременната замяна и на трите шарнирни двоици с плъзгащи, тъй като се оказва, че групата не е нулева, а има една степен на свобода. Това се доказва лесно, ако към външните плъзгащи двоици се присъедини стойка (фиг.4.17). Получава се подвижна кинематична верига, която съгласно с (4.9) има една степен на свобода ($\left(h = 2n - \rho_5 = 2.2 - 3 = 1\right)$. Следователно това е механизъм.



фиг.4.16. Асурови групи от II клас – 2 звена и 3 елементарни двоици

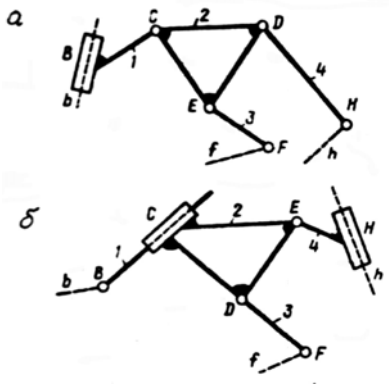


фиг.4.17. Група от две звена и три елементарни двоици (плъзгащи) - механизми



фиг.4.18. Групи от четири звена и шест елементарни двоици

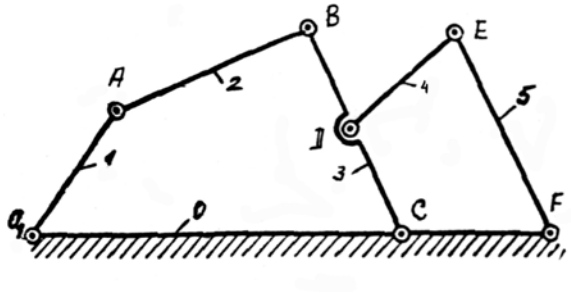
Практически интерес представлява и кинематичната верига от четири подвижни звена, образуващи шест елементарни двоици (фиг.4.18). Характерното за групата е, че съдържа звено, което образува три двоици (тернарно). Възможно е веригата да се разпадне на две групи от II клас (фиг.4.18 а). Когато тернарното звено образува с останалите три звена вътрешни двоици (фиг.4.18 б), кинематичната верига не може да се разпадне на две елементарни групи от *II* клас. Такава група е от *III* клас. Чрез замяна на шарнирните двоици с плъзгащи се получават 15 варианта, два от които са показани на фиг.4.19.



фиг.4.19. Варианти от група от III клас

Когато групата е с две тернарни звена и образува четири вътрешни и две външни двоици (фиг.4.18 в), тя е от *IV* клас. Характерното за нея е, че звената й образуват четириъгълен затворен контур.

Структурната класификация чрез метода на Асур улеснява синтеза на сложните равнинни механизми. Най-напред се синтезира основният елементарен механизъм, като към групата на задвижващите звена и стойката се свързва подходяща асурова група чрез външните й двоици. След това се добавят нови групи, чиито външни двоици се свързват или със звената на елементарния механизъм (фиг.4.14), или със звено от механизма и със стойката (фиг.4.20) до получаване на желаната кинематична верига.



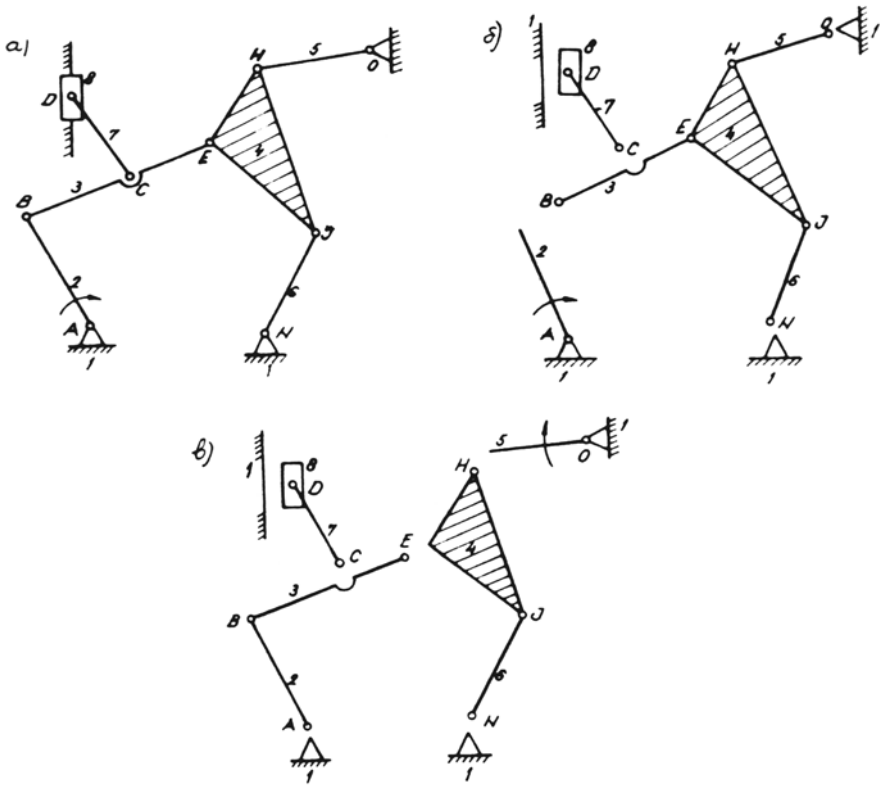
фиг.4.20. Допълнително свързване на нулеви групи (4, 5) към основния механизъм

Структурният анализ на механизмите намира по-голямо приложение. В този случай кинематичната схема на изследвания механизъм се разчленява на структурни групи, за да се определят съставът и редът на свързването им. Тъй като процедурата е обратна на синтеза, най-напред се отделят отдалечените с външни звена от задвижващото звено и последователно се прави опит да се отдели асурова група от *II* клас (две звена и три двоици). Отделянето е успешно, ако не се прекъсва връзката между останалите звена и те продължават да образуват затворена кинематична верига със съответния брой степени на свобода. В противен случай се прави опит за отделяне на група от III клас (четири звена и шест двоици). След успешното последователно отделяне на асуровите групи остава групата на задвижващите звена.

Ако в резултат на структурния анализ се установи, че кинематичната верига освен задвижващо звено има само една асурова група, такава верига се нарича *елементарен механизъм.* Ако в състава на веригата влизат две и повече групи от един и същи клас, се получава *съставен механизъм*. Но ако групите са от различни класове, механизмът е *комбиниран.*

Класът на механизма се определя от групата с най-висок клас, но механизмът от I клас се състои от подвижно звено и стойка, образуващи елементарна двоица (фиг.4.12 а, б). В някои случаи е възможно механизмът от III клас да се превърне в механизъм от *II* клас след подходяща смяна на задвижващото звено. Класът му се определя като смесен от *II – III* клас. Голяма част от механизмите спадат към *II* или смесен *II – III* клас.

Пример за механизъм от *II – III* клас е показан на фиг.4.21 а. Задвижващо е звеното *2*, а външните звена на кинематичната верига са *5, 6 и 8.* Прави се опит да се отдели групата от *II* клас (*5, 4*), но опитът е неуспешен, защото се прекъсва връзката на звеното *6* с останалите звена. Следващият опит да се отдели група от *II* клас е със звената (*6, 4).* Той е също така неуспешен по същите причини, но опитът със звената (*8, 7)* се указва успешен. Останалите четири звена (*3, 4, 5 и 6)* образуват асурова група от *III* клас с вътрешно тернарно звено 4 (фиг.4.21 б). Следователно изследваният механизъм е от *III* клас – комбиниран.



фиг.4.21. Пример за механизъм от II – III клас

Важно е да се припомни, че структурата на механизма е условна и зависи от избора на задвижващото звено. Ако за показания пример се приеме, че задвижващото звено е *5*, тогава механизмът се формира от групите, както следва (вж.фиг.4.21 в): *II (7, 8) – II (2, 3) – II (4, 6),* т.е. механизмът е от *II* клас или по-точно смесен от *II – III* клас.

14.1.5. Кинематично преобразуване на равнинни механизми

Асуровата класификация изисква в състава на механизмите да има само елементарни двоици. Макар и с недостатъци, за сега тази класификация е най-подходяща и за това се налага да се заменят условно контурните двоици в механизмите с елементарни. Замяната трябва да бъде кинематично еквивалентна, а това може да стане, ако се изпълнят следните две условия:

- моделът и оригиналът да имат същия брой степени на свобода;
- да се запазят кинематичните параметри на изпълнителното звено (преместване, скорост и ускорение) за разглежданото положение.

Нека оригиналът е механизъм с n подвижни звена, p_5 – броят елементарни двоици от V клас и $\rho_4^к$ - броят на контурни двоици от IV клас. Отстраняването на контурните двоици ще наложи увеличаване на броя на подвижните звена с $п'$ и на елементарните двоици от V клас с $\rho_5^{'}$. Първото условие за еквивалентност изисква

$$3n - 2\rho_5 - \rho_4^к = 3\left(n + n^{'}\right) - 2\left(\rho_5 + \rho_5^{'}\right), \text{ или}$$

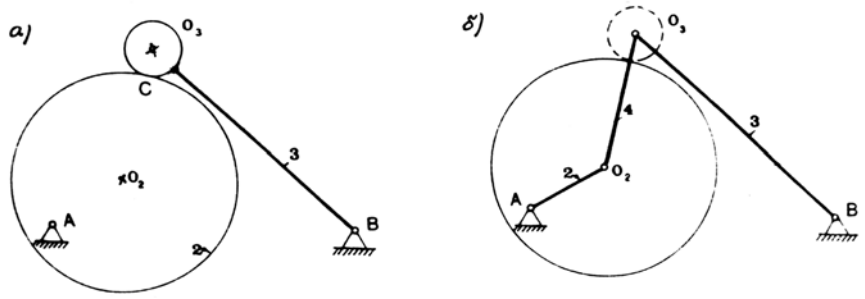
$$\rho_5^{'} = \frac{3n^{'} + \rho_4^к}{2}. \qquad (4.13)$$

Ако в механизма има само една контурна двоица, от уравн. (4.13) следва зависимостта

(4.14) $$\rho_5^{'} = \frac{3n^{'}+1}{2}.$$

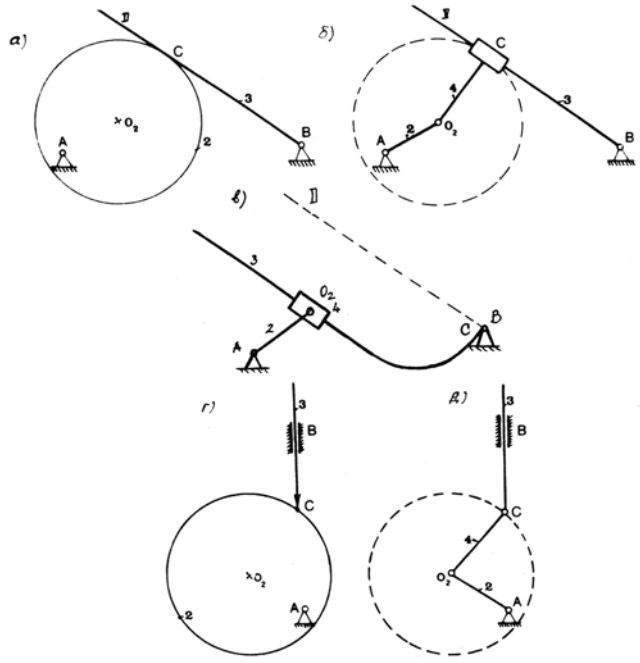
Най-простото решение (от безброй много) на (4.14) е $n^{'}=1$, $p_5=2$, т.е. една контурна двоица може условно да се замени с едно ново звено и две елементарни двоици от *V* клас, които новото звено образува със звената на контурната двоица.

Второто условие за еквивалентност се изпълнява чрез подходящ избор на новото звено, вида и положението на двете елементарни двоици от *V* клас. В зависимост от това, дали замяната на контурната двоица става за целия работен цикъл, за някакъв интервал от работния цикъл или само за някакъв момент, механизмите биват: кинематично еквивалентни механизми за целия работен цикъл; за определен интервал от работния цикъл; моментно кинематично еквивалентни механизми.



фиг.4.22. Кинематично преобразуване на механизъм с контурна кинематична двоица

На фиг.4.22 а е показан механизъм с контурна кинематична двоица, чиито профили представляват окръжности с радиуси O_2C и O_3C. Както се вижда от фигурата, при движението на механизма контурната двоица осигурява постоянно разстояние между точките O_2 и O_3 на звената *2* и *3*. Следователно замяната може да стане с допълнителното звено *4*, което чрез шарнирните кинематични двоици O_2 и O_3 се свързва със звената *2* и *3*. По този начин се получава кинематично еквивалентен механизъм с елементарни двоици за целия работен цикъл (фиг.4.22 б).



фиг.4.23. Варианти на кинематично преобразуване на механизми за цял работен цикъл

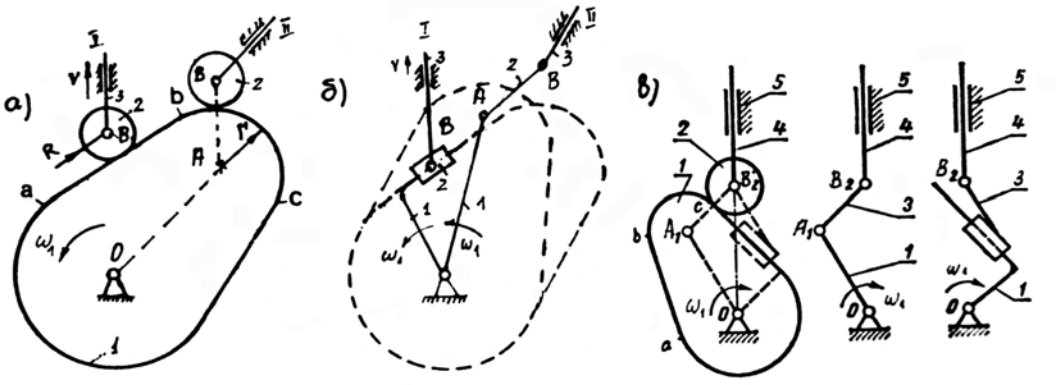
На фиг.4.23 а е показан механизъм с контурна кинематична двоица, чиито елементи са кръг с радиус O_2C и правата BD. Чрез тази двоица се осигурява постоянно разстояние от правата BD до центъра O_2 и затова може да се замени със звеното *4,* като се свърже чрез шарнирната кинематична двоица O_2 със звеното *2* и чрез плъзгащата кинематична двоица C със звеното *3* (фиг.4.23 б). Полученият механизъм е също еквивалентен за целия работен цикъл. На фиг.4.23 в е показан друг вариант на същия механизъм, като вместо правата BD е използувана успоредна на нея права, минаваща през точка O_2.

На фиг.4.23 г, д е показан механизъм и съответният кинематично еквивалентен механизъм за целия работен цикъл, като е осигурено разстоянието $O_2C=const.$

Когато профилите на контурната кинематична двоица в някои участъци са разнородни (дъга от окръжност, права или точка), замяната се извършва за отделните участъци.

На фиг.4.24 а ролката *2* с радиус R се допира в един участък (от a до b) от профила на гърбицата *1* по права линия, а на следващия участък (от b до c) по дъга от окръжност с радиус r.Следователно за отделните интервали от работния цикъл се получават два кинематично еквивалентни механизми, както е показано на фиг.4.24 б, а при допиране в преходна точка – фиг.4.24 в.

Когато контурните кинематични двоици имат профили с променлив радиус на кривина, те могат да се заменят с отговарящи на тях дъги от окръжности за съответните точки на допиране. Това е възможно, тъй като е известно от диференциалната геометрия, че реалната крива и заменящата я дъга от окръжност в точката на допиране са еквивалентни до производните от втори рид включително. Следователно заменящият механизъм е кинематично еквивалентен на основния в същата степен, т.е. положенията, скоростите и ускоренията на едноименните точки от двата механизма са еднакви.



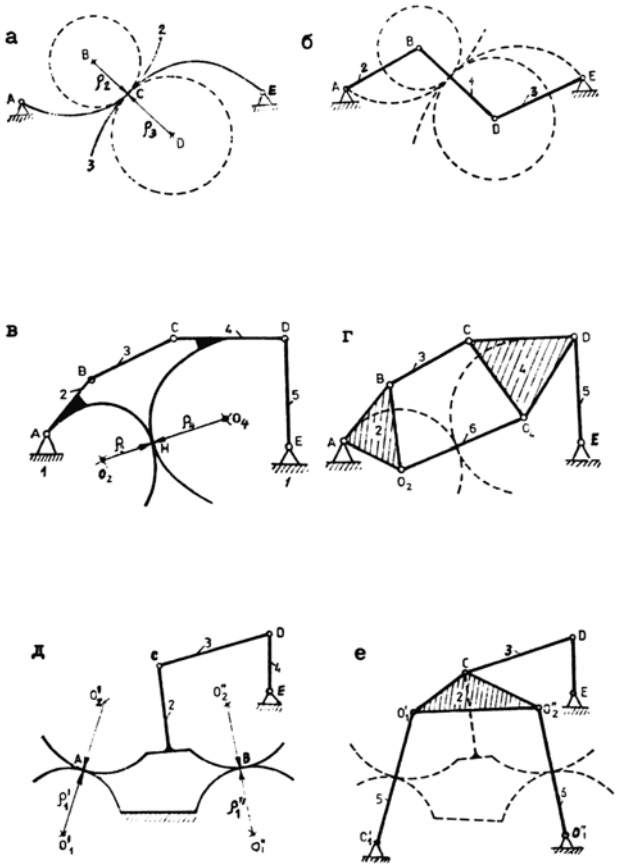
фиг.4.24. Варианти на кинематично преобразуване на механизми за отделни интервали на работния цикъл

На фиг.4.25 а, б, д са показани механизми с контурни двоици, а на фиг. 4.25 б, г, е – техните моментни кинематично еквивалентни механизми.

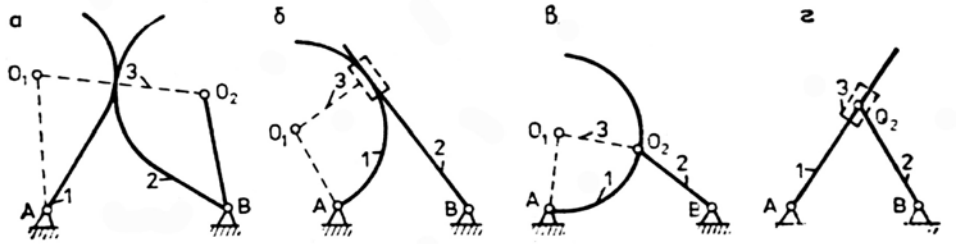
Възможните варианти на условна замяна на контурните двоици с елементарни се свежда до четирите броя, показани на фиг.4.26.

14.2. СТРУКТУРНО КОНСТРУКТИВНА КЛАСИФИКАЦИЯ НА МЕХАНИЗМИТЕ

За изучаването на огромния брой механизми, разнообразни по своя принцип на работа, структура и конструктивно оформяне, и тяхното правилно приложение при проектирането на нови машини е необходима класификацията им. Върху този проблем са работили много изследователи и са създали различни класификации. Целта на всяка класификация е да се групират механизмите така, че за механизмите от една група да се прилагат еднакви методи на структурен, кинематичен и динамичен анализ.



фиг.4.25. Механизми с контурни двоици и моментните им кинематично еквивалентни механизми

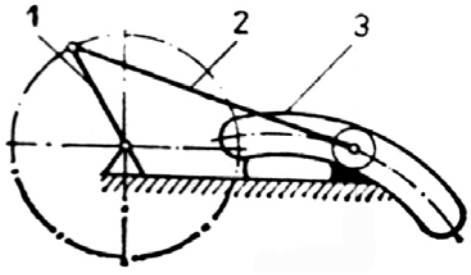


фиг.4.26. Четири възможни варианта за условна замяна на контурните двоици с елементарни

Според И.И. Артоболевски по структурно конструктивни особености механизмите се делят на седем основни групи: **лостови, гърбични, зъбни, винтови** и **клинови**, фрикционни, механизми с гъвкави връзки и други видове комбинирани механизми.

Лостови механизми. Най-голяма е групата на лостовите механизми, тъй като са едни от най-простите и затова много употребявани. Те са равнинни и пространствени. Обект на изучаване в този курс са само равнинните механизми.

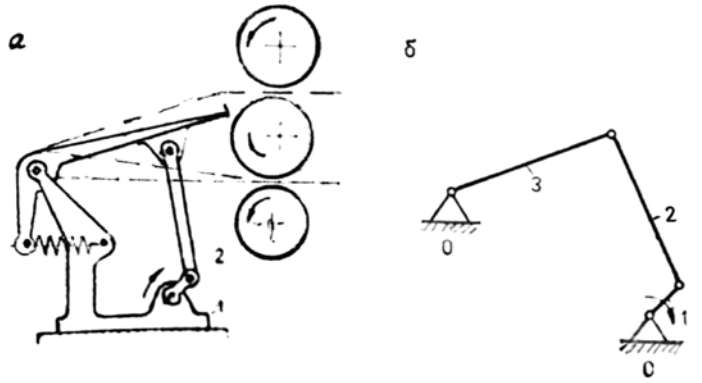
Най-простият двузвенен лостов механизъм представлява рамо, въртящо се около неподвижна опорна точка (фиг.4.12 а).



фиг.4.27. Три-звенен лостов механизъм

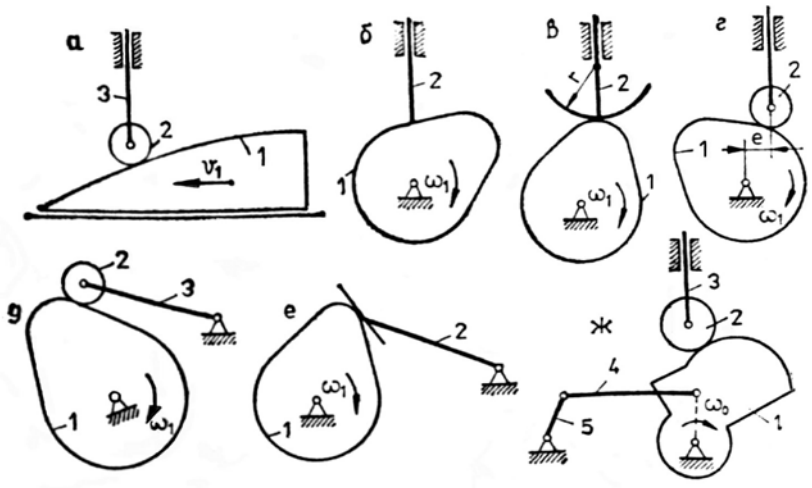
На фиг.4.27 е показан три-звенен механизъм. При въртенето на лоста 1 цилиндричният палец на лоста *2* се плъзга в канала на тялото *3*.

Пример за четири-звенен четири-шарнирен механизъм е подемната маса на листопрокатния стан (фиг.4.28 а). Стойката на механизма се приема за неподвижно звено на кинематичната схема (фиг.4.28 б). Лостът *1* в случая е задвижващ, прави пълно завъртане и се нарича коляно. Лостът *3* се колебае (осцилира) и се нарича кобилица. Звеното *2* предава движението от коляното на кобилицата, като извършва общо равнинно движение и се нарича мотовилка.



фиг.4.28. Пример за четири-звенен лостов механизъм
а – подемна маса на листопрокатен стан; б – кинематична схема на подемната маса

Гърбични механизми. В съвременните производствено-технологични машини се изпълняват сложни технологични процеси. Много операции от тях трябва да се осъществяват чрез сложни закони на движение на работните им органи. Възпроизвеждането на тези закони се извършва най-лесно чрез гърбични механизми.



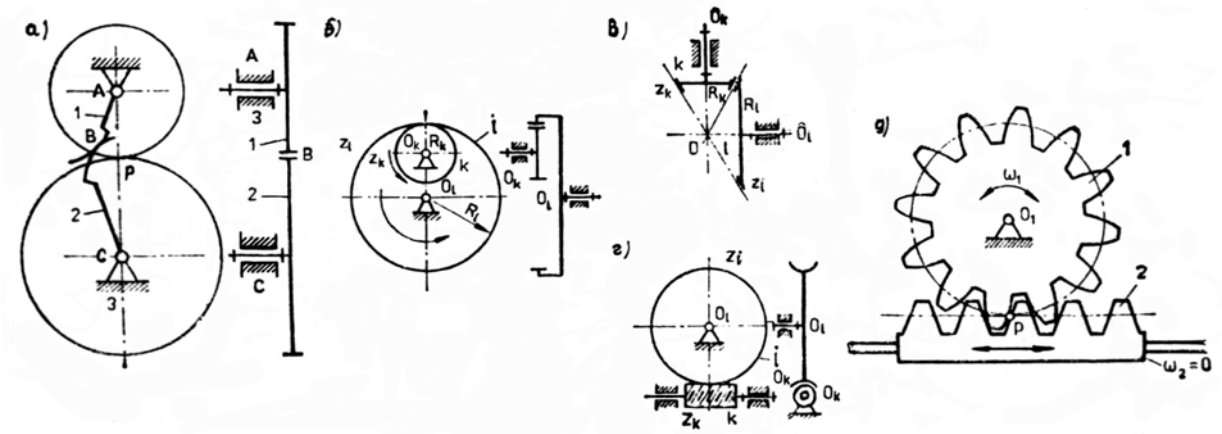
фиг.4.29. Видове равнинни гърбични механизми

Равнинните гърбични механизми са три-звенни с контурна кинематична двоица (фиг.4.29). Елементите на контурната двоица представляват взаимо-обвиващи се повърхнини, едната от които се приема от конструктивни съображения, а втората се конструира в зависимост от условията за относителното движение на звената. Следователно кинематичният ефект на гърбичните механизми се осигурява чрез профилирането само на профила на гърбицата.

Зъбни механизми. Зъбните механизми са голяма група механизми, които може да се разглеждат и като много-гърбични механизми, чиито гърбици от две въртящи се звена се зацепват последователно (фиг.4.30 а) и затова се наричат механизми с периодични контури.

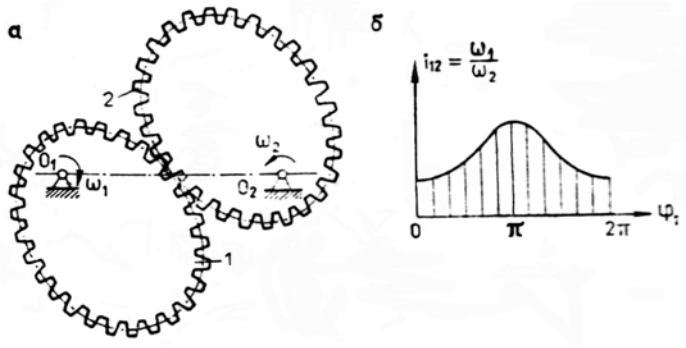
Два съседни гърбични профила на едно звено образуват зъб, а два зъбни профила от задружно работещи зъби в равнинното сечение са взаимо-обвиващи се криви.

Зъбните механизми се използуват за предаване на въртеливо движение с постоянно или променливо предавателно отношение, а когато едното зъбно колело е с безкрайно голям радиус (зъбен гребен), тогава служат за преобразуване на въртеливото движение в транслационно и обратно (фиг.4.30 д).



фиг.4.30. Видове зъбни механизми с кръгли зъбни колела

Зъбните механизми с постоянно предавателно отношение са с кръгли зъбни колела, а тези с променливо – с не кръгли. На фиг.4.30 са показани на зъбни механизми с кръгли зъбни колела (цилиндрични) (фиг.4.30 а, б), конусни (фиг.4.30 в) и червячни (фиг.4.30 г), а на фиг.4.31 е даден пример на механизъм с не кръгли (елиптични) зъбни колела.



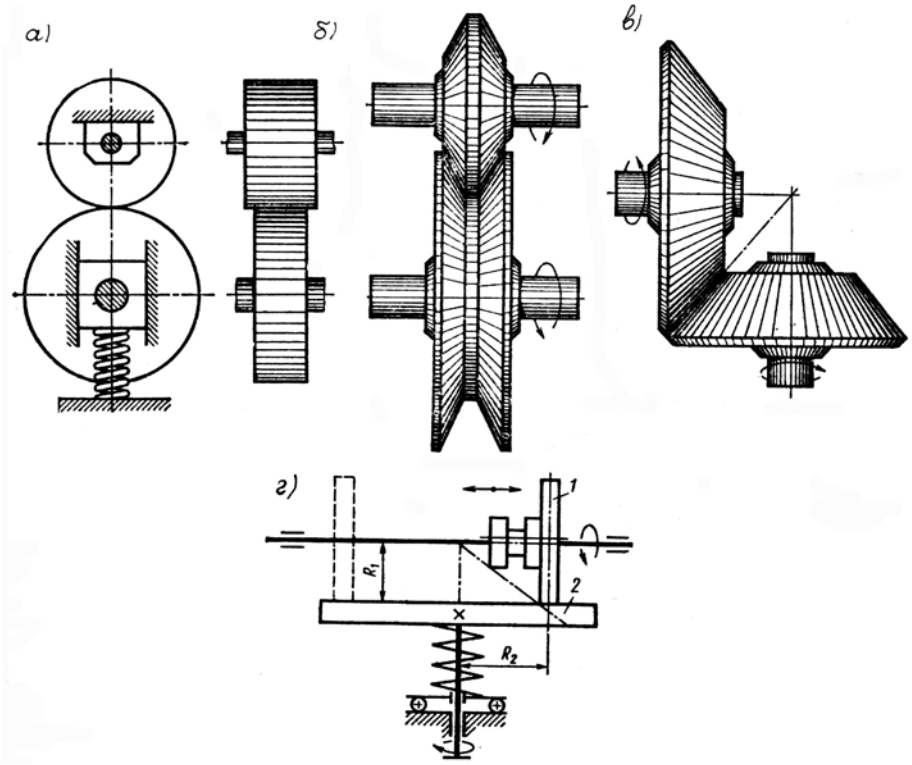
фиг.4.31. Зъбен механизъм с не кръгли зъбни колела

Фрикционни механизми. Механизми, в които за предаване на движение между звена, образуващи контурна двоица, се използува сила на триене, се наричат фрикционни. Това са три-звенни механизми за предаване на въртеливо движение между успоредни (фиг.4.32 а, б) или пресичащи се (фиг.4.32 в) геометрични оси на валовете.

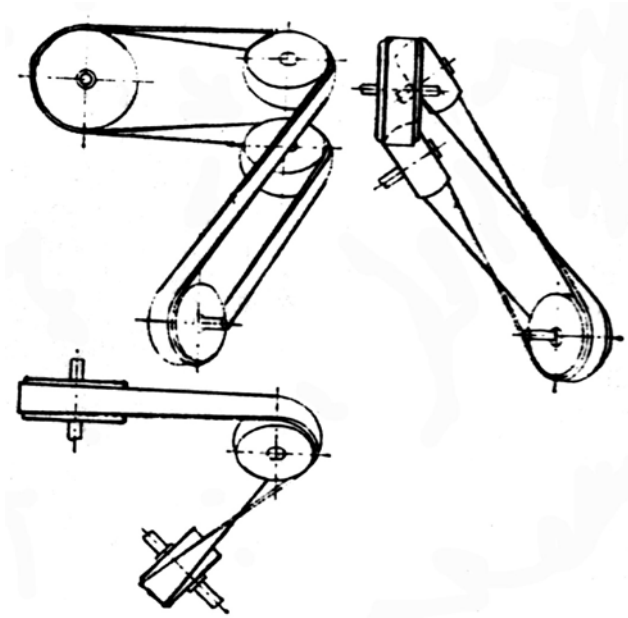
Поради това, че дисковете *1* и *2* са притиснати един към друг със сила *Q*, по допирната линия възниква сила на триене, която увлича воденият диск. Големината на предаваният въртящ момент се определя от силата на триене и радиуса на задвижващото колело.

Голямо разпространение са получили фрикционните механизми с регулируема ъглова скорост на изходящия вал – вариатори, например този на фиг.4.32 г.

Механизми с гъвкави звена. При тези механизми предаването на движение от едно твърдо звено на друго не става директно, а с междинен елемент – гъвкаво звено. Това може да бъде ремък (с различна форма на напречното сечение), въже, верига и др.



фиг.4.32. Видове фрикционни (триещи) механизми



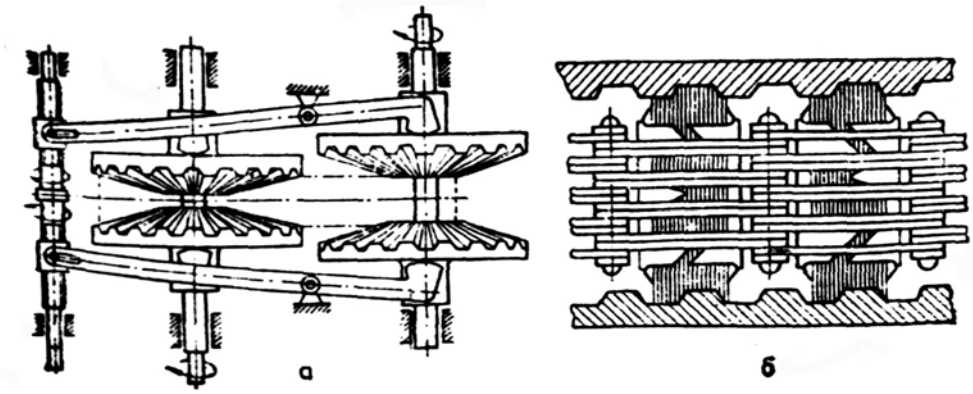
фиг.4.33. Ремъчни предавки

На фиг.4.33 е показан механизъм, чрез който може да се осъществи предаване на движение между валове с почти произволно разположение на осите и при значително разстояние между тях.

На фиг.4.34 е показана верижна предавка с променливо предавателно отношение, тъй като едното от верижните зъбни колела не е кръгло.

Ремъчните и верижните механизми се използуват и като вариатори. Чрез тях се осъществява плавно изменение на ъгловата скорост на задвижвания вал при постоянна ъглова скорост на задвижващия. На фиг.4.35 а е показан вариатор с пластинчата верига (фиг.4.35 б).

фиг.4.34. Верижна предавка с променливо предавателно отношение

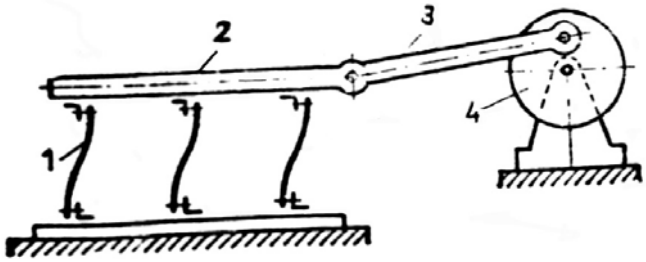


фиг.4.35. Вариатор с пластинчата верига

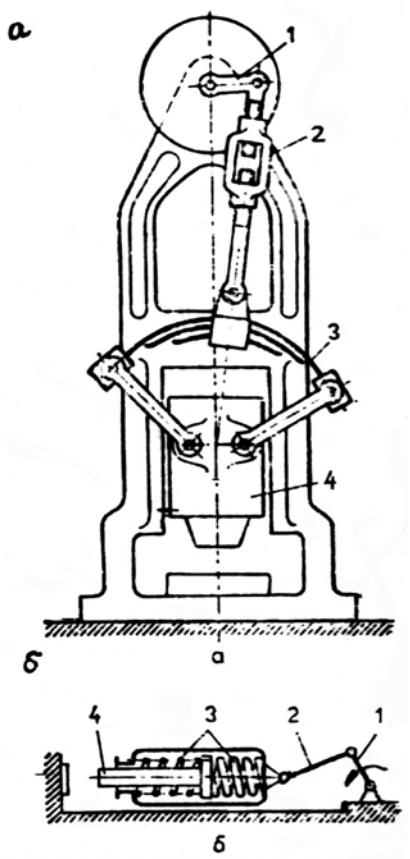
Когато едната двойка конусни колела се приближава и веригата се отдалечава от оста на въртене, другата двойка колела се раздалечава и веригата се приближава към оста на въртене, осигурявайки плавна промяна на ъгловата скорост на задвижвания вал.

Механизми с еластични елементи. Съществува голяма група механизми, в състава на които влизат елементи с голяма еластичност (пружини, ресори, еластични валове и др.). Характерът на движението на твърдите звена (с пренебрежимо малка еластична деформация) на един механизъм зависи съществено от това, в коя част на кинематичната му верига е включен еластичен елемент.

Ако включването на еластичният елемент е между стойката и подвижните звена, влиянието му върху движението на звената може да се отчете като външно натоварване.Към този вид механизъм се отнася конвейерът, показан на фиг.4.36. На фиг.4.37 са дадени два варианта на пружинен чук, при които еластичният елемент е включен между твърдите звена.



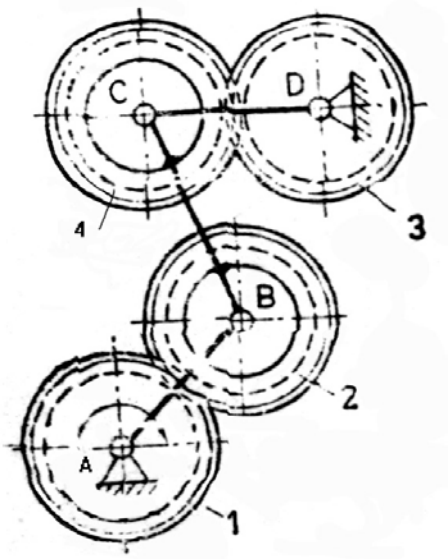
фиг.4.36. Конвейер с еластични звена



фиг.4.37. Два варианта на пружинен чук

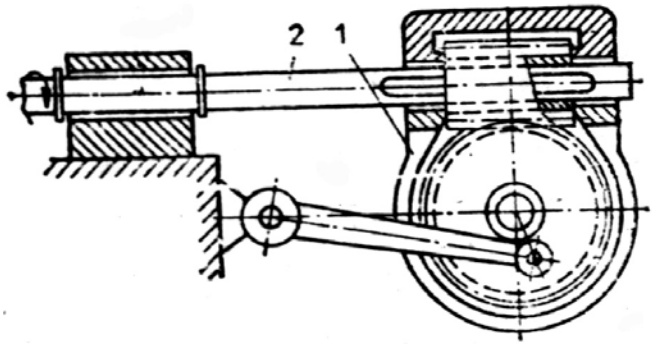
В този случай движението на чука *4* не зависи само от движението на коляното *1*, а и от деформацията на ресора 3 (фиг.4.37 а) или пружините *3* (фиг.4.37 б), т.е. от режима на работа на механизма. Следователно движението на чука *4* може да се определи само с уравненията на движение на динамиката, а не чрез геометрични методи. В това именно се различават съществено механизми с еластични елементи от тези само с твърди звена.

Други видове механизми. Комбинирането на различни механизми се налага поради търсене на възможности за изпълнение на по-разнообразни закони на движението на изпълнителното звено. Това означава, че разнообразието на получените комбинации е много голямо.



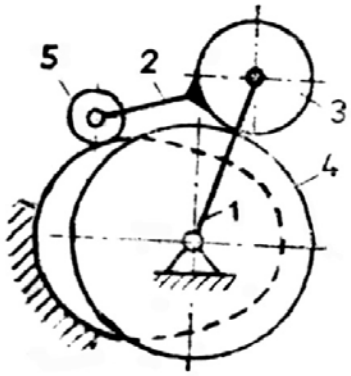
фиг.4.38. Комбиниран зъбно-лостов механизъм

На фиг.4.38 е показан зъбно-лостов механизъм, на който върху лоста *BC* са закрепени неподвижно зъбни колела *2* и *4,* зацепени със зъбните колела *1* и *3*.



фиг.4.39. Комбиниран червячно-лостов механизъм

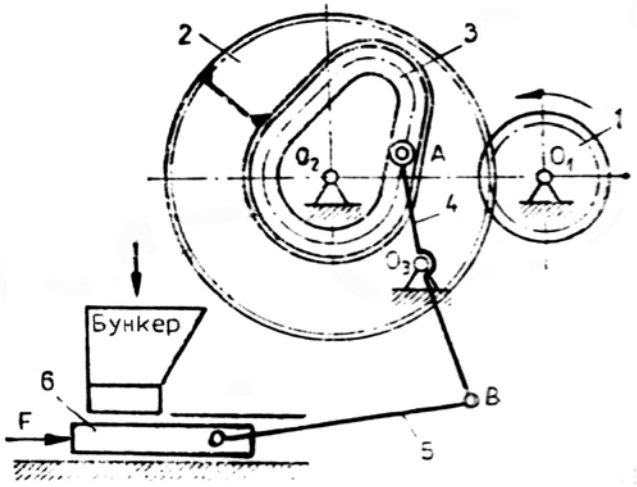
На фиг.4.39 е дадена комбинация от червячен и лостов механизъм, чрез която въртеливото еднопосочно движение на вала *2* осъществява възвратно-постъпателно движение на каретката *1*.



фиг.4.40. Комбиниран гърбичен и планетен механизъм

Комбинация на гърбичен и планетен механизъм е показан на фиг.4.40. Чрез нея се създава възможност за получаване на най-различни закони на движение на изпълнителното звено.

На фиг.4.41 е показана комбинация на зъбен, гърбичен и коляно-мотовилков механизъм за осигуряване на ритмичност в работата на хоризонтална преса.



фиг.4.41. Комбиниран зъбен, гърбичен и коляно-мотовилков механизъм

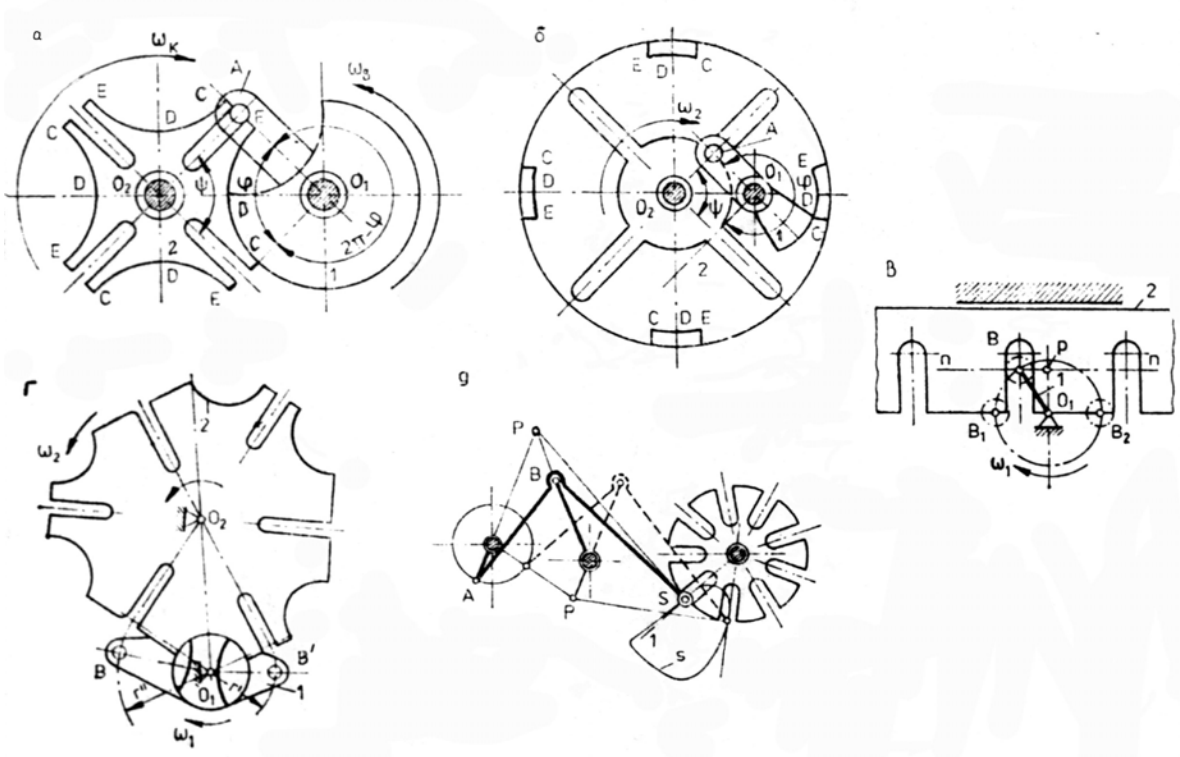
Механизми с променлива структура. Прилагат се широко в съвременните машинни автомати и могат да бъдат чисти – например, лостови зъбни и др., и комбинирани. Промяната на структурата се планира от конструктора предварително, когато е необходимо: да се предпазят звената на механизма от случайни претоварвания; за осигуряване на исканите по технологични причини закони на движение на изпълнителното звено в зависимост от наличието или липса на пълно натоварване (например бързо преместване на изпълнителното звено при липса на натоварване и бавно преместване – след прилагане на натоварването); изменение на скоростта, посоката на движението на изпълнителното звено или осъществяване на спиране на движението му, без да се спре движението на задвижващото звено.

Малтийски механизми. При механизацията и автоматизацията на работните процеси често се налага да се осъществи движение на изпълнителното звено с престои. Това може да стане например чрез използването на механизми, които преобразуват непрекъснатото въртеливо движение на изпълнителното звено. Най-голямо приложение са намерили гърбичните, малтийските и храповите механизми. На фиг.4.42 са показани различни варианти на конструктивно решение на малтийски механизми.

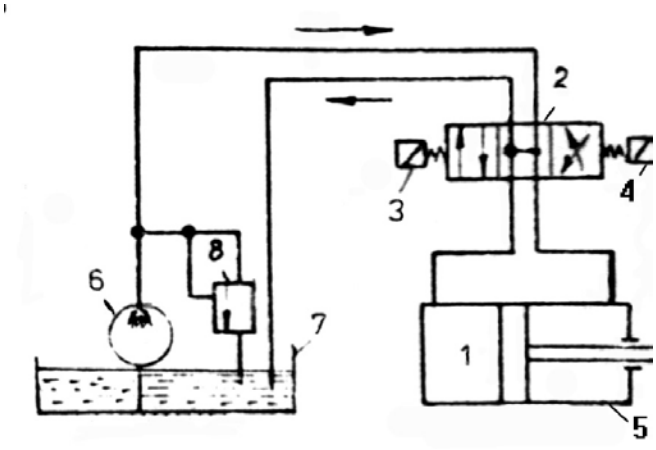
Хидравлични и пневматични механизми. Характерно за тях е, че преобразуването на движение става чрез комбинация на твърди и флуидни тела. На фиг.4.43 е показана схема на хидравличен механизъм.

Предназначен е за задвижване на буталото *1* наляво и надясно в зависимост от положението на подвижния елемент на разпределителя *2*. Този елемент получава последователно движение от електромагнитите *3* и *4*.

Схемата на пневматичният механизъм е аналогична, като само помпата *6* е заменена с източника на сгъстен въздух и вместо с резервоара *7* се осигурява връзка с атмосферата.



фиг.4.42. Видове малтийски механизми



фиг.4.43. Схема на хидравличен механизъм

15. АНАЛИЗ НА МЕХАНИЗМИТЕ

Механизмите и машините се изучават чрез определяне на масовите, силовите, кинематичните и динамичните им характеристики. Тъй като кинематичната схема на механизма или машината е синтезирана, определянето на масовите параметри в първо приближение не представлява трудност. Но окончателните размери на застрашените сечения на звената могат да се установяват едва след точното определяне на силите, действуващи върху тях. Това е възможно, ако се определят всички сили, които се проявяват по време на движението на звената. Големината на тези сили е пропорционална на линейните и ъгловите ускорения на звената, т.е. необходимо е да са познати кинематичните им параметри. Това означава, че трябва да е определен законът на движението на звената, което е задача на динамиката. Точното определяне на закона на движение е свързано с необходимостта от наличието на точно определени масови и силови параметри на звената, а това означава, че задачата е нерешима.

Взаимната обвързаност на решенията при анализа на механизмите и машините налага това да става чрез последователни приближения до момента, когато резултатите от две последователни решения се различават до толкова, колкото е допустимата грешка при изчислението. Въпреки това в настоящето изложение, макар и условно, анализът на механизмите е разделен на кинематичен, силов и динамичен, тъй като всеки раздел има специфични задачи, които се допълват взаимно.

15.1. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ НА МЕХАНИЗМИТЕ

15.1.1. Задачи и методи на кинематичния анализ

Специфична задача на кинематичния анализ е изучаването на движението на звената от геометрична гледна точка, т.е. без да се отчита влиянието на силите, които действуват върху тях. Схемата на механизма, размерите на звената и законът на движение на задвижващото звено (равномерна ротация или транслация) трябва да са зададени. В резултат на кинематичното изследване последователно се определят:

- положението на звената и траекториите, описвани от определени точки на механизма;
- линейните скорости на определени точки и ъгловите скорости на звената;
- линейните ускорения на определени точки и ъгловите ускорения на звената.

При движението на повечето механизми се наблюдава периодичност и поради това кинематичното изследване се извършва само за един период. Най-напред се прави структурен анализ и се определя последователността на подреждането на асуровите групи.

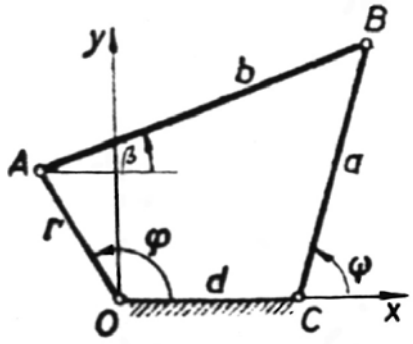
След това се определят кинематичните параметри на групата на началните звена. Кинематичният анализ на асуровите групи става в последователността на свързването им с групата на началните звена, като на всеки клас асурова група съответствува определен начин на кинематичен анализ. Тук изследването е ограничено за групите от II клас като най-разпространени..

Кинематичното изследване на механизмите може да се извърши аналитично или графо-аналитично (метод на плановете и метод на кинематичните диаграми). Графо-аналитичните методи са по-прости и нагледни, но по-неточни и за разлика от аналитичните методи имат частен характер, т.е. не дават възможност за разкриване на зависимостите между отделните параметри, които влияят на решението.

Аналитичните методи имат значителни предимства, тъй като развитието и усъвършенствуването на техническите изчислителни средства спомагат за усъвършенствуването и внедряването на тези методи.

В зависимост от вида на прилаганите математични методи аналитичните методи могат да се разделят на *методи на векторната алгебра, комплексните числа и координатни методи.*

Често употребяван метод на векторната алгебра за анализ на механизми със затворена кинематична верига (фиг.4.44) е метод на затворения векторен контур.



Фиг.4.44. Механизъм със затворена кинематична верига

Това е така, защото всеки затворен кинематичен контур е едновременно и затворен векторен контур, както е например с показания на фиг.4.44 механизъм. Звената на механизма се заменят с векторите *r, b, a* и *d*, като алгебрически това се записва с равенство, в което сумата от всички вектори е равна на нула. Условието затвореност на векторния контур в равнинните механизми дава достатъчен брой уравнения за определяне на неизвестните величини. На практика това условие се използува по два начина:

1. Уравнението на затворения векторен контур се проектира върху осите на подходящо избрана координатна система (фиг.4.44) и се заменя със система от две скаларни уравнения, колкото е и броят на неизвестните величини;
2. Уравнението на затворения векторен контур се повдига на квадрат, като едната страна на уравнението съдържа само една неизвестна величина.

Двата метода се използуват поотделно или в комбинация.

На шарнирният четири-звенник от фиг.4.44 са зададени дължините на звената и положението, скоростта и ускорението на задвижващото (водещото) звено *OA*, т.е. зададен е законът на движение на водещото звено φ, $\omega = \dot{\varphi}$ и $\varepsilon = \ddot{\varphi}$. Необходимо е да се определят положенията, скоростите и ускоренията на останалите звена.

Ако задачата се решава чрез векторното уравнение на затворения векторен контур, например $\vec{OA} + \vec{AB} = \vec{OC} + \vec{CB}$, след като се проектира върху координатните оси, се получават следните уравнения

$$r\cos\varphi + b\cos\beta = d + \alpha\cos\psi\,,$$

(4.15)

$$r\sin\varphi + b\sin\beta = \alpha\sin\psi.$$

Тези уравнения определят положението на механизма, тъй като от тях може да се определят неизвестните ъгли β и ψ и координатите на шарнирната двоица B. Чрез диференциране на двете уравнения по времето се намират ъгловите скорости и ускорения на звената.

Ако изследването става чрез комплексни числа, решението е следното. Приема се ос y за имагинерна и се определят положенията на особените точки на механизма чрез комплексни числа, като двете скаларни уравнения (4.15) се изразяват чрез едно уравнение

(4.16) $$re^{i\varphi} + be^{i\delta} = d + \alpha^{i\psi}\,,$$

от което след диференциране по времето се получават зависимости между скоростите и ускоренията.

Координатните методи дават възможност за определяне на положенията на звената на механизма без участието на вектори или комплексни числа. Например, прилагайки метода на Молошкин, механизмът се разделя на няколко отворени кинематични вериги поради разделянето на една (или няколко) кинематична двоица. За всяка отворена кинематична верига чрез уравненията за преобразуване на координатите се намира положението на елементите на отворената кинематична двоица (точка, линия, повърхнина). Това става чрез въвеждане на относителни координатни системи, които са прикрепени към отворените кинематични вериги и се движат заедно с тях. Положението на координатните системи спрямо абсолютната координатна система се определя от ъгли, които са еднакво ориентирани и служат като спомагателни неизвестни. Така задачата се опростява за всеки междинен етап и решаването й може да стане само със синусовата и косинусовата теорема.

След приравняване на координатите, които определят тези елементи за всяка от две съседни кинематични вериги, образувани при разделянето на една и съща кинематична двоица, се получава система уравнения, съдържащи неизвестните величини.

За изходни данни при кинематичното изследване се използуват: кинематичната схема на механизма в съответен мащаб, свързана с координатната система, и аналитичната зависимост за изменение на обобщените координати като функция от времето, броят на които зависи от броя на степените на свобода на движение на механизма $q_1 = q_1(t),\ \ q_2 = q_2(t)\cdot\ldots$

Обобщени координати на механизма могат да бъдат ъгловите координати, които характеризират положението на задвижващите звена с ротационно движение $q_1=\varphi_1$, $q_2=\varphi_2$…и линейните координати, които определят положението на задвижващите звена с праволинейно движение $q_1=S_1,\ q_2=S_2$…

От кинематичната схема на механизма се установява дължината на звената и се означава с l_{AB}, където A и B са шарнирите, които определят краищата на звеното, или с l_2, където 2 е номерът на звеното.

Графо-аналитичните методи, за разлика от аналитичните, имат частен характер, но са по-прости и нагледни и въпреки че са по-неточни, са намерили голямо приложение при инженерните решения. Използуването им налага кинематичната схема на механизма да се строи в подходящ линеен мащаб с мащабен модул $\kappa_L = \frac{l_{AB}}{\overline{AB}}\frac{m}{mm}$. Използуват се мащабни

модули за отчитане на такива величини, като скорост $\kappa_\upsilon = \frac{\upsilon}{=} \frac{m/s}{mm}$, ускорение $\kappa_\alpha = \frac{\alpha}{=} \frac{m/s^2}{mm}$ времето $\kappa_t = \frac{t}{=} \frac{s}{mm}$, ъгъл $\kappa_\varphi = \frac{\varphi}{=} \frac{rad}{mm}$.

15.2. СИЛОВ АНАЛИЗ НА МЕХАНИЗМИТЕ

15.2.1.Задачи и методи на силовия анализ

При силовото изследване на механизмите се приема, че са зададени законът на движение на задвижващото звено в първо приближение и част от външните сили. При движение на механизма в резултат на действието на всички сили възникват реакции в кинематичните двоици. Те не влияят непосредствено на характера на движението, но предизвикват сили на триене между елементите на двоиците. Реакциите се пораждат не само от действието на силите, но и от движението на някои маси с ускорение, в резултат на което възниква допълнително динамично натоварване в кинематичните двоици.

При ниски скорости на движение методите на силовия анализ са приблизителни, тъй като се основават на законите на статиката. Те са известни като статика на механизмите и не отчитат наличието на допълнителния динамичен натиск в кинематичните двоици, а само статичния.

При скоростни механизми този метод дава съвсем погрешна представа за големината на силите. За получаване на по-точни резултати се прилага принципът на Даламбер, според който реакциите в кинематичните двоици се уравновесяват от зададените сили, ако към тях се приложат и инерционните. Независимо от условността си този принцип има важни практически предимства, тъй като чрез прилагането му динамичните задачи за силов анализ се свеждат към статични. Освен това, като се нарушават връзките с прилагане и въвеждане в уравненията на реакциите им, фактически се използува принципът на освобождаемост и се отчита законът на равенство на действието и противодействието.

Основна задача на кинетостатичното пресмятане, т.е. прилагането на принципа на Даламбер, е определянето на реакциите в кинематичните двоици на механизмите и на уравновесяващите сили или уравновесяващите моменти.

Уравновесяващите сили или моменти са тези неизвестни и подлежащи на определяне сили или моменти, приложени към задвижващото звено, които уравновесяват системата от всички външни сили и моменти и от всички инерционни сили и моменти.

Ако един механизъм има няколко степени на свобода, за равновесието са необходими толкова уравновесяващи сили или моменти, колкото степени има механизмът.

15.2.2. Видове сили. Класификация.

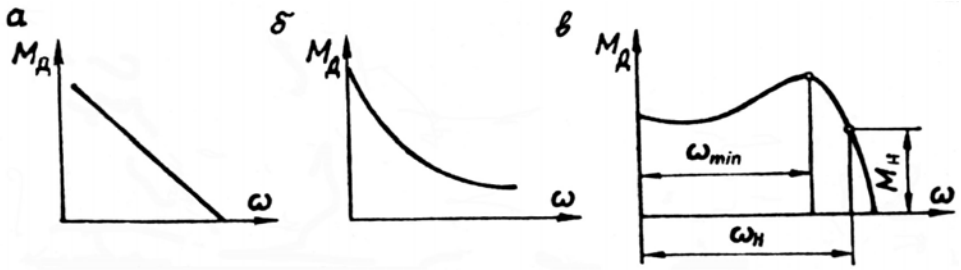
Важна предпоставка за решаване на основната задача на динамиката е точното познаване на силите, които действуват върху звената при работата на един механизъм. Те зависят както от преместването, така от скоростта и времето. Функционалните зависимости, които свързват големината на силите и кинематичните параметри – време, координати и скорост на преместване на приложните точки на силите, се наричат *характеристики на силите*.

Обикновено механичните характеристики се задават, но определянето им става най-често по опитен път. Това е една от задачите на експерименталната динамика на машините.

Силите и моментите могат да се разделят условно на две групи: външни и вътрешни. Въртящият момент на електродвигателя е външен по отношение на работната машина, но спрямо машинния агрегат е вътрешен.

Към **първата група** (външните сили) спадат:

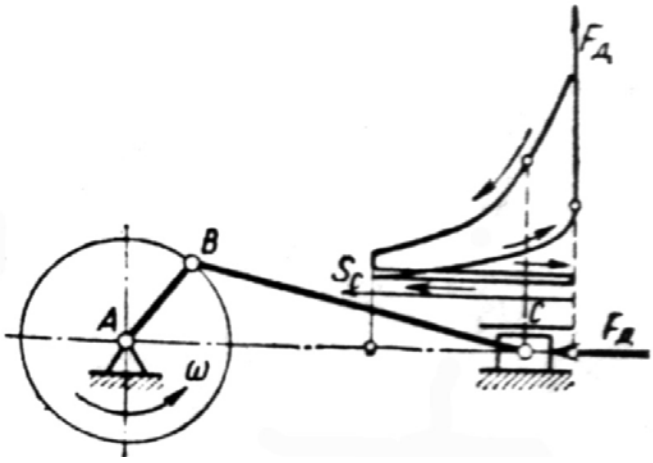
Двигателните сили и моменти. Приложени са върху групата на задвижващите звена. Работата им е положителна, т.е. направлението на движещите сили и скоростта на приложната им точка съвпадат или сключват остър ъгъл. Обикновено силите и моментите променят големината си при изменение на скоростта на движение на звената. Такъв е например случаят с механичните характеристики на електродвигателите. Двигателният им момент зависи от ъгловата скорост на ротора и се задава чрез механичната характеристика (фиг.4.45)



Фиг.4.45. Механични характеристики на електродвигатели
а – постоянно-токов с паралелно възбуждане; б – постоянно-токов с последователно възбуждане;
в – асинхронен електродвигател за трифазен променлив ток

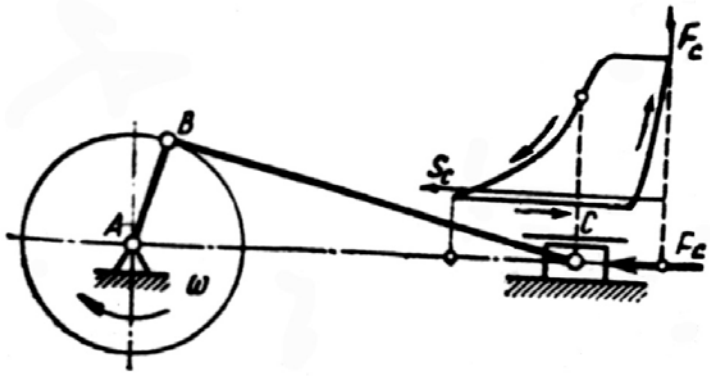
В някои случаи, както е при буталните двигатели, големината на силите се изменя при промяна на приложната им точка, защото те зависят от налягането на газовете или парата в цилиндъра. Тъй като промяната на налягането зависи от преместването на буталото, двигателните сили се задават като индикаторна диаграма (фиг(4.46).

Съпротивителни сили и моменти. Тези сили извършват отрицателна работа за времето на действие или за един период. Делят се на полезни и вредни.



Фиг.4.46. Индикаторна диаграма на двигателните сили на бутален двигател

Полезните съпротивителни сили са приложени върху изпълнителното звено на работната машина. Това са съпротивленията, за чието преодоляване е проектирана машината. Задават се във вид на графики, както е например при буталните компресори (фиг.4.47), и се наричат технологични съпротивления.



фиг.4.47. Индикаторна диаграма на полезните съпротивителни сили на бутален компресор

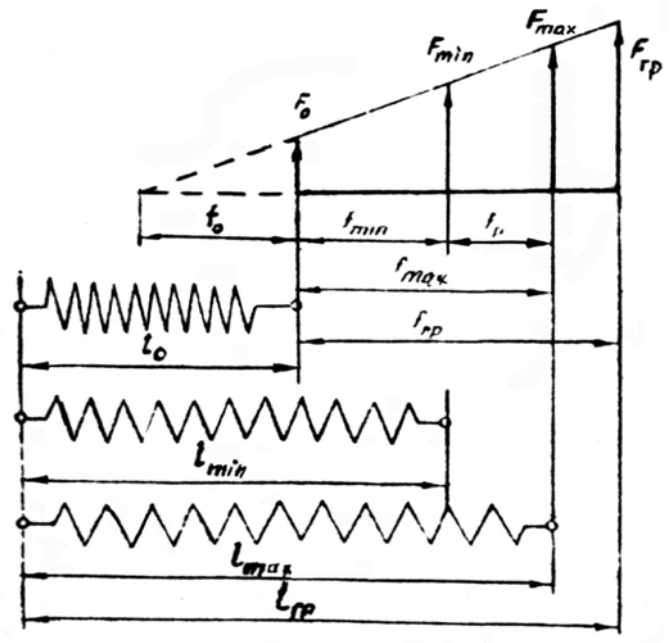
Те могат да бъдат постоянни или променливи, като в тези случаи зависят от преместването, скоростта или ускорението на задвижваното звено. Определянето им става при изучаването на съответните технологични процеси и затова се приемат за познати, т.е. зададени.

Вредните съпротивителни сили са от съпротивлението на средата (въздух, течност) и са приложени върху всички звена. В повечето случаи те са много малки в сравнение с другите приложени сили и се пренебрегват.

Сили на тежестта на звената. Приложени са в масовите центрове на звената и могат да имат значителни стойности, но работата, извършена от тях за един машинен период на механизма, е равна на нула.

Еластични сили на пружини. Зависят от преместването и се задават чрез съответните характеристики (фиг.4.48).

Към **втората група** (вътрешните сили) спадат силите на взаимодействие между звената, влизащи в кинематичните двоици. Наричат се реакции и съгласно с третия закон на Нютон те са винаги по двойки, лежат на една права, равни са по големина и са с противоположни посоки. Например реакцията R_{ik} е действието на звеното i върху звеното k. Тя е равна и противоположна на реакцията R_{ki}, която изразява действието на звеното k върху звеното i.



фиг.4.48. Силова характеристика на пружина, натоварена на опън

Реакциите в кинематичните двоици имат две съставящи: нормална и тангенциална. Нормалната съставяща $N_{ik}=N_{ki}$, наречена идеална реакция, е резултат от взаимното

притискане на звената. Директрисата й съвпада с общата нормала на допиращите се повърхнини. Тангенциалната съставяща $T_{ik}=T_{ki}$ или силата на триене е резултат от триенето при относителното движение на допиращите се повърхнини. Директрисата й съвпада с общата им тангента, а посоката й е противоположна на относителната им скорост $\upsilon_{ki}=\upsilon_{ik}$.

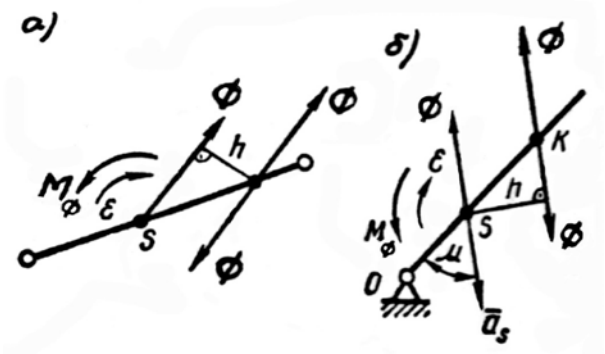
Работата на нормалната (идеалната) реакция е винаги равна на нула, а работата на силата на триене е винаги отрицателна.

Освен посочените сили като външни и вътрешни за силовото изследване на един механизъм е необходимо да се определят и масовите сили, които се проявяват през време на движение, т.е. инерционните. Това става при условие, че звената на равнинните механизми имат равнина на симетрия, успоредна на равнината на движение. В този случай главният вектор на инерционните сили – инерционната сила $\vec{\Phi}$, и главният момент на инерционните сили – моментът $\vec{M}_{\Phi}$, т.е. инерционната динама, се определят от формулите

$$\vec{\Phi} = -m\vec{\alpha}_s, \quad \vec{M}_{\Phi} = -J_S\vec{\varepsilon}, \tag{4.17}$$

където m е масата на звеното; $\vec{\alpha}_s$ - векторът на ускорението на масовия център; J_s – масовият инерционен момент на звеното спрямо ос, преминаваща през масовия център на звеното и перпендикулярна на равнината на движение; $\vec{\varepsilon}$ - векторът на ъгловото ускорение на звеното.

В общият случай на равнинно движение инерционната динама $\left(\vec{\Phi},\vec{M}_{\Phi}\right)$ може да се замени с една сила, която трябва да бъде преместената успоредно на инерционната сила $\vec{\Phi}$ на разстояние h, определено от условието (фиг.4.49 а)



фиг.4.49. Редукция на инерционна сила и момент

$$h = \frac{M_{\Phi}}{\Phi}. \tag{4.18}$$

При въртеливо движение на звено около масовия му център S главният вектор ще бъде равен на нула, но при ротация около произволна ос (фиг.4.49 б) инерционната динама се редуцира на сила, приложена в точка K. Разстоянието между масовият център и центъра на люлеене (точка K) се определя от формулата

(4.19) $$l_{SK} = \frac{J_S}{m l_{OS}}.$$

При масовото уравновесяване на звената и механизмите е по-удобно инерционното натоварване да се замени с няколко сили, приложени в подходящи точки. Това се извършва, като въз основа на динамична еквивалентност разпределената маса на звеното се замени с няколко дискретни маси в точки на звеното, на които лесно се определят линейните ускорения. Следователно моделът на звеното с маса *m,* представено от дискретните маси $m_1, m_2, \ , m_n$, ще бъде еквивалентен на оригинала, ако инерционните динами на модела Φ_M, M_{Φ_M} и оригинала Φ_{op}, $M_{\Phi_{op}}$ спрямо произволно избрана точка са еднакви за всяко движение на звеното. По такъв начин инерционният силов ефект върху връзките с другите звена ще бъде еднакъв. От динамичната еквивалентност следва

(4.20) $$\vec{\Phi}_{op} = \vec{\Phi}_{м} \quad \text{или} \quad -m\vec{\alpha}_S = -(m_1 + m_2 + ... + m_n)\vec{\alpha}_{S'},$$

(4.21) $$\vec{M}_{\Phi_{op}} = \vec{M}_{\Phi_м} \quad \text{или} \quad -J_S \vec{\varepsilon} = -J_{S'} \vec{\varepsilon}',$$

където $\alpha_{S'}$, ε' и $J_{S'}$ са съответно ускорението на масовия център, ъгловото ускорение и масовият инерционен момент на модела.

Уравненията (4.20) и (4.21) се удовлетворяват, ако:

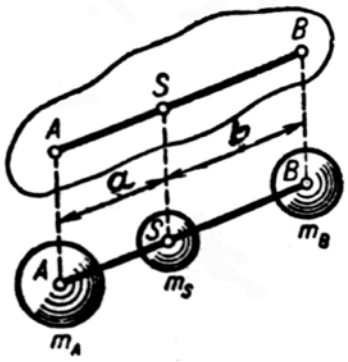
- сумата от дискретните маси е равна на масата на звеното;
- масовият център на модела съвпада с масовия център на оригинала, а това изисква сумата от статичните моменти на дискретните маси спрямо масовия център на звеното да бъде равно на нула;
- сумата от масовите инерционни моменти на дискретните маси да бъде равна на масовия инерционен момент на звеното.

Аналитичният израз на тези условия е следният:

(4.22)
$$\text{а)}\ m_1 + m_2 + ... + m_n = m;$$
$$\text{б)}\ m_1 r_1 + m_2 r_2 + ... + m_n r_n = 0;$$
$$\text{в)}\ m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2 + ... + m_n r_n^2 = J_S = m i_S^2,$$

където $\imath_S$ е инерционният радиус.

Когато са изпълнени само условията а) и б), замяната на масите е по статичен еквивалент.



фиг.4.50. Кинематично звено и масовият му модул

Един от най-често срещаните случаи е когато разпределената маса на едно звено, например *AB* (фиг.4.50), се представя от три масов модел с дискретни маси в точките *A, B* и *S* (масовия център). Тогава в резултат на прилагането на трите уравнения на (4.22) се получава

$$m_A + m_B + m_S = m,$$
$$m_A\alpha + m_B b = 0,$$
$$m_A\alpha^2 + m_B b^2 = m\iota_s^2 = J_s.$$

Следователно

$$m_A = \frac{J_s}{\alpha(\alpha+b)}; \quad m_B = \frac{J_s}{b(\alpha+b)}; \quad m_s = m - \frac{J_s}{\alpha b} = m\left(1 - \frac{\iota_s^2}{\alpha b}\right).$$

Инерционните сили, приложени в точките *A, B и S,* ще бъдат

$$\vec{\Phi}_A = -m_A\vec{\alpha}_A, \quad \vec{\Phi}_B = -m_B\vec{\alpha}_B, \quad \vec{\Phi}_S = -m_S\vec{\alpha}_S,$$

което означава, че кинематичният анализ предшествува силовия анализ.

В частният случай, ако $\iota_s^2 = \alpha b,$ броят на дискретните маси намалява на две: m_A и $m_B.$

15.2.3. Статична определимост на кинематичните вериги

Както беше уточнено, една от задачите на кинето-статичния анализ е определянето на реакциите в кинематичните двоици чрез уравненията на статиката. Съгласно с принципа на Даламбер за механизъм, който извършва движение, могат да се напишат следните уравнения за равновесие:

(4.23) $$\Sigma\vec{F}_\iota + \Sigma\vec{\Phi}_\iota = 0 \quad \text{и} \quad \Sigma\vec{\mathrm{M}}_\iota + \Sigma\vec{\mathrm{M}}_{\Phi\iota} = 0,$$

а за едно звено или асурова група от механизма

(4.24) $$\Sigma\vec{F}_\iota + \Sigma\vec{\Phi}_\iota + \Sigma\vec{R}_\iota = 0 \quad \text{и} \quad \Sigma\vec{\mathrm{M}}_\iota + \Sigma\vec{\mathrm{M}}_{\Phi\iota} + \Sigma\vec{\mathrm{M}}_{R\iota} = 0.$$

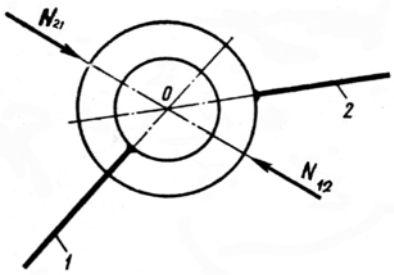
В тези уравнения зададените сили и моменти са известни, инерционните сили и моменти също (след предварително пресмятане), а неизвестни са реакциите в кинематичните двоици и те трябва да се определят.

За някои бавно-ходни машини инерционните сили могат да се пренебрегнат, докато за бързоходните машини по-вероятно е да се пренебрегнат някои сили на тежестта като много по-малки от инерционните сили.

Преди да се пристъпи към конкретното определяне на реакциите, е необходимо да се прецени дали изследваните системи са статично определени, защото само тогава могат да се приложат уравненията на статиката.

Най-напред е разгледана идеална механична система, за която триенето между допиращите се елементи в кинематичните двоици може да се пренебрегне. В такъв случай идеалните реакции отговарят на условието $\vec{N}_{ik} = -\vec{N}_{ki}$.

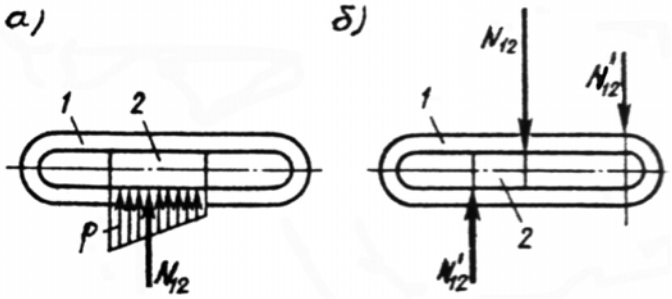
В шарнирна кинематична двоица линията на действие на реакциите преминава през геометричния център *O* (фиг.4.51).



фиг.4.51. Разположение на нормалните реакции в шарнирна двоица

При силовото изчисляване е известна само приложната точка, а остават неизвестни големината и направлението на действие.

В плъзгащата кинематична двоица линията на действие на реакцията е перпендикулярна на повърхнината на плъзгача *2* (фиг.4.52), която контактува с направляващата *1*. При силовото изчисляване остават две неизвестни: разположението на линията на действие и големината на реакцията.



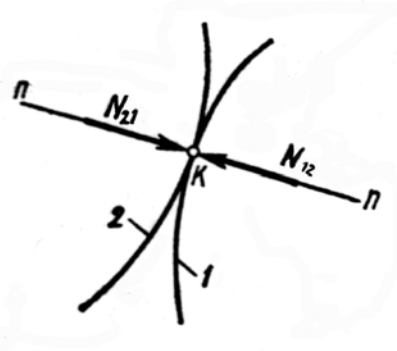
фиг.4.52. Разположение на нормалните реакции в плъзгаща двоица
а – при нормално плъзгане; б – при изкривяване на плъзгача

Линията на действие на равнодействуващата $\vec{N}_{12}$ (или $\vec{N}_{21}$) на всички сили на натиск на направляващата *1* върху плъзгача *2* (или обратно) може да минава както през контактната повърхнина на двете звена, така и извън нея. Това е случаят, когато се получава изкривяване на плъзгача в направляващите поради наличието на хлабина и се появяват контактни точки на допиране не само в долната, но и в горната част на плъзгача (4.52 б).

Диаграмата на натиск (фиг.(4.52 а) при нормално плъзгане зависи от разположението на резултантната реакция, като максималната стойност на налягането p трябва да бъде в допустимите граници. Следователно всяка елементарна двоица участвува при силовото изчисляване с две неизвестни величини.

В контурните кинематични двоици винаги е известно положението на линията на действие на реакциите, тъй като съвпада с нормалата *n-n* през общата точка на допиране *K* на профилите (фиг.4.53).

Неизвестна е само големината на тези реакции. Това означава, че всяка контурна двоица участвува в силовото изчисляване с една неизвестна величина.



фиг.4.53. Разположение на нормалните реакции в контурна двоица

Следователно условието за статична определимост на кинематична верига с p_5 броя елементарни двоици от *V* клас и p_4 без контурни двоици от *IV* клас е

(4.25) $$3n = 2p_5 + p_4,$$

където $3n$ е броят на уравненията за равновесие, които могат да се напишат за n подвижни звена.

Уравнение (4.25) удовлетворява най-различни видове равнинни кинематични вериги както с четен, така и с нечетен брой звена при най-различни съчетания на елементарни с контурни двоици, а така също и за най-простата комбинация на едно звено с една елементарна и една контурна двоица.

Ако в кинематичната верига няма контурни двоици или са заменени с елементарни, уравн.(4.25) получава вида

(4.26) $$3n-2p_5=0,$$

което представлява условието за съществуване на асурова група, познато от структурния анализ (уравн.4.12).

Следователно асуровите групи са статически определени системи и за тях могат да се прилагат уравненията за равновесие от статиката за определяне на неизвестните реакции в кинематичните двоици. Поради това, както при структурния и кинематичния анализ силово изследваният механизъм трябва да се разчленява на групи със степен на свобода нула (асурови групи), като от тях се отдели групата на задвижващите звена със степен на свобода h.

Статичната определимост на групата на задвижващите звена трябва да се изследва, след като се определи видът на звената, от които се получава движение. Например, всяко задвижващо звено със степен на свобода единица получава движение от друго звено, което е изпълнително звено на друга кинематична верига (машина). За да се изпълни предварително зададен закон на движение, задвижващото звено *1* трябва да се намира в състояние на динамично равновесие от действието на: реакцията R_{21} – резултантна на всички сили, които действуват върху звената на механизма; силите и моментите, които действуват върху самото звено; реакцията R_{01} от действието на стойката и въздействието на звеното, от което се получава движението във вид на уравновесяваща сила F_{yp} или уравновесяващ момент M_{yp} (фиг.4.54).

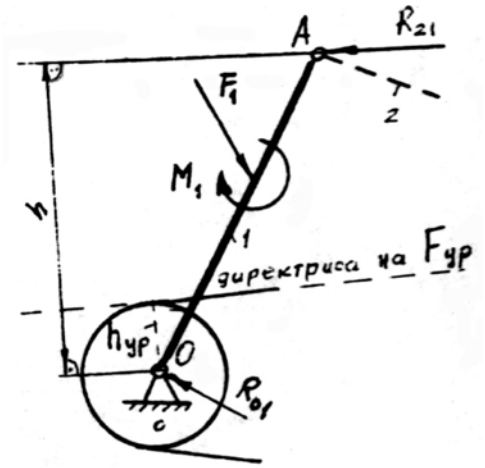
Реакцията R_{01} е неизвестна по големина и директриса. Уравновесяващата сила F_{yp} е неизвестна по големина, но положението на линията й на действие и посоката й се определят от външното звено, свързано със звеното *1* (ремъчна шайба, верижно зъбно колело, зъбно колело и др.). Тъй като най-често задвижващото звено извършва въртеливо движение, по удобно е да се определи уравновесяващият момент

$\mathrm{M}_{yp} = F_{yo} h_{yp}$, неизвестен по големина и посока. От уравн. (4.24) за динамичното равновесие на задвижващото звено се получава

$$\Sigma \vec{F}_i = 0, \text{ т.е. } \vec{F}_1 + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} = 0,$$

(4.27)

$$\Sigma \mathrm{M}_{i(0)} = 0, \text{ т.е. } \mathrm{M}_0(R_{21}) + \mathrm{M}_0(F_1) + \mathrm{M}_1 + \mathrm{M}_{yp} = 0.$$



фиг.4.54. Статично определимост на задвижващо звено

От първото уравнение на (4.27) чрез построяване на плана на силите се определят неизвестната реакция R_{01}. От второто уравнение на (4.27) се определят големината и посоката на уравновесяващия момент M_{yp}, респ. на уравновесяващата сила F_{yp}.

Чрез кинето-статичният метод могат да се определят реакциите в която и да е кинематична двоица. Когато на един механизъм се прави пълно силово изследване, реакцията R_{21}, приложена в точка А (фиг.4.54), определя силовото въздействие върху задвижващото звено на всички полезни съпротивления, масови и инерционни сили, действуващи върху звената на механизма. Следователно реакцията R_{21} представлява приведената сила на всички описани сили, т.е. $\mathrm{R}_{21}=\mathrm{F}_{\text{пр.}}$ Това означава, че приведената и уравновесяваща сила са право противоположни $-F_{np}=-F_{yp}$, или приведеният момент е $M_{np}=R_{21}h$. Тъй като определянето на приведена сила чрез кинето-статичният метод е трудопоглъщаема операция, това може да стане чрез един прост и много често употребяван метод, предложен от проф.Жуковски, представляващ геометрична интерпретация на принципа на виртуалните премествания, известен от теоретичната механика. Наречен е *лост на Жуковски* и може да се изрази така: ако един механизъм е под действието на система сили, които са в равновесие, завъртеният на 90º в произволна посока план на скоростите на механизма, разгледан като твърдо тяло, което се върти около полюса и е натоварено с тези сили, приложени във върховете на скоростите на приложните им точки, се намира в равновесие.

Лостът на Жуковски не може да се приложи към система сили, която не е в равновесие. За това е необходимо към зададените сили да се приложат и инерционните сили. Получената по такъв начин система сили се намира условно в равновесие. Следователно лостът на Жуковски може да се прилага за определяне на големината на която и да е сила, ако приложната й точка и линията й на действие са известни, а така също са известни всички останали сили, приложени върху механизма. Най-често този метод се използува за определяне на приведената сила, изразяваща влиянието на всички сили, които действуват върху звената на механизма, за да се оразмери задвижването му (определяне на мощност и тип на двигателя) или за проверка на кинето-статичния анализ на механизма.

15.3. ДИНАМИЧЕН АНАЛИЗ

15.3.1. Задачи и методи на динамичния анализ

Основната задача на динамичния анализ е определянето на закона на движение на главния вал на агрегата, резултат от действието на приложените върху звената му сили (двигателни и съпротивителни). Законът на движение на останалите звена се определя чрез методите на кинематичният анализ и представлява втората, кинематичната част на задачата.

За динамичното изследване на машинен агрегат се използуват няколко метода, като изборът им зависи освен от характера на зададените сили и от структурните особености на механизмите му. Използуват се уравнения, наречени уравнения на движение, броят на които зависи от броя на степените на свобода.

За машинен агрегат с една степен на свобода една от най-простите форми на движение се получава въз основа на теоремата за изменение на кинетичната енергия. Във форма на интеграла на енергията уравнението на движение ще бъде

$$\sum_{i=1}^{n} A_i = \sum_{i=1}^{n} E_i - \sum_{i=1}^{n} E_{io}, \qquad (4.28)$$

където n е броят на подвижните звена;

A_i – работата на външните сили, действуващи на *i-momo* звено за крайно преместване в изследвания интервал от време;

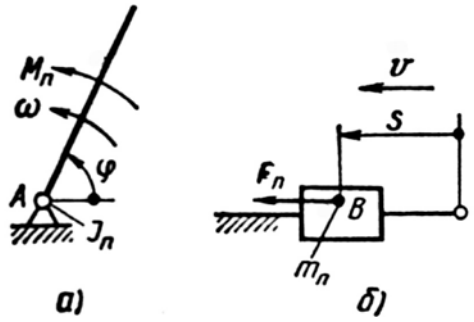
E_i- кинетичната енергия на *i-momo* звено в края на интервала от време;

E_{io} – кинетичната енергия на *i-momo* звено в началото на разглеждания интервал.

Уравнение (4.28), приложено дори за най-елементарния равнинен механизъм, става достатъчно сложна система от n уравнения на движение, която в много случаи не довежда до решение.

За да се улесни решаването на задачата, се налага реалните механизми и машини да се заменят (моделират) с опростени механични системи с дискретни параметри.

За механизъм с една степен на свобода може да се получи приемлив вид на уравнението на движение, ако се сведе към динамичен модел, чиято обобщена координата $\varphi(S)$ (фиг.4.55) съвпада в който и да е момент с обобщената координата на реалния механизъм.



фиг.4.55. Динамичен модел на машинен агрегат с една степен на свобода
а- с обобщена координата – ъгъл φ; б – с обобщена координата – преместването s

Условието за това съвпадение, т.е. условието за моделиране, е пълното съвпадение на енергията на оригинала и модела в който и да е момент. Това може да се изрази чрез закона за запазване и превръщане на енергията посредством равенството на механичната енергия и работата, т.е.

(4.29) $$\Delta(E+П)=\Delta A,$$

където E, $П$ е кинетичната, съответно потенциалната енергия на изследваната механична система;

A – работата, извършена от действуващите върху системата външни сили.

Следователно, за да съвпада законът на движение на динамичния модел със закона на движение на моделирания оригинал, са необходими и достатъчни следните условия:

(4.30)
а) $E_{мод}=E_{орг}$,
б) $П_{мод}=П_{орг}$,
в) $A_{мод}=A_{орг}$,

т.е. да съществува непрекъснато равенство между моментните стойности на кинетичната и потенциалната енергия на модела и оригинала и между работата, извършена от силите, които действуват върху тях.

От равенството на моментните стойности на кинетичната енергия (уравн.4.30 а) се определят масовите характеристики на динамичния модел; от равенството на моментните стойности на потенциалната енергия (уравн.4.30 б) – еластичните характеристики на модела, а от равенството на работата на силите (уравн.4.30 в) – силовите характеристики.

Преди определянето на параметрите на динамичния модел е необходимо да се уточни типът на модела, тъй като е установено, че законът на движение на механизмите и машините се дефинира от два вида процеси, които съпровождат работата им:

- макро движение с период, равен на периода на работа на машината;
- микро-движение с период, многократно по-малък от периода на работа на машината.

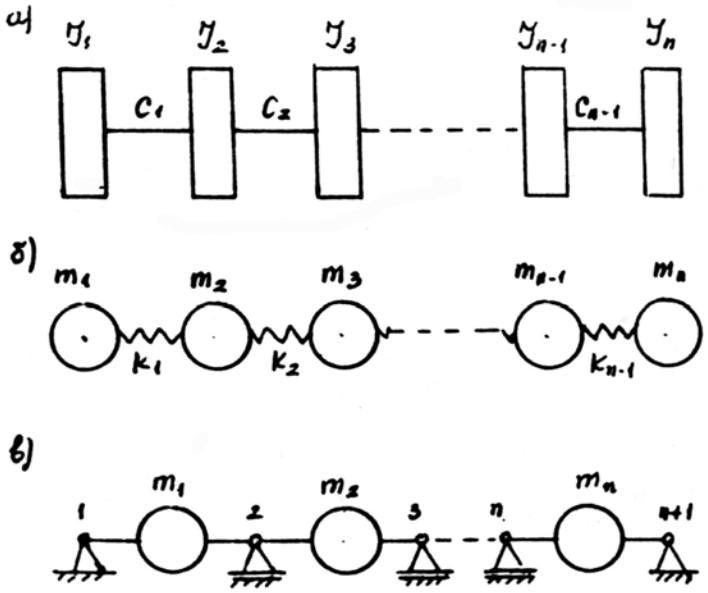
Тъй като принципът на супер позицията дава възможност за разделено изследване на двата вида движения, динамичните модели главно са два типа:

- динамичен модел за изучаване на макро движението (фиг.4.55), което се отъждествява със закона на движение – едно-масов, тъй като звената на оригинала се приемат за абсолютно твърди;
- динамичен модел (дву- и повече масов) за изучаване на микро движенията, наричани *трептения,* които характеризират вибрационното състояние на механичната система.

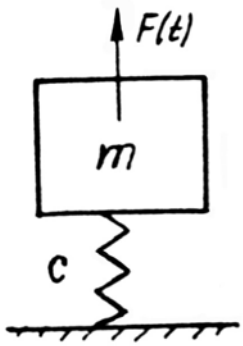
Дискретните маси на много масовите модели са свързани с еластични връзки, тъй като потенциалната енергия на деформацията на връзките е съизмерима с кинетичната енергия, а така също и с работата, извършена от двигателните и съпротивителните сили.

Трептенията възникват от наличието на допълнителни степени на свобода, свързани с еластичността на звената. В зависимост от деформационните движения те могат да бъдат ъглови (усукващи) и линейни (надлъжни и напречни). Съобразно с вида на трептенията се синтезира и подходящ динамичен модел (фиг.4.56), което означава, че едно и също звено ще се представя в различните модели с различни масови, еластични и силови характеристики.

В някои случаи се налага машинният агрегат да се изследва заедно с фундамента, на който е закрепен, като обект на изследване са вибрационните процеси, възникващи в системата машинен агрегат – фундамент. Подходящият динамичен модел е едно масов (фиг.4.57), т.е. машинният агрегат се свежда към една дискретна маса и се създава възможност за изследване на вертикалните му трептения.



фиг.4.56. Динамичен модел на машинен агрегат с *n* степени на свобода
а- при усукващо деформационно движение; б – при надлъжно деформационно движение; в – при напречно деформационно движение



фиг.4.57. Едно масов динамичен модел на машинен агрегат заедно с фундамента

16. ЛОСТОВИ МЕХАНИЗМИ

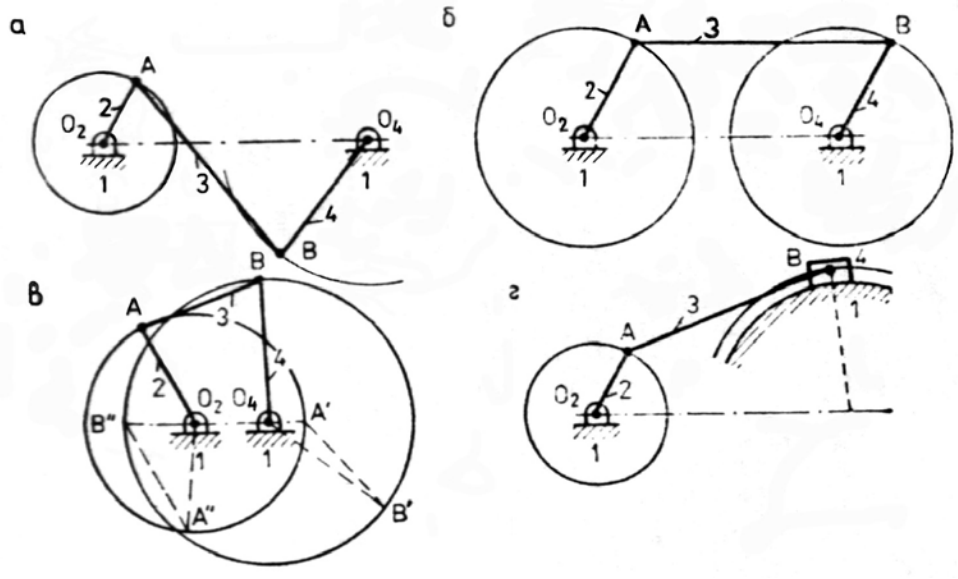
16.1. ВИДОВЕ ЛОСТОВИ МЕХАНИЗМИ

Лостовите механизми дават възможност за осъществяване на произволен закон на движение и произволна траектория. Практически това е невъзможно поради това, че в структурно отношение се получават много сложни механизми, което от своя страна води до загубване на посочените възможности и до големи трудности, свързани с проектирането им. Въпреки това те имат голямо приложение, тъй като сравнени с механизмите с контурни двоици те имат редица предимства. Това са предимства главно от технологичен и експлоатационен характер. Елементите на звената на лостовите механизми се изработват лесно на универсални металорежещи машини, тъй като обикновено представляват цилиндрични повърхнини или равнини. Натоварването на елементите на звената на лостовите механизми е значително по-малко от това при елементите на контурните двоици. Това обстоятелство води до по-добро мазане и до по-бавно износване на същите. Възстановяването на износените елементи на лостовите механизми е просто -обикновено се свежда до замяната им или до нова елементарна механична обработка.

Най-голям разпространение са получили лостовите механизми, чрез които директно може да се образува въртеливото движение на едно задвижващо звено в

постъпателно възвратно – на изпълнителното и то при определен ход или пък в равномерно или неравномерно въртеливо възвратно движение и т.н. движения. Допълнително може да се постави условието за различна средна скорост на движенията в едната и обратната посока.

Представител на тази група механизми е шарнирният четири-звенник (фиг.4.28). Той може да има и други конструктивни решения. На фиг.4.58 а, механизмът е кръстосан, но извършва същите движения, както механизмът от фиг.4.28.



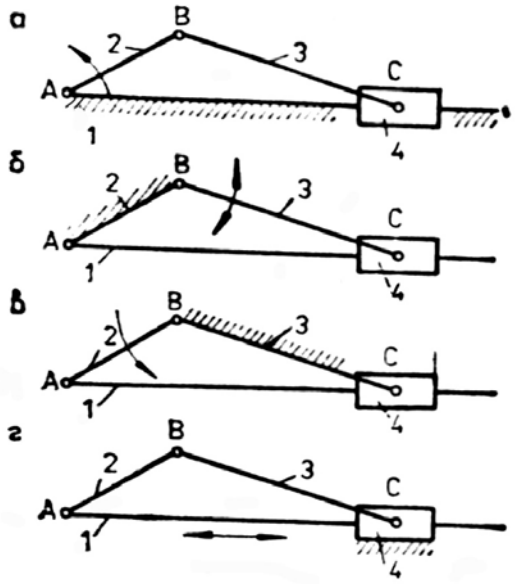
фиг.4.58. Кинематични схеми на шарнирен четири-звенник

На фиг.4.58 б, звената *2 и 4* имат еднаква дължина и поради това остават успоредни, независимо че правят пълно завъртане. Механизмът се нарича паралелограмен и се свързва най-често с движението на колелата на локомотива. На фиг.4.58 в, звената *2 и 4* са с различна дължина, но се въртят непрекъснато, като при равномерно въртене на лоста *2,* лостът *4* се върти неравномерно. На фиг.4.58 г, кобилицата *3* от фиг.4.28 е заменена с плъзгача *4,* но двата механизма имат еднакво движение.

Когато на механизма от фиг.4.58 г, плъзгачът *4* се движи по праволинейна траектория, четиризвенният лостов механизъм се нарича коляно-мотовилков (фиг.4.59 а).

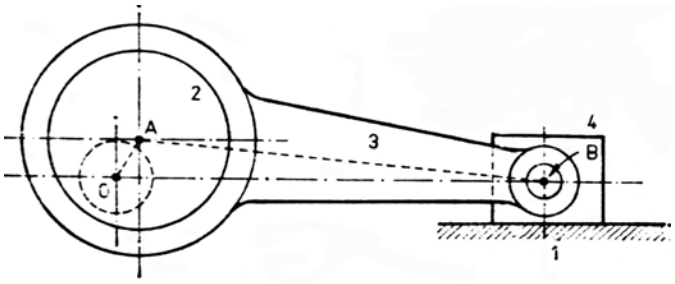
При непрекъснато въртеливо движение на лоста *2* – коляното, чрез мотовилката *3,* плъзгачът *4* извършва постъпателно-възвратно движение. Големината на хода на плъзгача зависи от дължината на коляното.

Коляно-мотовилковият механизъм може да се преобразува чрез кинематична инверсия. В този случай на неподвижното звено – стойката се задава движение, а някое от подвижните звена става неподвижно, т.е. извършва се смяна на стойката. Инверсията не променя относителното движение на звената. На фиг.4.59 б е показан инверсният механизъм с неподвижен колянов вал. Такъв механизъм е използуван при първите самолетни двигатели (наричали се ротационни мотори, тъй като цилиндрите се въртели около коляновия вал). На фиг.4.59 в, е неподвижна мотовилката. Тази конструкция е приложена най-напред на парната машина и е станала основа за конструирането на коляно-кулисния механизъм. На фиг.4.59 г, е неподвижен плъзгачът. Употребява се при ръчни помпи за поливане в малки стопански дворове.



фиг.4.59. Преобразуване на коляно-мотовилков механизъм чрез кинематична инверсия

Нов вариант на коляно-мотовилков механизъм може да се получи, ако се увеличи размерът на шийката на коляновия вал (фиг.4.60).



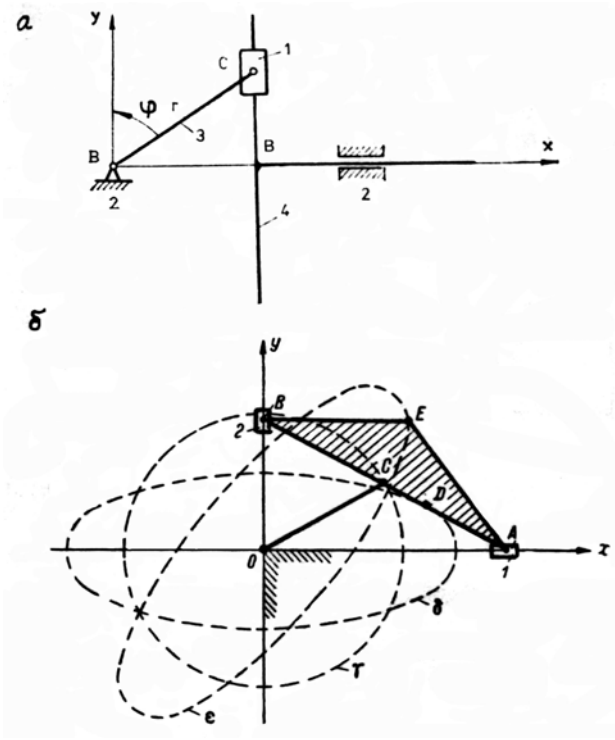
фиг.4.60. Ексцентриков механизъм

Нарича се ексцентриков механизъм. По-рядката му употреба се дължи на проблема за доброто мазане между ексцентрика и мотовилката, което ограничава големината на пренасяната сила.

Когато на механизма от фиг.4.59 б неподвижният център на ротация *A* на звеното *1* се отдалечи в безкрайност, колебателното му движение се превръща в транслационно (фиг.4.61 а).

Полученият механизъм е известен като синусен механизъм. Когато коляното *r* се върти с постоянна ъглова скорост, проекцията на точка С върху оста *x –B* (или върху ос *y*), се движи хармонично и позволява при даден ъгъл φ, пропорционално на преместване на плъзгача *4*. Този механизъм е приложен най-напред на парна помпа, а сега се употребява например за имитиране на вибрации при машини за изпитване на материалите.

Механизмът, показан на фиг.4.61 б се нарича елипсограф. Състои се от две неподвижни направляващи линии (на фигурата осите *x* и *y*), по които с краищата си *A и B* посредством плъзгачите *1* и *2* може да се плъзга друга линия – в случая мотовилката *AB*. Очевидно е, че средната точка *C* на мотовилката е длъжна да описва окръжността γ с център *O*. За удобство при задвижването на механизма тя може да се съедини с пресечната точка *O* на осите *x* и *y* чрез лоста *OC*, който ще играе ролята на коляно. При завъртане на коляното механизмът се задвижва и всяка точка от мотовилката (без точките *A, B и C*) описва траектория във вид на елипса: точка *D*- елипсата δ и точка *E* – елипсата ε, откъдето идва и названието – елипсограф.

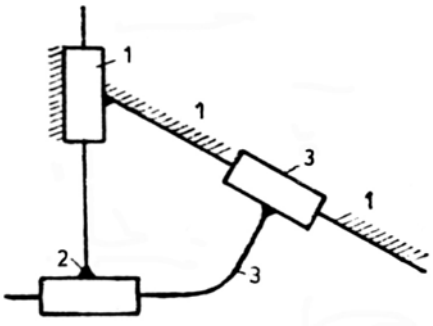


фиг.4.61. Синусен механизъм

Механизмът, показан на фиг.4.61 б се нарича елипсограф. Състои се от две неподвижни направляващи линии (на фигурата осите *x* и *y*), по които с краищата си *A и B* посредством плъзгачите *1* и *2* може да се плъзга друга линия – в случая мотовилката *AB*. Очевидно е, че средната точка *C* на мотовилката е длъжна да описва окръжността γ с център *O*. За удобство при задвижването на механизма тя може да се съедини с пресечната точка *O* на осите *x* и *y* чрез лоста *OC*, който ще играе ролята на коляно. При завъртане на коляното механизмът се задвижва и всяка точка от мотовилката (без точките *A, B и C*) описва траектория във вид на елипса: точка *D*- елипсата *δ* и точка *E* – елипсата *ε,* откъдето идва и названието – елипсограф.

Лостовите механизми може да имат и повече от четири звена, но ако механизмът е равнинен и всичките му звена са свързани с елементарни кинематични двоици, независимо от степента на усложняване броят на звената му, в това число и неподвижното, трябва да бъде четно число.

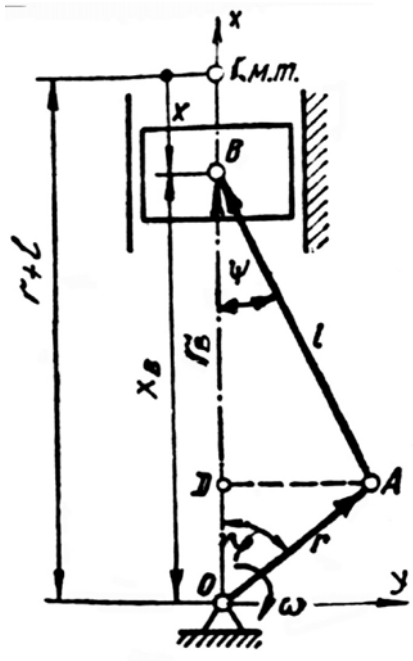
Макар и лостови, механизмите със затворена кинематична верига само с плъзгащи двоици не се включват в групата на лостовите механизми. Поради тяхната специфика те представляват отделна група, т.н. клинови механизми (фиг.4.62).



фиг.4.62. Клинов механизъм

16.2. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ ЧЕТИРИЗВЕННИ ЛОСТОВИ МЕХАНИЗМИ

➢ **Коляно-мотовилков механизъм**. Това е един от най-разпространените лостови механизми, тъй като е основен механизъм на двигателите с вътрешно горене, буталните компресори, буталните помпи и др. На фиг.4.63 е показана кинематичната схема на централен коляно-мотовилков механизъм.



фиг.4.63. Кинематично изследване на коляно-мотовилков механизъм

Необходимо е да се определят функционалните зависимости на преместването $x_в$ на плъзгача, скоростта му υ_B и ускорението α_B от ъгъла на завъртане на коляното φ, т.е. $x_B=x_B(\varphi)$, $\upsilon_B=\upsilon_B(\varphi)$ и $\alpha_B=\alpha_B(\varphi)$. Независима променлива е $\varphi=\omega t$, а ω - ъгловата скорост на коляното.

Схемата на механизма може да се представи като затворен контур от векторите r_B, r и l, т.е.

$$\vec{r}_B = \vec{r} + \vec{l}\,. \tag{4.31}$$

За да се установят търсените зависимости, уравн.(4.31) се проектира върху координатните оси x и y

$$\begin{aligned} r_B = x_B &= r\cos\varphi + l\cos\psi; \\ 0 &= r\sin\varphi - l\sin\psi. \end{aligned} \tag{4.32}$$

От второто уравн. на (4.32) се получава $\sin\psi = \frac{r}{l}\sin\varphi = \lambda\sin\varphi$ и съответно

$$\cos\psi = \sqrt{1-\sin^2\psi} = \sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi},$$

където $\lambda = \frac{r}{l}$ (обикновено се изменя от 0,1 до 0,5). Замества се в първото уравн. на (4.32) и се получава търсената зависимост $x_B = x_B(\varphi)$, т.е.

(4.33) $$x_{\text{B}} = r\cos\varphi + l\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi} = r\left(\cos\varphi + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi}\right).$$

Радикалът $\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi}$ се развива по Нютоновия бином и се получава

(4.34) $$\left(1-\lambda^2\sin^2\varphi\right)^{\frac{1}{2}} = 1-\frac{\lambda^2}{2}\sin^2\varphi-\frac{\lambda^4}{8}\sin^4\varphi-\frac{\lambda^6}{16}\sin^6\varphi...$$

По-удобно е синусите на степен *2, 4, 6* … да се заменят с косинусите на ъглите, кратни на 2φ,

$$\sin^2\varphi = \frac{1}{2}(1-\cos 2\varphi);$$
$$\sin^4\varphi = \frac{1}{8}(3-4\cos 2\varphi+\cos 4\varphi);$$
$$\sin^6\varphi = \frac{1}{32}(10-15\cos 2\varphi+6\cos 4\varphi-\cos 6\varphi)$$

и да се заместят в уравн.(4.34)

(4.35) $$\left(1-\lambda^2\sin^2\varphi\right)^{\frac{1}{2}} = C_0 + C_2\cos 2\varphi + C_4\cos 4\varphi + C_6\cos 6\varphi + ...$$

където $$C_0 = 1-\frac{\lambda^2}{4}-\frac{3\lambda^4}{64}-\frac{5\lambda^6}{256}-...;$$

$$C_2 = \frac{\lambda^2}{4}+\frac{\lambda^4}{16}+\frac{15\lambda^6}{512}+....;$$
$$C_4 = -\left(\frac{\lambda^4}{64}+\frac{3\lambda^6}{256}+...\right);$$
$$C_6 = \frac{\lambda^6}{512}+...$$

В практическите изчисления редът се ограничава до втория член, което съответствува на точност до третия знак след десетичната запетая. В този случай уравн.(4.33) получава вида

(4.36) $$x_{\text{B}} = r\cos\varphi + l(C_0 + C_2\cos 2\varphi)$$

или, ако се пренебрегнат членовете от степен, по-висока от втора в C_0 и C_2, за x_B се получава

(4.37) $$x_{\text{B}} = r\cos\varphi + l\left(1 - \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda^2}{4}\cos 2\varphi\right).$$

За скоростта на плъзгача (точка *B*) се диференцира уравн.(4.37)

(4.38) $$\upsilon_{\text{B}} = \frac{dx_{\text{B}}}{dt} = r\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right) = \upsilon_{\text{A}}\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right),$$

а аналогът (инварианта та) на скоростта е

(4.39) $$\upsilon_{(l)} = \frac{\upsilon_{\text{B}}}{\upsilon_{\text{A}}} = \sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi.$$

Ускорението на плъзгача (точка *B)* се определя чрез повторно диференциране

(4.40) $$\alpha_{\text{B}} = \frac{d^2x_{\text{B}}}{dt^2} = r\omega^2\left(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi\right) + r\varepsilon\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right).$$

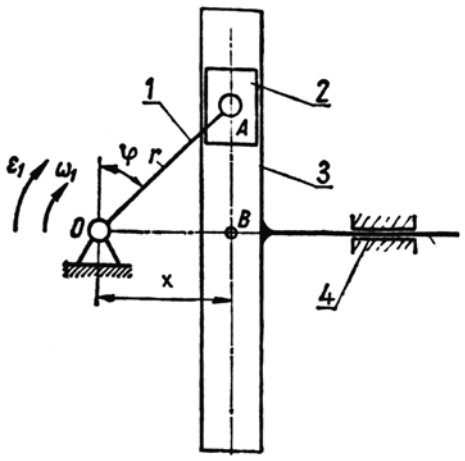
При равномерно въртене на коляното $\varepsilon = 0$ се получава

(4.41) $$\alpha_{\text{B}} = r\omega^2\left(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi\right) = \alpha_{\text{A}}\left(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi\right),$$

а аналогът (инварианта та) на ускорението е

(4.42) $$\alpha_{(l)} = \frac{\alpha_{\text{B}}}{\alpha_{\text{A}}} = \cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi.$$

- **Синусен механизъм** (фиг.4.64).



фиг.4.64. Кинематично изследване на синусен механизъм

Коляното на синусният механизъм *1* се върти с ъглова скорост $\omega_1 = \dfrac{d\varphi}{dt}$ и ъглово ускорение $\varepsilon_1 = \dfrac{d\omega_1}{dt}$.

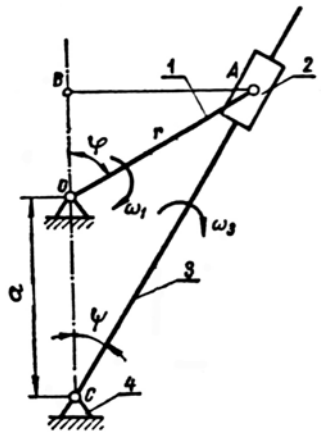
Скоростта и ускорението на точка *A* от звеното *1* са $\upsilon_{A_1} = r\omega_1$ и $\alpha_{A_1} = r\sqrt{\omega_1^4 + \varepsilon_1^2}$, т.е. те са известни. Всички точки от звеното *2* описват окръжности с център *O* и затова имат скорост и ускорение, равни на скоростта и ускорението на точка A_1.

Тъй като звеното *3* извършва транслационно движение, всичките му точки имат еднакви скорости и ускорения и за това се разглежда само една негова точка, например *B*. Ако началото на координатната система съвпада с точка *O*, тогава

$$
\begin{aligned}
& x_B = r\sin\varphi \\
& \upsilon_B = \frac{dx_B}{dt} = r\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt} = r\omega_1\cos\varphi \\
& \alpha_B = \frac{d\upsilon_B}{dt} = -r\omega_1\sin\varphi\frac{d\varphi}{dt} + r\cos\varphi\frac{d\omega_1}{dt} = -r\left(\omega_1^2\sin\varphi - \varepsilon_1\cos\varphi\right)
\end{aligned}
\qquad (4.43)
$$

Ако коляното на механизма има дължина $r=1$, $x_B=\sin\varphi$, а това означава, че преместването на тока *B* се определя от синуса на ъгъла φ, поради което механизмът е наречен синусен.

- **Коляно-кулисен механизъм** (фиг.4.65).



фиг.4.65. Кинематично изследване на коляно-кулисен механизъм

Зададени са размерите *r* и *a* и законът на движение на коляното *1* $\varphi=\omega_1 t$. За да се определи законът на движение на звеното *3* – кулисата, през точка *A* се спуска перпендикуляр към правата *OC* и от правоъгълния триъгълник се определя зависимостта

$$
tg\psi = \frac{AB}{BC} = \frac{r\sin\varphi}{d + r\cos\varphi} = \psi(\varphi). \qquad (4.44)
$$

За определяне на ъгловата скорост на кулисата ω_3 се диференцира уравн. (4.44)

$$
\frac{1}{\cos^2\psi}\cdot\frac{d\psi}{dt} = r\frac{(\alpha + r\cos\varphi)\cos\varphi\omega_1 + \sin\varphi.r\sin\varphi.\omega_1}{(\alpha + r\cos\varphi)^2}
$$

или

$$\omega_3 = \frac{r\omega_1(\alpha\cos\varphi + r)}{(\alpha + r\cos\varphi)^2}\cos^2\psi. \quad (4.45)$$

С уравн. (4.44) може да се определи

$$\cos^2\psi = \frac{1}{1+tg^2\psi} = \frac{1}{1+\frac{r^2\sin^2\varphi}{(\alpha+r\cos\varphi)^2}} = \frac{(\alpha+r\cos\varphi)^2}{(\alpha^2+r^2+2\alpha r\cos\varphi)}$$

и тогава за ω_3 се получава

$$\omega_3 = \omega_1\frac{r(\alpha\cos\varphi + r)}{\alpha^2 + r^2 + 2\alpha r\cos\varphi}. \quad (4.46)$$

В крайните положения на кулисата ъгловата скорост ω_3 става равна на нула и кулисата спира движението си. Това означава, че $\alpha\cos\varphi + r = 0$. Следователно

$$\cos\varphi = -\frac{r}{\alpha}. \quad (4.47)$$

Полученото равенство е възможно само когато $r<\alpha$. Тогава кулисата извършва възвратно движение и механизмът се нарича *механизъм с люлееща се кулиса*. При $r>\alpha$ кулисата се върти през цялото време в една посока и механизмът се *нарича механизъм с въртяща се кулиса*. Трябва да се отбележи, че при $r=\alpha$

$$\omega_3 = \omega_1\frac{\alpha(\alpha\cos\varphi + \alpha)}{2\alpha^2 + 2\alpha^2\cos\varphi} = \frac{\omega_1}{2} \quad (4.48)$$

и кулисният механизъм може да служи за намаляване на ъгловата скорост ω_3 на половина. А това означава, че при равномерно въртене на коляното *1* кулисата *3* ще се върти също равномерно с два пъти по-малка ъглова скорост.

Ако се приеме, че ω_1=*const*, тогава след диференциране на уравн.(4.46) се определя ъгловото ускорение на кулисата *3*

$$\varepsilon_3 = \frac{d\omega_3}{dt} = r\omega_1\frac{-(\alpha^2+r^2+2\alpha r\cos\varphi)\alpha\omega_1\sin\varphi + (\alpha\cos\varphi + r)2\alpha r\omega_1\sin\varphi}{(\alpha^2 r^2 + 2\alpha r\cos\varphi)^2} \quad (4.49)$$

или

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2\frac{ra(r^2-\alpha^2)\sin\varphi}{(\alpha^2+r^2+2\alpha r\cos\varphi)^2}. \quad (4.50)$$

При $\varepsilon_3=0$ ъгловата скорост на кулисата ще бъде минимална или максимална. От уравн.(4.50) се установява, че ъгловото ускорение на кулисата е равно на нула при ъгъл $\varphi=0°$ и $\varphi=180°$ (без случая $r=a$). Ако тези стойности се заместят в уравн.(4.46), се получават екстремните стойности за ъгловата скорост

$$(4.51) \qquad \omega_3 = \omega_1 \frac{r}{r+\alpha} \quad \text{и} \quad \omega_3 = \omega_1 \frac{r}{r-\alpha}.$$

За механизъм с люлееща се кулиса по първата формула се определя ω_{3max}, а по втората - ω_{3min}. За механизъм с въртяща се кулиса по първата формула се определя ω_{3min}., а по втората - ω_{3max}.

Характерът на движението на въртящата се кулиса може да се оцени чрез коефициента на неравномерност на движението δ

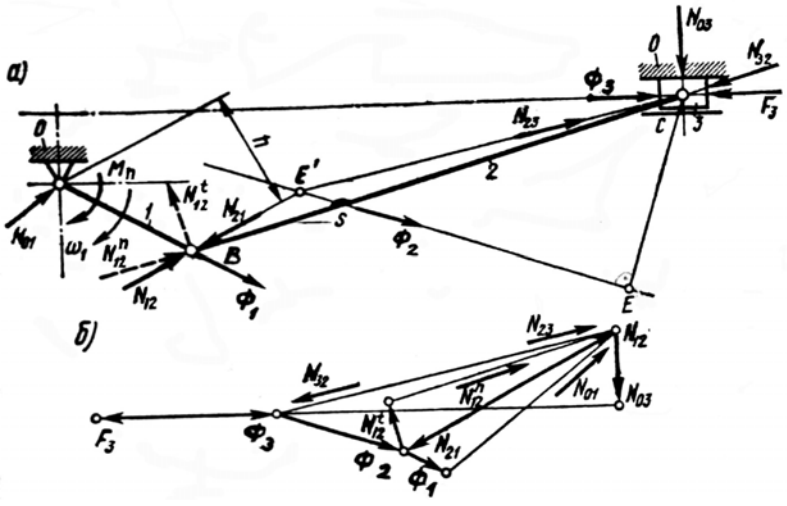
$$(4.52) \qquad \delta = \frac{\omega_{3\max} - \omega_{3\min}}{\omega_{3cp}} = \frac{\omega_1 \frac{r}{r-\alpha} - \omega_1 \frac{r}{r+\alpha}}{\omega_1} = \frac{2\frac{r}{\alpha}}{\left(\frac{r}{\alpha}\right)^2 - 1},$$

където $\omega_{3cp}=\omega_1$, тъй като коляното и кулисата правят едно пълно завъртане за едно и също време. Следователно степента на неравномерност на движението зависи от отношението $\frac{r}{\alpha}$.

16.3. СИЛОВ АНАЛИЗ НА ЛОДТОВИ МЕХАНИЗМИ

16.3.1. Реакции в кинематичните двоици

- ***Нормална съставяща на реакциите***



фиг.4.66. Силово изследване на коляно-мотовилков механизъм

На фиг.4.66 а е показана кинематичната схема на коляно-мотовилков механизъм в мащаб с мащабен модул k_L. Смята се , че чрез зададеният закон на движение на задвижващото звено *1* $\omega_1=const$ е направен кинематичен анализ и са определени инерционните сили на звената $\vec{\Phi}_1, \vec{\Phi}_2, u \vec{\Phi}_3$. Върху плъзгача *3* действува технологично

съпротивление $\vec{F}_3$. Силите на тежестта са пренебрегнати. Силовият анализ изисква определяне на реакциите във всички кинематични двоици и на приведения момент $\vec{M}_n$ на вала *O* на коляното *1*.

Механизмът е съставен от задвижващото звено *1* и асуровата група (*2, 3*) с две въртящи се двоици в *B и C* и една външна плъзгаща двоица между плъзгача *3* и стойката *O.*

Силовото изследване започва от групата (2, 3)върху чиито звена действуват известните по големина и направление сили $\vec{\Phi}_2, \vec{\Phi}_3 \, u \, \vec{F}_3$. Групата се освобождава от външните си връзки и вместо тях се прилагат две реакции: $\vec{N}_{03}$ - в плъзгащата двоица, перпендикулярна на движението на плъзгача и неизвестна по големина и приложна точка; $\vec{N}_{12}$ - в шарнира *B*, неизвестна по големина и направление. Във вътрешната кинематична двоица – шарнира *C*, двете реакции и $\vec{N}_{32}$ са равни по големина, имат противоположни посоки, но не са известни големината и направлението им. Следователно, трябва да се определят реакциите $\vec{N}_{12}$, $\vec{N}_{03}$, $\vec{N}_{23} = -\vec{N}_{32}$, т.е. три вектора или шест скаларни величини. Шестте скаларни уравнения за равновесие, които ще се получат за определяне на неизвестните реакции, могат да се използуват в различна последователност. В разглеждания случай общата система от шест уравнения за равновесие се разделя на две скаларни уравнения, всяко от които съдържа по една неизвестна величина, и две векторни уравнения, които се решават независимо. Решението се провежда на три етапа.

<u>Първи етап</u>. Разглежда се равновесието на звеното *2*. Реакцията $\vec{N}_{12}$ се представя чрез две съставящи: $\vec{N}_{12}^t$ - с направление, перпендикулярно на звеното *BC*, и $\vec{N}_{12}^n$ - с направление по звеното *BC*. Посоката им се приема произволно. Написва се моментното уравнение за равновесие на всички сили, действуващи върху звеното спрямо точка С (вътрешната двоица),

$$N_{12}^t \overline{BC} - \Phi_2 \overline{EC} = 0$$

където $N_{12}^t = \Phi_2 \dfrac{\overline{EC}}{\overline{BC}}$. Знакът "+" пред N_{12}^t означава, че посоката е избрана правилно. Ако знакът е "-", трябва да се промени предварително избраната посока.

<u>Втори етап.</u> Разглежда се равновесието на групата (*2, 3*) и се написва векторното уравнение за равновесие на всички сили и се решава графично (фиг.4.66 б)

$$\vec{N}_{12}^n + \vec{N}_{12}^t + \vec{\Phi}_2 + \vec{\Phi}_3 + \vec{F}_3 + \vec{N}_{03} = 0.$$

От плана на силите се определят големината и направлението на силите N_{12}^n и $N_{03,}$ а така също пълната идеална реакция $\vec{N}_{12} = \vec{N}_{12}^n + \vec{N}_{12}^t$.

Тъй като направленията на трите сили $(F_3 + \Phi_3)$, $N_{03,}$ и $N_{23,}$, действуващи върху звеното *3,* трябва да се пресекат в една точка, в случая точка *C,* линията на действие на реакцията $\vec{N}_{03}$ е длъжна да мине през тази точка (фиг.4.66 а).

Трети етап. Реакцията $\vec{N}_{23}$ или $\vec{N}_{32}$ във вътрешната шарнирна двоица С може да се определи чрез плана за силите на групата (2, 3) (фиг.4.66 б), ако се разгледа равновесието на звеното *2* или *3*. За конкретния случай може да се отбележи, че директрисите на трите сили $\vec{N}_{12}, \vec{\Phi}_2$ и $\vec{N}_{32}$, действуващи на звено *2*, са длъжни да се пресекат в една точка, в случая E' (фиг.4.66 а).

Силовото изследване на задвижващото звено *1* се извършва по описания вече начин.Най-напред се определят инерционната сила $\vec{\Phi}_1$, реакцията $\vec{N}_{21}$ от страна на звеното *2*, а реакцията $\vec{N}_{01}$ от страна на стойката се търси (не са известни големината и направлението й).

Според уравн.(4.27) може да се състави едно векторно уравнение за равновесие на сумата от силите и едно скаларно моментно уравнение за равновесие спрямо точка *O*, т.е.

$$\vec{N}_{21} + \vec{\Phi}_1 + \vec{N}_{01} = 0,$$
$$\vec{M}(\Phi_1) + \vec{M}(N_{21}) = -\vec{M}_{yp} = 0,$$

откъдето се определят големината и направлението на реакцията N_{01}

Второто уравнение дава тъждество, ако законът на движение на задвижващото звено, приет при определянето на инерционните сили, съответствува на зададените външни сили. Възможно е да се приеме, че големината на момента N_{yp} е неизвестна. Тогава от моментното уравнение се определя такава големина на този момент, която да съответствува на приетото (например, равномерно) движение на това звено. Именно този момент на силите, действуващи върху задвижващото звено, определен от условието на зададения закон на движение на това звено, се нарича *уравновесяващ момент*. Аналогично се определя уравновесяваща сила.

За други равнинни механизми системата уравнения за определяне на реакциите в кинематичните двоици (без силите на триене) е също линейна и решението й не представлява принципно затруднение. Важно е да се има предвид, че линейните системи уравнения на кинето-статиката дават възможност за определянето само на главния вектор и главния момент на реакциите. След това в зависимост от конструктивното оформяне на кинематичните двоици е възможно да се намери разпределението на натиска по елементите им. Тогава неизбежно се приема някои от хипотезите за условията на деформация на кинематичните двоици.

- ***Тангенциална съставяща на реакциите – сили на триене***

Силите на триене зависят не само от нормалните реакции, но и от вида на триенето между елементите на кинематичните двоици. Във всички елементарни двоици (шарнирна, плъзгаща, винтова, сферична и др.) триенето е при плъзгане. В контурните двоици може да има три вида движение: чисто търкаляне, чисто плъзгане и търкаляне с плъзгане. В

повечето случаи движението е търкаляне с плъзгане, както е например при зъбните и гърбичните механизми.

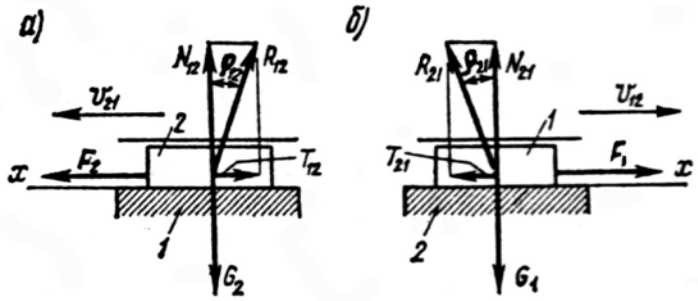
Силите на триене зависят от много фактори, които могат да се отчетат само след подходящ експеримент. При липса на такава възможност се получават приблизителни формули.

Ако условията на триене са близки до сухо или гранично триене (триещите се повърхнини са разделени от незначителен мазилен слой), силата на триене се нарича сила на сухо или *кулоново триене*. От механична гледна точка това възникващо съпротивление при движението на едно тяло спрямо друго представлява резултат от неравномерността на контактните повърхнини на телата, еластичността на контакта им и молекулните взаимодействия. Силите на триене се изчисляват по формулата

(4.53) $$T_{12} = \mu N_{12},$$

където μ е *коефициентът на триене при плъзгане.*

Коефициентът на триене $\mu = tg\rho$ зависи от вида на материала и състоянието на триещите се повърхнини, т.е. от качеството на механичната и термичната им обработка.



фиг.4.67. Реални реакции в плъзгаща двоица

Ъгълът на триене (фиг.4.67) е ъгълът ρ_{12}, на който се отклонява пълната реакция R_{12} от нормалата поради появата на силата на триене T_{12}. Следователно големината на реакцията в плъзгащата двоица, е

(4.54) $$R_{12} = \sqrt{N_{12}^2 + T_{12}^2} = N_{12}\sqrt{1+\mu^2} = \frac{N_{12}}{\cos\rho_{12}}.$$

Мощността, необходима за преодоляване на силата от триене в плъзгащата двоица, е

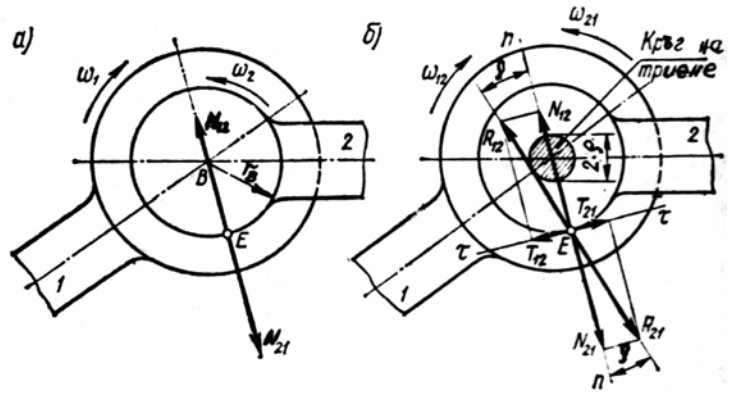
(4.55) $$P_T = T_{12}\upsilon_{21} = \mu N_{12}\upsilon_{21} = \mu R_{12}\cos\rho_{12}\upsilon_{21}$$

където υ_{21} е относителната скорост на плъзгане.

Ако условията на триене са близки до течно триене, т.е. триещите се повърхнини са разделени от мазилен слой, силата на триене се нарича *сила на течно триене* и големината й се определя от формулата

(4.56) $$T=\beta\upsilon,$$

където υ е големината на относителната скорост на триещите се повърхнини, а β-коефициентът на течно триене (дисипативният коефициент), зависещ от дебелината на мазилния слой, вискозитета и големината на контактната повърхнина.



фиг.4.68. Реални реакции в шарнирна двоица

При идеална шарнирна двоица общата линия на действие на реакциите N_{21} *и* N_{12} (фиг.4.68 а) минава през центъра й В. С въвеждане на силата на триене, т.е. при реална връзка, общата линия на действие на реалната реакция R_{21} *и* R_{12} (фиг.4.68 б) ще бъде допирателна към кръга на триене с радиус $\rho \approx \mu r_B$, където μе коефициентът на триене при плъзгане, а r_B – радиусът на шийката.

Допирателната линия на действие на реакциите R_{12} и R_{21} с кръга на триене се определя така: реакцията, която действува на звеното *2,* е длъжна да създава момент относно центъра на шарнира *B,* обратен на направлението на относителната ъглова скорост ω_{21} от въртенето на звеното *2* спрямо звеното *1*; $\omega_{21}=\omega_2-\omega_1$, където ω_1 *и* ω_2 са абсолютните ъглови скорости на двете звена и всяка има свой знак. Разликата на скоростите е алгебрична.

- ***Методи за определяне на действителните реакции***

Решаването на задачата може да стане по два метода: точен и приблизителен.

Точният метод е метод на кръговете на триене и ъглите на триене. Изразява се в това, че реакциите в кинематичните двоици се определят с отчитане на триенето в тях. Получава се нелинейна система от уравнения за определяне на реакциите и решаването й се усложнява значително.

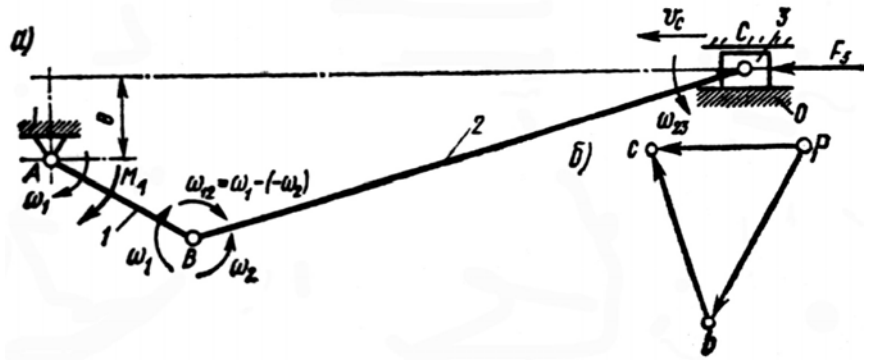
Приблизителният метод е на последователните приближения, тъй като директното приложение на графо-аналитичен метод при отчитане на силите на триене е невъзможно, защото те внасят споменатата нелинейност. Затова с итерационният метод в няколко последователни приближения се достигат резултати с желана точност. За първа (начална) итерация се приема определянето на реакциите без отчитане на триенето. Получените нормални реакции дават възможност да се изчислят силите и моментите на триене в кинематичните двоици в първо приближение. Прилагат се върху асуровата група като външни сили заедно със зададените и задачата се решава отново (втора итерация). Чрез получените по-точни стойности на нормалните реакции се изчисляват отново силите и моментите на триене в кинематичните двоици във второ приближение и също като външни сили заедно с приложените външни сили се прилагат върху асуровата група и т.н. Процесът е бързо сходящ и е достатъчно да се получат резултатите от второ приближение.

Като се отчита приблизителният избор на големината на коефициентите на триене, се смята, че двата метода дават достатъчно близки за практически цели резултати. Приблизителният метод е по-прост и нагледен от точния и затова много често той се препоръчва, с изключение на случаите, когато механизмът е самоспиращ. Тогава резултатите са много неточни.

Прилагането на приблизителния метод за определяне на реакциите в кинематичните двоици с отчитане на триенето върху вече изследвания коляно-мотовилков механизъм от фиг.4.66 а става в следния ред. От плана на силите за разглежданото положение (показан на фиг.4.66 б) се отчитат реакциите в кинематичните двоици в първо

приближение. Известни са коефициентите на триене μ_ι във всички кинематични двоици и радиусът на шийките на шарнирните двоици r_A r_B и r_C.

От кинематичният анализ са известни ъгловите скорости на звената ω_1 и ω_2 и линейната скорост на плъзгача υ_C. Определят се относителните ъглови скорости на звената $\omega_{10}=\omega_1$, $\omega_{12}=\omega_1-(-\omega_2)$ и $\omega_{23}=\omega_2-\omega_3=\omega_2$. Означават се направленията на всички абсолютни, относителни и линейни скорости в плана на положението (фиг.4.69 а) и се построява планът на скоростите (фиг.4.69 б).



фиг.4.69. Реални реакции в коляно-мотовилков механизъм

Силите и моментите на триене са

$$T_{оз}=\mu N_{оз};M_{TA_{01}}=\mu_A r_A N_{01};M_{TB_{12}}=\mu_B r_B N_{12};M_{TC_{23}}=\mu_C r_C N_{23}.$$

Посоките им се определят от движението на механизма: $M_{TA_{01}}$ има посоката на ω_1, $M_{TB_{12}}$ - на ω_{12}, $M_{TC_{23}}$ - на ω_{23} и силата $T_{оз}$ – на скоростта υ_{03} с която стойката се движи спрямо плъзгача.

По-нататък след доуточняването на броя на зададените сили, задачата се решава отново и се получават нормалните реакции във второ приближение и т.н.

При определяне на реакциите с отчитане на триенето в кинематичните двоици се налага да се определи и общата изразходвана мощност P_T за преодоляване на силите на триене.

Изразходваната мощност на триене във всяка кинематична двоица е :

$$P_{TA}=\mu_A N_{01} r_A \omega_{10}, P_{TB}=\mu_B N_{12} r_B \omega_{12}, P_{TC}=\mu_C N_{23} r_C \omega_{23} \quad и \quad P_{Tn}=\mu N_{03} \upsilon_C.$$

Тогава общата изразходвана мощност за преодоляване на триенето ще бъде: $P_T=P_{TA}+P_{TB}+P_{TC}+P_{Tn}$. Приведеният момент на триене или моментът на коляновия вал А, необходим за преодоляване на силите на триене във всички кинематични двоици, е $M_{Tпр}=P_T/\omega_1$. Действителния момент на силите от полезните съпротивления, които машината може да преодолее на вала А, ще бъде $M_{n.c}=M_1-M_{Tпр.}$

Следователно, в някои случаи при неподходящо избрани съотношения между параметрите на механизма, силите на триене могат да затруднят движението на звената в необходимата посока и дори да не им позволят да се движат, независимо от наличието на двигателни сили. Получава се явлението *самоспиране* или *заклинване*. Това явление се обяснява с динамични причини и понякога се наблюдава при промяна на задвижващото звено. За повечето механизми това е недопустимо явление, но има случаи, когато механизмът се оразмерява специално, за да стане самоспиращ в определена посока на движение. Например, при подемните машини самоспирането се проявява при обратния ход и не позволява произволно спускане на издигнатия товар. Самоспиране при

определени условия може да се осъществи например при винтови, червячни, планетни, гърбични механизми и др.

16.3.2. Механичен коефициент на полезно действие.

Силовият анализ без отчитане и с отчитане на триенето показва, че в резултат от наличието на триене в кинематичните двоици се губи енергия във вид на механична работа. Поради това качественият показател на механизма, който дава оценка за загубите, предизвикани от триенето, е един от най-важните. Оценката на качеството от тази гледна точка трябва да се прави за стационарен режим на движение и то за период от време (цикъл), за който всички сили и моменти се изменят, и е кратен на кинематичният цикъл на механизма.

Отношението на работата на силите (моментите) на полезните съпротивления $A_{п.с}$ към работата на двигателните сили $A_{д.с}$ за времето на един цикъл от установеното движение на механизма се нарича *механичен коефициент на полезното действие* на механизма.

(4.57) $$\eta_м = \frac{\mathrm{A}_{п.с}}{\mathrm{A}_{Д.с}} < 1.$$

Поради еднаквостта на времето $t_{ц,}$ за което силите (полезни съпротивления и двигателни сили) извършват работа, в израза за к.п.д. могат да се заменят средните стойности на съответните мощности

(4.58) $$\mathrm{P}_{ср} = \frac{\mathrm{A}_{Ц}}{t_{Ц}} = F_{ср}\upsilon_{ср} \text{ или } \mathrm{P}_{ср} = \frac{\mathrm{A}_{Ц}}{t_{Ц}} = \mathrm{M}_{ср}.\omega_{ср}.$$

Тогава уравнението (4.57) получава вида

(4.59) $$\eta_м = \frac{\left(\mathrm{P}_{п.с}\right)_{ср}}{\left(\mathrm{P}_{Д.с}\right)_{ср}}.$$

Коефициент на загубите се нарича отношението на работата (или мощността) на вредните съпротивителни сили $A_{в.с}$ към работата (или мощността) на двигателните сили $A_{Д.с}$

(4.60) $$x = \frac{\mathrm{A}_{в.с}}{\mathrm{A}_{Д.с}} = \frac{\mathrm{P}_{в.с}}{\mathrm{P}_{Д.с}}.$$

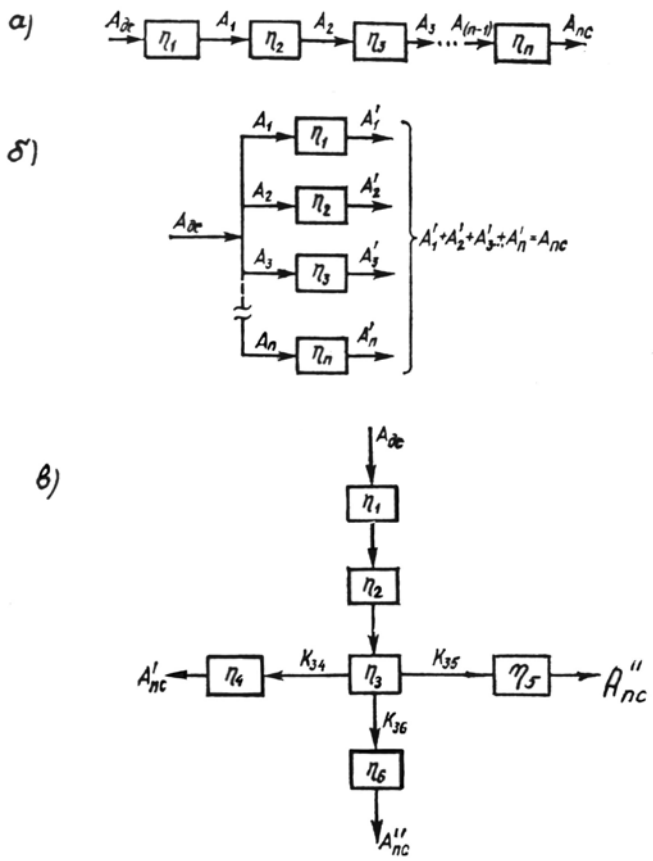
Зависимостта между двата коефициента е

(4.61) $$\eta_м = 1 - \frac{\mathrm{A}_{в.с}}{\mathrm{A}_{Д.с}} = 1 - x.$$

Общият к.п.д. на машина с последователно свързани механизми (фиг.4.70 а) е равен на произведението на частните к.п.д. на отделните механизми

(4.62) $$\eta = \eta_1.\eta_2.\eta_3,...,\eta_n.$$

При успоредно свързване на механизмите (фиг.4.70 б) общият к.п.д. е



фиг.4.70. Общ коефициент на полезно действие на свързани механизми
а – при последователно свързване; б – при успоредно свързване; в – при смесено свързване

(4.63) $$\eta = \eta_1\kappa_1 + \eta_2\kappa_2 + \eta_3\kappa_3 + ... + \eta_n\kappa_n,$$

където κ_1, κ_2, …$\kappa_п$ са коефициентите на разпределение на енергията (очевидно $\kappa_1+\kappa_2+\kappa_3+....+\kappa_п=1$).

При смесено свързване на механизмите (фиг.4.70 в), състоящо се от последователно и паралелно свързване, за което $\eta_{4\,56}=\kappa_{34}\eta_4+\kappa_{35}\eta_5+\kappa_{36}\eta_6$, общият к.п.д. е

(4.64) $$\eta=\eta_1 .\eta_2 .\eta_3 (\kappa_{34}\,\eta_4+\kappa_{35}\,\eta_5+\kappa_{36}\,\eta_6).$$

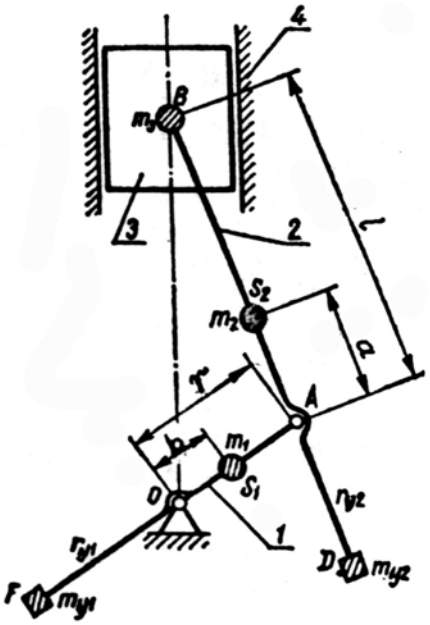
16.3.3. Намаляване на динамичните реакции в кинематичните двоици на равнинни лостови механизми

Пълното уравновесяване на който и да е равнинен лостов механизъм се свежда до избор на подходящи уравновесяващи маси.При това сумата на всички инерционни сили (включително и инерционните сили на уравновесяващите маси) и сумата на моментите на тези сили спрямо всяка произволно избрана точка са равни на нула. Пълното уравновесяване е много трудно, а в повечето случаи – невъзможно. Ето защо на практика се използува статично уравновесяване или дори непълно (частично) статично уравновесяване.

Статичното уравновесяване на механизмите се характеризира с това, че само сумата от инерционните сили е равна на нула. Общата инерционна сила е $\vec{\Phi} = -m\,\vec{a}_s$ където m е общата маса на всички звена на механизма, включително и на уравновесяващите маси, а $\vec{a}_s$ - ускорението на общия масов център. За статично уравновесяване е достатъчно $\vec{a}_s=0$. За стационарни механизми това е възможно, когато

общият масов център е неподвижен, а за подвижни механизми – когато общият масов център се движи праволинейно и равномерно.

- **Коляно-мотовилков механизъм** (фиг.4.71).



фиг.4.71. Статично масово уравновесяване на коляномотовилков механизъм

Масата на плъзгача *3* – m_3, е съсредоточена в точка *B*, масата на мотовилката *2* – m_2, в масовия център S_2. Най-напред се поставя уравновесяващата маса m_{y2} върху правата *AB* в точка *D*, чрез която масата m_3, m_2 *и* m_{y2} ще имат общ масов център в точка *A*. От уравнението на статичните моменти спрямо точка *A* се получава

$$m_3 l + m_2 \alpha = m_{y2} r_{y2} \tag{4.65}$$

и се определя големината на първата уравновесяваща маса m_{y2}

$$m_{y2} = \frac{1}{r_{y2}} \left(m_3 l + m_2 \alpha \right). \tag{4.66}$$

Големината на уравновесяващата маса зависи и от дължината на рамото r_{y2}. При по-късо рамо масата е по-голяма и обратно.

Съсредоточената маса в точка *A* е сума от трите маси m_3, m_2 *и* m_{y2}. За да попадне масовият център на механизма в точка *O* и да стане неподвижен (целта на решаването на задачата), е необходима още една уравновесяваща маса m_{y1} на рамото r_{y1}. Големината на масата m_{y1} и разстоянието r_{y1} (избира се произволно) се определят чрез уравнението на статичните моменти спрямо точка *O*:

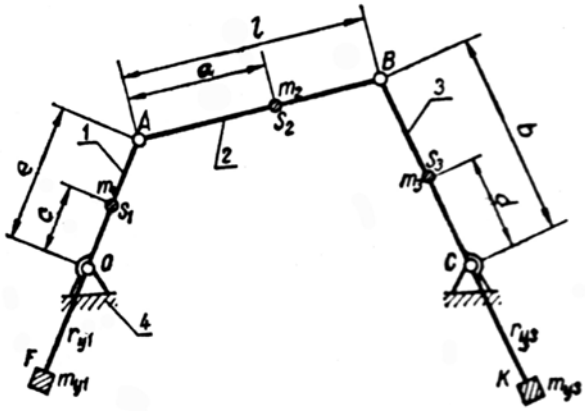
$$\left(m_3 + m_2 + m_{y2} \right) r + m_1 b = m_{y1} r_{y1} \tag{4.67}$$

Следователно:

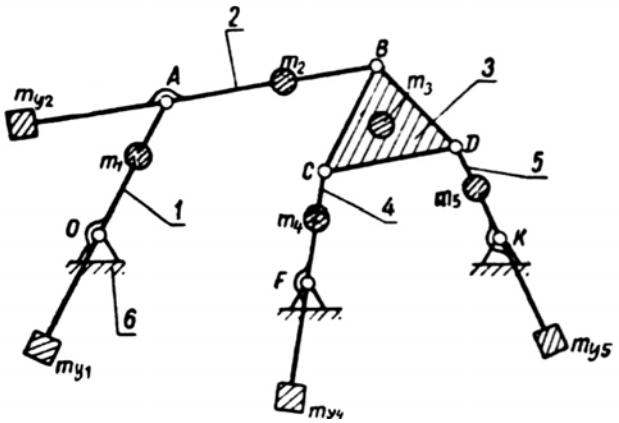
$$m_{y1} = \frac{1}{r_{y1}} \left[\left(m_3 + m_2 + m_{y2} \right) r + m_1 b \right]. \tag{4.68}$$

Двете уравновесяващи маси осигуряват анулирането на общата инерционна сила на механизма, в това число и на инерционните сили от всички порядъци на плъзгача.

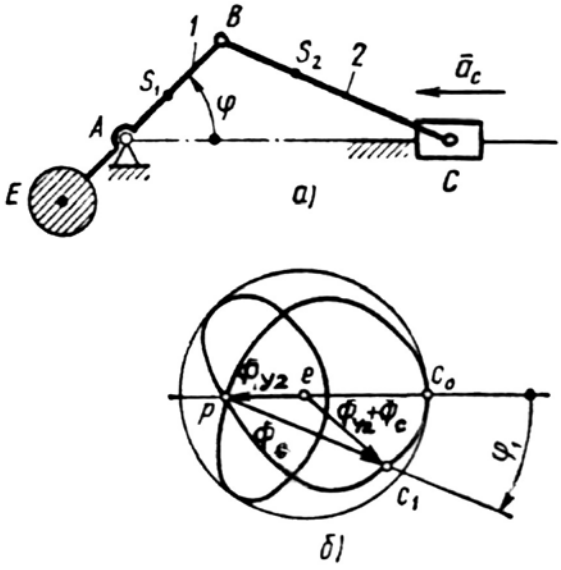
Реално приложение на получените резултати има само в отделни случаи, тъй като при малки радиуси r_{y1}.и $r_{y2.}$ уравновесяващите маси са значителни. В противен случаи при приемливо големи маси габаритните размери на механизма нарастват недопустимо.



фиг.4.72. Статично масово уравновесяване на шарнирен четири-звенник



фиг.4.73. Статично масово уравновесяване на много-звенен механизъм



фиг.4.74. Частично статично масово уравновесяване на коляно-мотовилков механизъм

На фиг.4.72 и 4.73 е показано статично уравновесяване на шарнирен четири-звенен механизъм и на много-звенен механизъм, извършено въз основа на аналогични разсъждения.

Поставянето на уравновесяващата маса и на мотовилката на коляно-мотовилков механизъм е неприемливо. Най-често се прилага частично статично масово уравновесяване (фиг.4.74 а). За целта механизмът се свежда към точков модел с дискретни маси в точките *A, B и C* въз основа на статична еквивалентност с оригинала (за разглеждания случай тази еквивалентност е достатъчна). Дискретната маса в точка *A* е неподвижна и няма да участвува в уравновесяването.

Дискретната маса в точка *B* е сума съсредоточените маси в точка *B* на звената *1 и 2*, т.е.

$$m_{\mathrm{B}} = m_1 \frac{l_{\mathrm{AS}_1}}{l_{\mathrm{AB}}} + m_2 \frac{l_{CS_2}}{l_{\mathrm{B}C}}. \qquad (4.69)$$

Дискретната маса в точка *C* е сума от съсредоточените маси в точка *C* на звената *2* и *3*, т.е.

$$m_C = m_2 \frac{l_{\mathrm{BS}_2}}{l_{\mathrm{B}C}} + m_3. \qquad (4.70)$$

Инерционната сила на масата m_B се уравновесява напълно чрез маса с масов център в точка *E* след изпълнение на следното условие:

$$m_{y1} l_{AE} = m_B l_{AB}. \qquad (4.71)$$

Неуравновесена остава инерционната сила от масата m_C с посока на движението на плъзгача. В някои случаи тази сила не оказва съществено влияние на фундамента и тогава така извършеното статично частично уравновесяване е допустимо.

Ако трябва да се намали въздействието на неуравновесената инерционна сила Φ_C (фиг.4.71) към нея монтираната уравновесяваща маса m_{y1} се прибавя допълнителната маса $m_{y2.}$ Тя се определя от условието за получаване на най-малка неуравновесена инерционна сила от масата $m_{C.}$

За целта се прилага синтез чрез най-добро приближаване на функции, като се приема, че зададената функция е големината на инерционната сила на масата $m_{C,}$ а приближаващата – големината на инерционната сила на допълнителната уравновесяваща маса $m_{y2.}$

Най- напред се построява ходографът на инерционната сила Φ_C на масата m_C в координатна система, свързана с коляното (фиг.4.74 б). Това става лесно с прилагане на метода на инверсията. Задава се ъглова скорост на целия механизъм, равна по големина, но с противоположна посока на ъгловата скорост на коляното. Плъзгачът заедно с направляващите се завърта около точка *A* (фиг.4.74 б). Избира се точка *p* за начало на ходографа и се нанася мащабното изображение на инерционната сила най-напред при $\varphi=0$ - отсечката pc_0, в посока, противоположна на ускорението на точка *C*. След това през точка *p* се прекарва лъч под ъгъл $\varphi=\varphi_1$ по посока на движението на плъзгача, като ъгълът се нанася в посока, противоположна на въртенето на коляното. На този лъч се отмерва мащабното изображение на вектора на инерционната сила $\vec{\Phi}_C$, съответствуваща на ъгъл φ_1, и се получава точка C_1 от ходографа и т.н. до ъгъл $\varphi=2\pi$.

Векторът на търсената инерционна сила $\Phi_{\gamma 2}$ на уравновесяващата маса m_{y2} се изразява с постоянна по големина отсечка $\overline{ep}$. Приложната му точка *e* трябва да се избере от условието за най-добро приближаване на функциите. Това условие се изпълнява, ако точка *e* се избере в центъра на окръжност, в която е вписан ходографът на вектора Φ_C, тъй като в този случай останалата неуравновесеност $\Phi_C+\Phi_{y2}$, изобразена с отсечката $\overline{ec_1}$, максимален брой (три) пъти достига граничните стойности.

Измерва се отсечката $\overline{ep}$. и чрез мащабният модул за силата k_F се определя

(4.72) $$\Phi_{y2} = \overline{ep}.\kappa_F.$$

Тогава

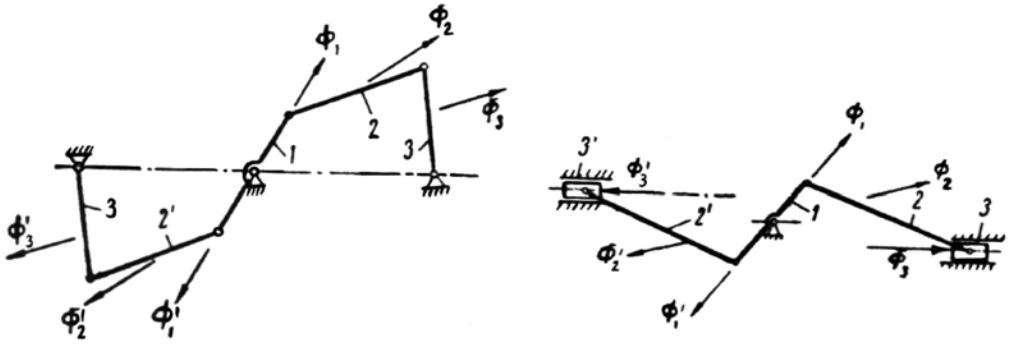
(4.73) $$m_{y2} l_{\mathrm{AE}} \omega^2 = m_C \alpha_{C_0} \frac{\overline{ep}}{\overline{pc_0}},$$

или

(4.74) $$m_{y2} l_{\mathrm{AE}} = mc \frac{\alpha_{C_0}}{\omega^2} \frac{\overline{ep}}{\overline{pc_0}}.$$

Тази задача може да се реши и чрез метода на квадратично приближаване на функции. Тогава точка е трябва да се избере в центъра на ходограф, който се разглежда като крива, представляваща система от точки с еднакви маси.

Частично или дори пълно уравновесяване на инерционните сили може да се постигне чрез прибавяне на уравновесяващи механизми. Те пораждат инерционна сила или двоица, насочена срещу силите за уравновесяване. Ако се спази геометричната и масовата симетрия (фиг.4.75), се получава пълно уравновесяване на резултантната инерционна сила без поставяне на уравновесяващи маси.



фиг.4.75. Възможност за пълно уравновесяване на лостов механизъм

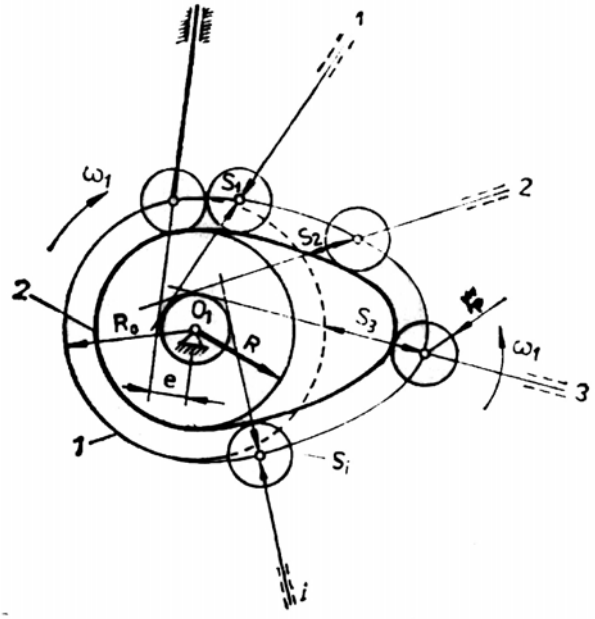
Освен инерционни сили на механизма действуват и външни сили и моменти. Ако те са значителни, механизмът трябва да се уравновеси така, че инерционните сили и моменти по възможност да погасяват действието на външните сили и моменти.

17. ГЪРБИЧНИ МЕХАНИЗМИ

17.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ

Гърбичните механизми, подобно на другите видове механизми служат за преобразуване на един вид движение на задвижващото звено, изменящо се по определен закон, в друг вид движение – на изпълнителното звено, като едновременно с това преобразуват предаваните силови параметри (сили, моменти).

Аналогично на лостовите механизми и гърбичните механизми са равнинни и пространствени. Освен това, в зависимост от вида на движението на гърбицата са с въртеливо и транслационно задвижване (4.29). Това са тризвенни механизми, но поради наличието на контурна двоица, между гърбицата и плъзгача (или кобилицата), за да се намали износването на профила на гърбицата, много често се използува подходящ междинен елемент – свободно въртяща се ролка. В тези случаи се различават два профила на гърбицата: центрови – кривата *1* и действителен (работен) – кривата *2* (фиг.4.76).



фиг.4.76. Схема на гърбичен механизъм с ролков плъзгач

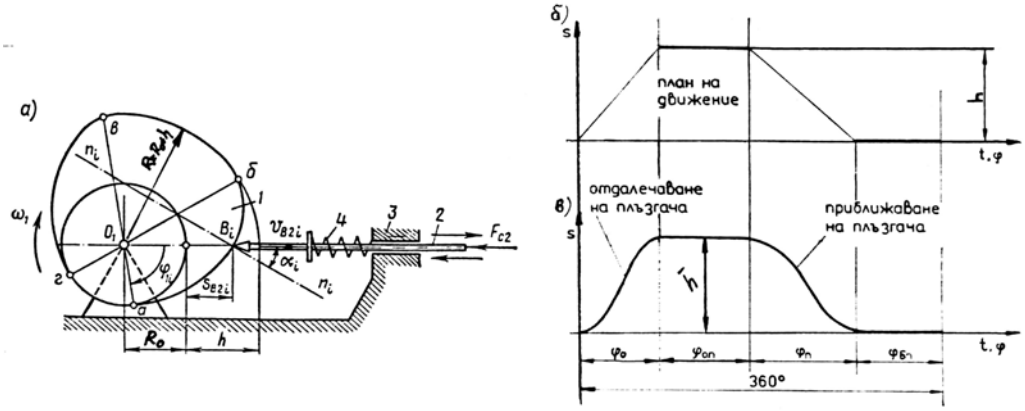
Центровата крива е траектория на центъра на ролката при движението й около гърбицата. Работният профил е еквидистантно разположен от центровия на разстояние равно на радиуса на ролката r_p. Окръжността с радиус R_0 се нарича основна окръжност на центровата крива, а окръжността с радиус $R=R_0-r_p$ е основната окръжност на работния профил.

Под план на положението на гърбичен механизъм се разбира графично изображение, което показва интервалите на движение и на покой на изпълнителното звено. За гърбичните механизми това е много важно, тъй като изпълнителното звено получава движение само в случаите, когато се допира до части от профила на гърбицата, които имат променливо разстояние от оста на въртенето й – участъците от профила *аб* и *вг* от фиг.4.77.

Следователно в общия случай при едно завъртане на гърбицата се различават следните интервали на движение:

- фаза на отдалечаване; съответствува на централен ъгъл на въртене на гърбицата φ_0;
- фаза на отдалечен престой; съответствува на централен ъгъл на завъртане на гърбицата φ_{on};

- фаза на приближаване; съответствува на централен ъгъл на завъртане на гърбицата φ_n.



фиг.4.77. Построяване на план и закон на движение на гърбичен механизъм с плъзгач

Общата сума на фазовите ъгли на гърбицата е 360°=2π радиана, но в някои случаи е възможно ъгълът $\varphi_{оп}$=0 или $\varphi_{бп}$=0, или и двата да са равни на нула.

Тъй като следващото завъртане не води до промяна в интервалите на движението, а фазите се повтарят в същата последователност, достатъчно е да се построи плана на движението само за едно завъртане на гърбицата (фиг.4.77 б). Така координатата време се заменя с геометричния обобщен параметър φ на механизма.

За разлика от плана на движение, законът на движение изразява графична (фиг.4.77 в) или аналитична функционална зависимост на движението на изпълнителното звено от движението на задвижващото (гърбицата) за един интервал на движение, например, отдалечаване или приближаване.

Предимствата на гърбичните механизми са:

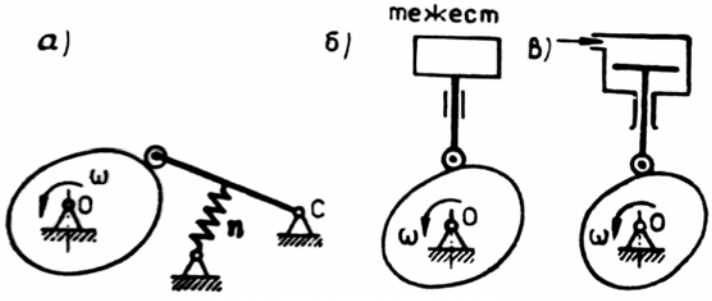
- минимален брой звена и простота на проектирането;
- възможност за лесно осъществяване на зададен закон на движение на изпълнителното звено;
- лесно настройване на машината за нов технологичен процес;
- малки габаритни размери.

Недостатъците им се изразяват в следното:

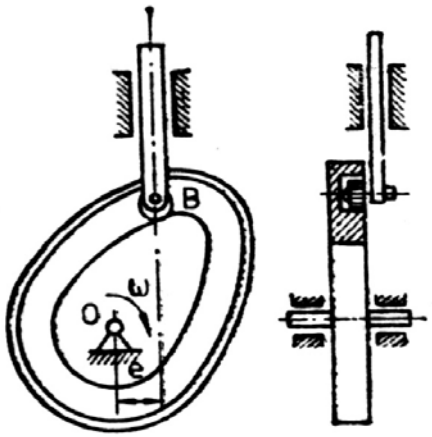
- изработването на работния профил е сложна технологична операция;
- пластичните деформации в контурната двоица ги прави неподходящи за пренасяне на големи сили;
- необходимо е да се затварят елементите на контурната двоица.

Затварянето може да стане силово или кинематично (геометрично).

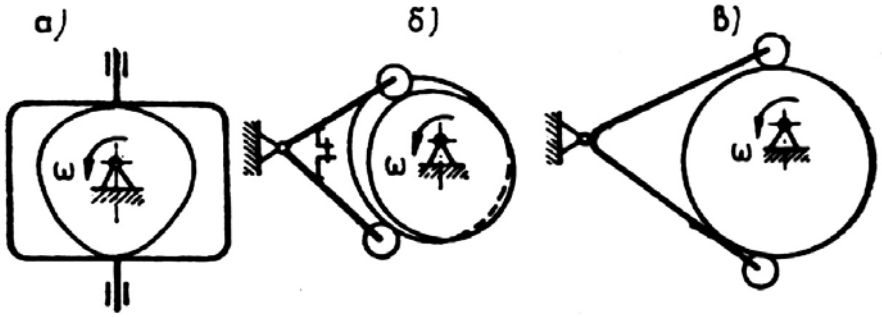
Силовото затваряне се осъществява чрез пружина (фиг.4.78 а), противотежест (фиг.4.78 б), хидравлично или пневматично (фиг.4.78 в). Геометричното затваряне се извършва чрез изработване на специална конструкция на гърбицата (фиг.4.79) или на изпълнителното звено (фиг.4.80).



фиг.4.78. Силово осигуряване на контакта на елементите на контурната двоица при гърбични механизми

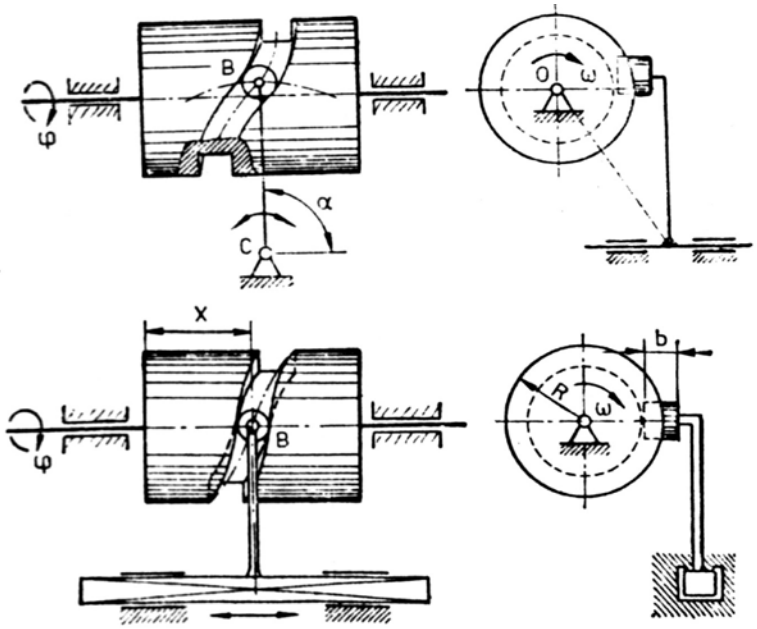


фиг.4.79. Геометрично осигуряване на контакта на елементите на контурната двоица чрез специална конструкция на гърбицата



фиг.4.80. Геометрично осигуряване на контакта на елементите на контурната двоица чрез специална конструкция на гърбицата

Освен равнинни гърбични механизми в практиката се прилагат и пространствени. Особено голямо разпространение в автоматите имат гърбиците изработени във форма на барабан с канал за ролката (фиг.4.81).



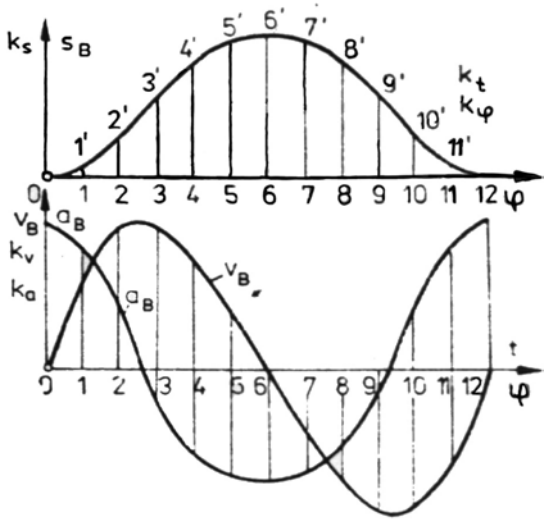
фиг.4.81. Два вида пространствени гърбични механизми
а – с кобилица; б – с ролков плъзгач

17.2. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ НА ГЪРБИЧНИ МЕХАНИЗМИ

За да се направи кинематично изследване на гърбичен механизъм е необходимо да се знаят видът на механизма, размерите, профилът на гърбицата и законът на движението й *(ω_1=const.*). Задачата на кинематичният анализ е определянето на закона на движение на изпълнителното звено (плъзгач или кобилица), заложен при проектирането на профила на гърбицата.

За кинематичен анализ на гърбичните механизми е най-удобен методът на кинематичните диаграми. Най-напред се намира законът на движение на изпълнителното звено като геометрична характеристика - $S=S(\varphi)$ или $\propto=\propto(\varphi)$ - фиг.4.77 в. Този начин на работа е свързан с неколкократно очертаване на профила на гърбицата и затова се използува методът на инверсията (обръщане на движението). Той се състои в това, че на целия механизъм (гърбица, изпълнително звено, стойка) се задава ъглова скорост, равна по големина на ъгловата скорост на гърбицата, но с обратна посока, т.е. - ω_1. Това означава, че гърбицата остава неподвижна, т.е. стойка, а изпълнителното звено и досегашната стойка започват да обикалят около оста на гърбицата с ъглова скорост - ω_1, като запазват относителното си движение спрямо гърбицата. При това движение взаимното разположение на звената остава такова, каквото е било преди инверсията, а сложният профил на гърбицата се начертава само веднъж (фиг.4.76). Положението на останалите звена се получават от условието за непрекъснат контакт на елементите на контурната двоица.

Преместването на изпълнителното звено S_1 във всеки от разглежданите моменти представлява разстоянието от R_0 до съответните точки на профила на гърбицата $R_i(S_i=R_i-R_0)$ и за едно завъртане на ъгъл $\varphi=2\pi$ се получава търсената зависимост. Тогава може да се използува директния графичен метод за кинематичен анализ чрез диференциране (фиг.4.82).



фиг.4.82. Геометрични характеристики на гърбични механизми

Получените диаграми $S'=S'(\varphi)$ и $S''=S''(\varphi)$, при равномерно въртене на гърбицата *(ω_1=const.*) представляват едновременно и кинематични диаграми $\vartheta=\vartheta(t)$ и $a=a(t)$, тъй като $\vartheta = S = \dot{S}'\omega_1$ и $\alpha = \ddot{S} = S'\omega_1^2$. Следователно скоростта и ускорението са предавателни функции, тъй като S' и S'' се наричат аналози на скоростта и ускорението. Прието е да се наричат първа и втора преводна функция на положението $S=S(\varphi)$. Тези графики са геометрични характеристики на механизма, тъй като видът им зависи само от геометрията му.

Между геометричните и кинематичните характеристики има връзка. Например, зависимостта $\vartheta = S'\omega_1$ е кинематична характеристика, тъй като в най-общия случай ъгловата скорост на гърбицата зависи от времето. Връзката между ъгловата и линейната скорост се осъществява чрез S', която е геометрична характеристика.

Предавателното отношение, както е известно, е отношението на ъгловите скорости, т.е.

(4.75) $$\iota_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

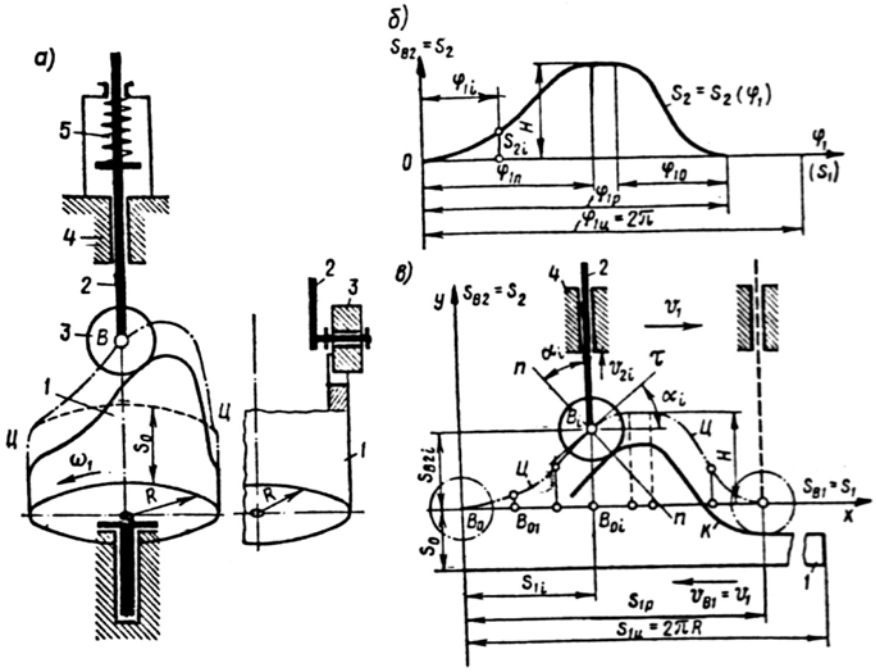
Тъй като положението на гърбицата се определя от ъгъл φ, а на изпълнителното звено, ако е кобилица – от ъгъл $\propto$, то уравнение (4.75) получава вида

(4.76) $$\iota_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi/dt}{d\propto/dt} = \frac{d\varphi}{d\propto} = \frac{1}{\propto'},$$

а ако изпълнителното звено е плъзгач и се движи транслационно със скорост ϑ

(4.77) $$\iota_{12} = \frac{\omega_1}{\vartheta} = \frac{d\varphi/dt}{ds/dt} = \frac{d\varphi}{ds} = \frac{1}{s'}.$$

Получените зависимости (4.77) и (4.78) показват, че предавателното отношение е също геометрична характеристика.



фиг.4.83. Пространствен гърбичен механизъм с цилиндрична гърбица
а – общ вид;б – функция на положението $S_2 = S_2(\varphi_1)$;
в – равнинно представяне на цилиндричната гърбица

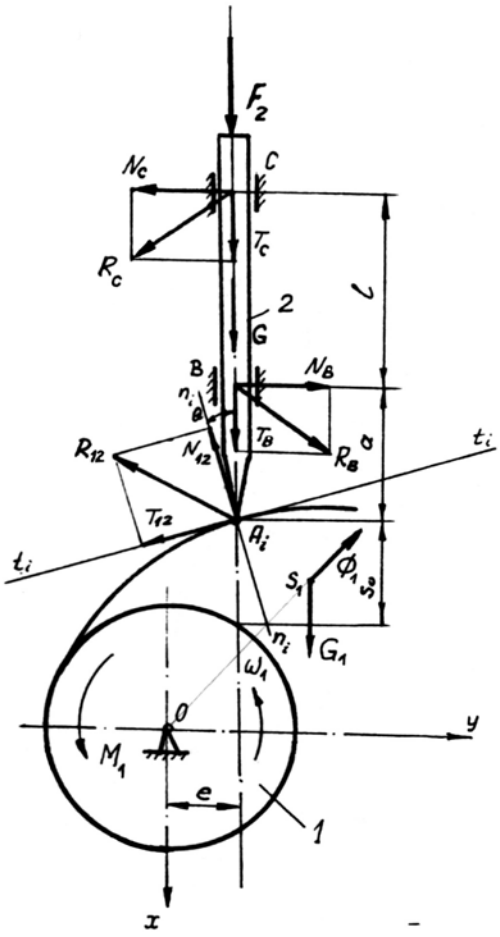
На фиг.4.83 е показана схемата на пространствен гърбичен механизъм с цилиндрична гърбица *1* и праволинейно движещ се плъзгач *2* с ролка *3*. Оста на плъзгача е успоредна на оста на гърбицата. Такъв вид механизми се изпълняват както със силово затваряне на контурната двоица – пружината *5*, така и геометрично (фиг.4.81).

За построяване на функцията на положението на изпълнителното звено $S_{B_2} = S_{B_2}(\varphi_1)$ е необходимо цилиндричната повърхнина на гърбицата да се развие в равнината (фиг.4.83 в). Чрез метода на инверсията, задавайки на целия механизъм линейна скорост - ϑ_1 се построява търсената функция, тъй като схемата на пространствената гърбица се свежда към схема на равнинна гърбица *1*, която се премества линейно със скорост $\vartheta_1=\omega_1 R$. След две графични диференцирания на тази функция се получават скоростта и ускорението на изпълнителното звено, т.е. е направено пълно кинематично изследване.

17.3. СИЛОВ АНАЛИЗ НА ГЪРБИЧНИ МЕХАНИЗМИ

Силовият анализ на гърбичните механизми се изразява в определянето на реакциите в кинематичните двоици и необходимият двигателен момент M_1 за осъществяване на движението му. Технологичното съпротивление F (фиг.4.84) е известно и действува по оста на звеното *2.*

Инерционните сили $\emptyset_1$ и $\emptyset_2$ са също известни, тъй като кинематичният анализ предшествува силовия. $\vec{\phi}_1 = -m_1 \vec{\alpha}_s^n$ и директрисата й минава през шарнира *0*. $\vec{\phi}_2 = -m_2 \vec{\alpha}_A$ и директрисата й съвпада с директрисата на движението на звеното *2*. Моментът на инерционната сила $M_{\Phi 1} = 0,$ тъй като $\varepsilon_1=0.$ Големината на силата на пружината F_n, необходима за осигуряване на силовото затваряне на контурната двоица зависи от технологичното съпротивление F и от инерционната сила $\emptyset_2$ и следователно е известна.



фиг.4.84. Схема на силово натоварване на гърбичен механизъм с плъзгач

Върху изпълнителното звено *2* действува резултантната външна сила F_2 , която е сума от технологичното съпротивление *F,* силата на пружината F_n, инерционната сила $\emptyset_2$, и собственото му тегло $G_2=m_2q$ (m_2 е общата маса на изпълнителното звено, заедно с ролката и всички други маси, прикрепени към него) по директрисата на движение на звеното *2*.

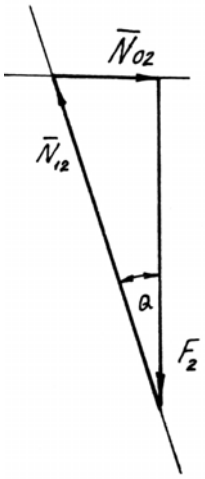
Съгласно принципа на Даламбер, за равновесието на звеното *2*, за първа(начална) итерация се приема определянето на реакциите без отчитане на триенето

$$\Sigma \vec{F}_i = 0; \quad \underline{\vec{N}_{12}} + \underline{\underline{\vec{F}_2}} + \underline{\vec{N}_{02}} = 0, \tag{4.78}$$

където N_{12} е нормалната (идеална) реакция в резултат на въздействието на гърбицата *1* върху плъзгача *2,* с директриса по нормалата n_in_1 в точка A_1;

N_{02} – нормалната (идеална) реакция в резултат на въздействието на стойката *0* върху плъзгача *2* с директриса, перпендикулярна на плъзгача.

Векторното уравнение е с две неизвестни и е решимо графически, като силата F_2 се нанася в подходящ мащаб с мащабен модул $\kappa_F = \frac{F_2}{\underline{\underline{F_2}}}, \mathrm{N}/mm.$



фиг.4.85. Силов триъгълник, изразяващ равновесието на плъзгача 2 от фиг.4.84.

От силовият триъгълник (фиг.4.85) се отчитат търсените реакции N_{12} *и* N_{02}

$$\mathrm{N}_{12} = \frac{F_2}{\cos\theta} \quad \text{и} \quad \mathrm{N}_{02} = F_2 tg\theta, \tag{4.79}$$

където θ е ъгълът на предаване на силата; за механизъм с плъзгач $\theta_{max}=30^{\circ}$, с тарелков плъзгач - 0^{o}, а за кобилица -45°.

Ако плъзгачът е лагеруван в две плъзгащи се двоици, например в *B* и *C* (фиг.4.84), големината на реакциите N_B и N_C се определя чрез моментните уравнения за равновесие на звеното *2* относно точките *B* и *C*.

$$\begin{aligned} \Sigma \mathrm{M}_{\mathrm{B}} &= 0; \quad -\mathrm{N}_{12}\alpha\sin\theta + \mathrm{N}_C l = 0, \\ \Sigma \mathrm{M}_C &= 0; \quad -\mathrm{N}_{12}(a+l)\sin\theta + \mathrm{N}_{\mathrm{B}} l = 0, \end{aligned} \tag{4.80}$$

откъдето за $\mathrm{N}_C = F_2 \dfrac{a}{l} tg\theta$ и $N_B = F_2 \dfrac{a+l}{l} tg\theta$.

Чрез така определените нормални реакции в първо приближение се определят тангенциалните реакции в кинематичните двоици (силите на триене) в първо приближение

(4.81) $$\mathrm{T}_{12} = \mu_{\mathrm{A}} \mathrm{N}_{12}, \quad \mathrm{T}_{\mathrm{B}} = \mu_{\mathrm{B}} \mathrm{N}_{\mathrm{B}} \quad \text{и} \quad \mathrm{T}_C = \mu_C \mathrm{N}_C,$$

и се прилагат в кинематичните двоици на звеното *2* (фиг.4.84), като външните сили заедно със зададените сили и задачата се решава отново (втора итерация). μ_A μ_B и μ_C са съответните коефициенти на триене.

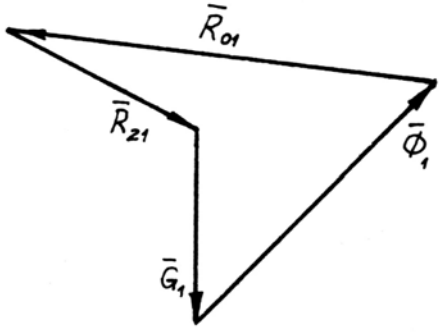
Чрез получените по-точни стойности на нормалните реакции се изчисляват отново силите на триене във второ приближение. Тъй като процесът е силно сходящ резултатите от второто приближение са достатъчно точни.

След уточняване на големината на реакцията $\vec{R}_{12} = \vec{\mathrm{N}}_{12} + \vec{\mathrm{T}}_{12}$ тя се прилага върху задвижващото звено *1* (гърбицата), като външна сила $\vec{R}_{21}$. Тъй като гърбицата се движи равномерно $(\omega_1 = const.)$ в масовият й център S_1 (фиг.4.84) са приложени само силите $\vec{\phi}_1 = -m_1 \vec{a}_S^n$, с директриса, минаваща през шарнирната двоица *0* и теглото $\vec{G}_1 = m_1 \vec{g}$ $\left(\vec{\mathrm{M}}_{\Phi 1} = -J_{S1} \vec{\varepsilon}_1 = 0 \right)$.

Динамичното равновесие на звеното *1* се разглежда при условие, че върху него е приложен условно уравновесяващ момент M_1 . Тогава

(4.82) $$\Sigma \vec{F}_i = 0; \quad \underline{\underline{\vec{R}_{21}}} + \underline{\underline{\vec{G}_1}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_1}} + \vec{R}_{01} = 0.$$

Векторното уравнение е с две неизвестни и може да се реши графично (4.86).



фиг.4.86. Силов многоъгълник, изразяващ динамичното равновесие на гърбицата 1 от фиг.4.84.

От силовият многоъгълник се отчита големината на неизвестната реална реакция R_{01}. За определяне на големината на уравновесяващият момент M_1 се използува моментното уравнение за равновесие относно шарнира *0*,

(4.83) $$\Sigma \mathrm{M}_0 = 0; \qquad -\mathrm{M}(R_{21}) - \mathrm{M}(G_1) + \mathrm{M}_1 = 0,$$

следователно

(4.84) $$M_1 = M(R_{21}) + M(G_1).$$

Силовият анализ се прави за едно завъртане на гърбицата, независимо от вида на механизма. С максималните стойности на реакциите се изчисляват съответните лагери, а с максималната стойност на реакцията R_{12} си оразмерява ролката и лагерът й (ако има такава).

Чрез уточнените сили на триене се изчислява коефициента на полезно действие на механизма, а чрез уравновесяващият момент M_1 – необходимият двигателен момент.

17.4. ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА НЕОБХОДИМАТА СИЛА ЗА ЗАТВАРЯНЕ НА КОНТУРНАТА ДВОИЦА

При движението на гърбичния механизъм, когато гърбицата преминава през фазовия ъгъл на отдалечаване най-често през втората половина на тази фаза се проявява инерционната сила (момент) на изпълнителното звено, от действието на която съществува възможност за разделяне на елементите на контурната двоица, независимо от действието на технологичното съпротивление. Това налага през целия диапазон на движение, да бъде приложена сила θ, за да бъзе изпълнено условието

(4.85) $$-\theta > (\Phi) = m_{об}\, a = m_{об}\, \omega^2_1\, S'',$$

където $m_{об}$ е общата маса на изпълнителното звено и елементите към него, *kg*.

На фиг.4.78 а, това ще бъде сила на пружина, на фиг.4.78 б – тежест $(Q=G)$, а на фиг.4.78 в – хидравличен или пневматичен натиск.

На фиг.4.77 а, пружината *4* действува на натиск, а на фиг.4.78 а – на опън. Независимо от вида на пружината, характеристиката й трябва да бъде такава, че да осигури изпълнението на неравенството (4.85).

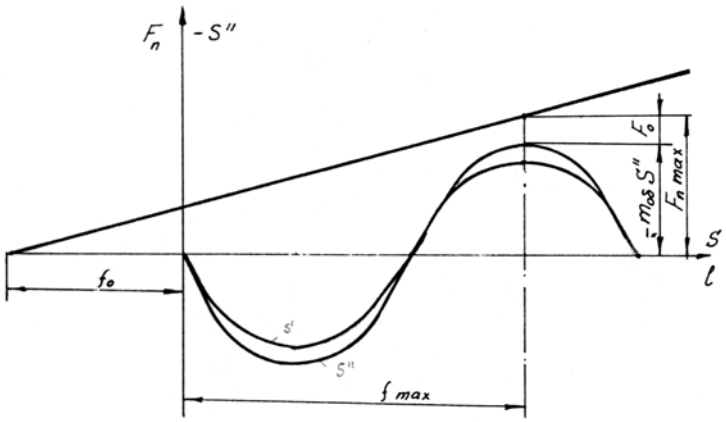
Силата на пружината е пропорционална на деформацията й (вж.у-ние 2.92) и за случая ще бъде

(4.86) $$F_п = cf = c(f_0 + f),$$

където c е еластичната константа на пружината, *N/m*;

f – деформацията й, *m;*

f_0 – първоначалната деформация при $S=0$ (фиг.4.87).



фиг.4.87. Силова схема за определяне на параметрите на пружина за осигуряване на контакта на елементите на контурната двоица на гърбичен механизъм

Съгласно уравнение (4.85)

(4.86) $$F_{П} + F > \Phi = -m_{o\delta}\omega_1^2 S'',$$

или

(4.87) $$cf_0 + cf + F > -m_{o\delta}\omega_1^2 S''.$$

Ако $cf_0 + F = F_0,$ където F_0 е предварителната сила на опън (за пружини, работещи на опън), за да се осигури устойчивост, и се приеме $cf = -m_{o\delta}\omega_1^2 S''.$, то

(4.88) $$\left(\frac{c}{m_{o\delta}\omega_1^2}\right)\max = -\left(\frac{S''}{f}\right)\max$$

съответствува на максимума на функцията $\left(\frac{-S''}{f}\right)$.

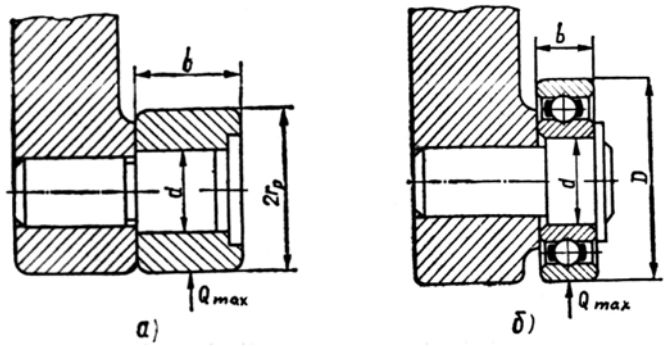
На фиг.4.87 е построена функцията $S'' = S''(\varphi)$, съответствуваща на графично елиминиране на параметъра φ. Получената диаграма е и диаграма и на инерционната сила $\Phi = \Phi(S)$ с мащабен модул $\kappa_\Phi = m\omega_1^2\kappa_{s''}.$ С отбелязаната максимална стойност $\left(\frac{-S''_{\max}}{f_{\max}}\right)$ се изчислява еластичната константа на пружината *c*. Следователно пружинната сила $F_{\text{п}}$ ще гарантира запас от сила F_0 в положението S_{max} на максималната инерционна сила.

Методът за оразмеряване на пружината е общ за всички гърбични механизми.

17.5. ЯКОСТНА ПРОВЕРКА

Поради наличието на контурна двоица най-често срещаната повреда е разрушаването на работните повърхнини от контактната умора (питтинг), когато гърбицата се смазва с масло. Ако липсва мазане износването на профила на гърбицата променя реализацията на предвидения закон на движение на изпълнителното звено.

За да се проверят елементите на контурната двоица на умора от влиянието на контактните напрежения е необходимо най-напред да се уточни радиусът на ролката r_p.



фиг.4.88. Конструктивно решение на монтаж на ролка към изпълнителното звено на гърбичен механизъм

От фиг.4.88 се вижда, че оста на ролката е натоварена на огъване

(4.89) $$\mathrm{M}_{or} = W[\sigma_{or}] \text{ или } Q_{\max}\frac{b}{2} = 0{,}1d^3[\sigma_{or}],$$

където, Q_{max} е максималното натоварване на ролката (вж.у-ние 4-85), *N;*

b – дължината на шийката, m;

d- диаметърът на шийката, m;

$[\sigma_{or}]$ – допустимото напрежение на огъване за материала на оста, *Pa*.

На фиг.4.88 а, конструкцията е такава, че е необходимо да се осигури стабилност на масления слой между шийката и ролката

(4.90) $$Q_{\max} = bd[p],$$

където *[p]* е допустимото повърхностно налягане, *Pa*.

От раздел трети (12.2.2) е известно, че отношението на дължината на шийката към диаметъра на оста се нарича геометричен параметър

(4.91) $$\varphi = -\frac{b}{d}.$$

Тогава от уравнения (4.89), (4.90) и (4.91) се получава

(4.92) $$\varphi = 0{,}32\sqrt{\frac{[\sigma_{or}]}{[\rho]}}.$$

Съгласно уравнения (4.90) и (4.91) за диаметъра на шийката се получава

(4.93) $$d = \sqrt{\frac{Q_{\max}}{\varphi[\rho]}}.$$

Радиусът на ролката трябва да бъде по-голям от радиуса на оста, като обикновено се приема

(4.94) $$r_\rho \approx d.$$

Широчината на ролката, а заедно с това и широчината на гърбицата, както следва от уравнение (4.91) е

(4.95) $$b=\varphi d,$$

но при условие, че $\varphi \le 1{,}2$.

Въз основа на уравнения (4.94) и (4.95) се стига до извода, че

(4.96) $$r_\rho \ge 0{,}83b$$

От двете стойности получени чрез уравнения (4.94) и (4.96) се избира по-голямата.

След уточняване на радиуса на кривина на втория елемент на контурната двоица – радиусът на ролката r_p, може да се провери повърхностната якост на контактни напрежения чрез формулата на Херц

(4.97) $$\sigma_н = 0{,}418\sqrt{\rho\frac{E_{Пр}}{\varsigma_{Пр}}} \le [\sigma_н],$$

където p е номиналното натоварване на единица дължина на контактната линия; $\rho = \frac{N_{12}}{b}$, N/m; N_{12} е нормалната компонента на реакцията R_{12} между гърбицата и ролката, N;

$E_{пр}$ – приведеният модул на линейна деформация, Pa;

$\varsigma_{пр}$- приведеният радиус на кривина, m; $\frac{1}{\varsigma_{Пр}} = \frac{1}{r_p} + \frac{1}{\varsigma_{\min}}$;

$\varsigma_{\min}$ – минималният радиус на кривина на профила на гърбицата, m.

$[\sigma_н]$ - допустимото напрежение на контактната якост, Pa; $[\sigma_н] = \frac{\sigma_{н\ell im}}{[n]}$, където $\sigma_{н\,lim}$ е максималното напрежение, което може да издържи повърхнината без появата на прогресивен питтинг; $[n]$ – минималният коефициент на сигурност.

Много често вместо ролка се използува търкалящ лагер – сачмен радиален едноредов или игленен (фиг.4.88 б). Лагерът се избира от съответните справочници, но така, че търкалящите тела да могат да понесат три пъти по-голямо натоварване от изчисленото.

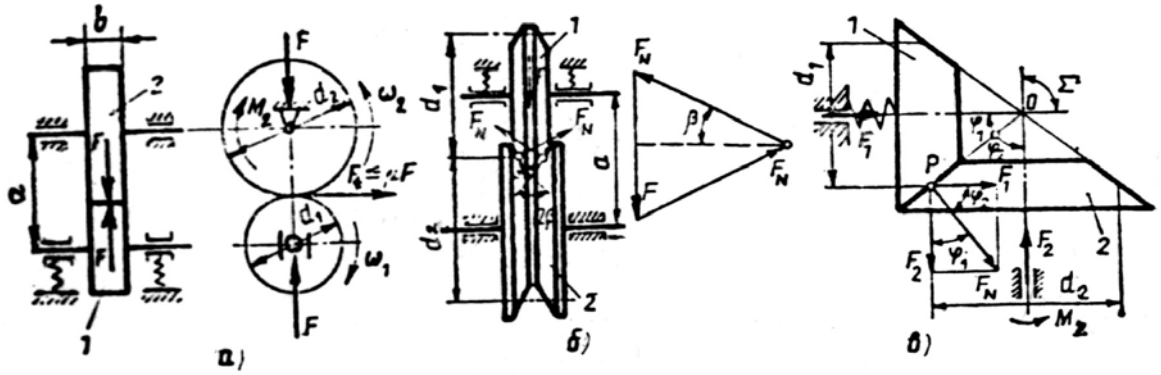
След като стане известна широчината B и външният диаметър D на лагера, вътрешният диаметър, който е и диаметър на шийката на оста се проверява на огъване, а контурната двоица – на контактни напрежения (у-ние 4.97).

18. МЕХАНИЗМИ, ПРЕДАВАЩИ ДВИЖЕНИЕ ЧРЕЗ ТРИЕНЕ

18.1. ФРИКЦИОННИ (ТРИЕЩИ) МЕХАНИЗМИ

18.1.1. Общи сведения

Триещите механизми служат за предаване на въртеливо движение (или за преобразуване на въртеливото движение в постъпателно*) между валове чрез силите на триене.* Тези сили възникват между дискове, цилиндри или конуси, закрепени неподвижно върху валовете и са притиснати един към друг. Схема на триеща предавка с цилиндрични дискове е показана на фиг.4.89 а.



фиг.4.89. Схеми на триещи предавки
а – цилиндрична; б – профилна; в - конусна

Двата диска, водещият *1* и водещият *2* се притискат със сила F така, че силата на триене F_m в мястото на контакта да бъде достатъчно голяма за предаване на периферната сила F_t.

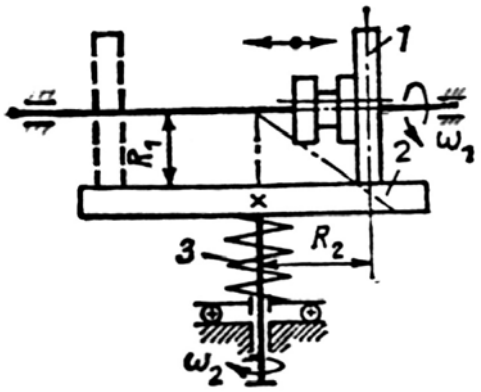
(4.98) $$F_{\mathrm{T}} = \mu F \ge F_t.$$

Нарушаването на това условие води до боксуване.

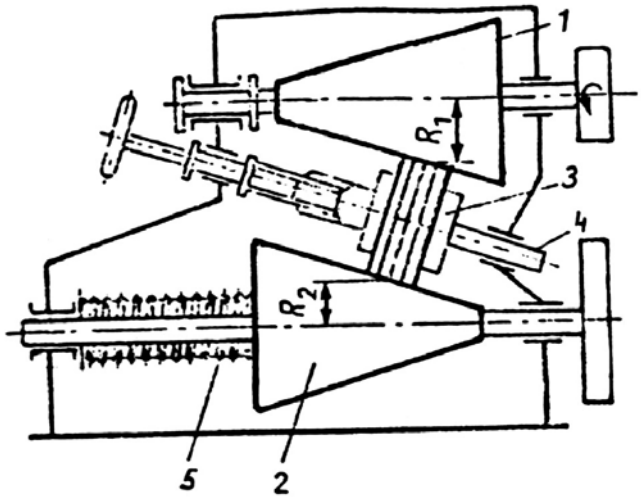
Притискането на дисковете един към друг може да стане чрез предварително деформирани пружини, хидроцилиндри, собственото тегло на възела, чрез система от лостове и др.

Триещите механизми могат да се класифицират по следните признаци:

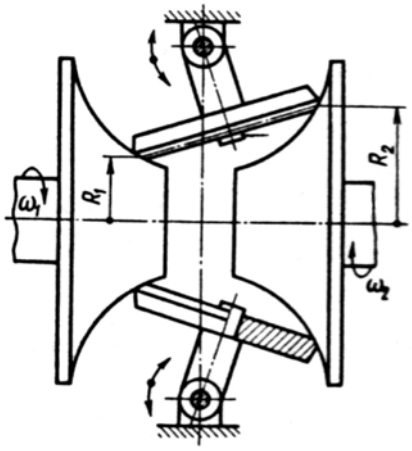
- *по предназначение*: с не регулируемо предавателно отношение (фиг.4.89); с безстепенно регулиране на предавателното отношение (вариатори) без междинно звено (фиг.4.91 и 4.92);



фиг.4.90. Схема на триещ механизъм с променливо предавателно отношение (вариатор) без междинно звено



фиг.4.91. Схема на триещ механизъм с променливо предавателно отношение (вариатор) с успоредни конуси и междинно звено



фиг.4.92. Схема на вариатор със съосни тороидни тела и междинно звено

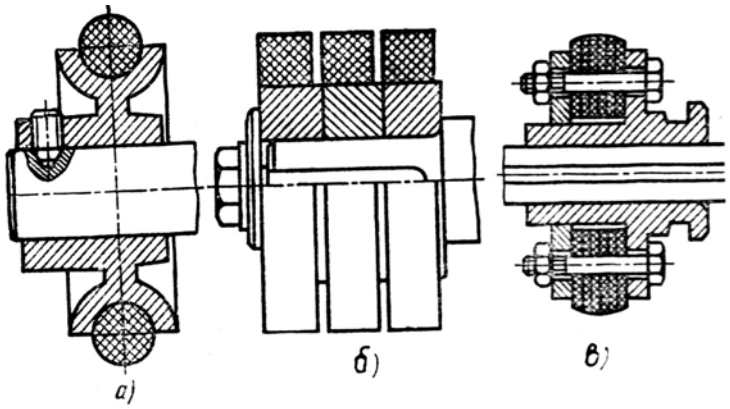
- *по взаимното разположение* на геометричните оси на валовете: цилиндрични или конусни с успоредни оси (фиг.4.89 в, 4.90); тороидни съосни (фиг.4.92);
- *в зависимост от условията на работа*: открити (работят на сухо) и закрити (работят в маслена вана);
- *по принципа на действие*: не реверсивни (фиг.4.89, 4.91 и 4.92) и реверсивни (фиг.4.90).

Предимствата на триещите механизми се изразяват в простотата на конструкцията и обслужването, плавност на предаване на движението и безшумност. За сметка на преплъзването и буксуването между колелата предавката има предпазно значение, но не се препоръчва да се използува. След буксуване се появяват следи по работните повърхнини, които довеждат до неравномерното им сработване и влошаване на работата на предавката.

Недостатъците се изразяват в непостоянство на предавателното отношение поради преплъзване, малка предавана мощност N (до 10-20 kW при открити предавки и до 200-300 kW при закрити), сравнително нисък к.п.д. за откритите предавки, голямо и неравномерно износване при буксуване, специално лагеруване на вала, където се прилага силата на притискане, и много малка периферна скорост на откритите силови предавки – до 10 m/s.

Приложение. Поради изтъкнатите недостатъци триещите механизми с не регулируемо предавателно отношение се използуват малко в машиностроенето (фрикционни преси, чукове, лебедки и др.). По-голямо приложение имат в уредостроенето. В машиностроенето най-голямо приложение имат триещите механизми с регулируемо предавателно отношение – вариаторите.

Материалите, от които се изработват триещите се повърхнини на колелата, трябва да имат висока износоустойчивост, голям коефициент на триене, голям модул на линейна деформация, влагоустойчивост и др. Правилно е водещото колело да се изработва от по-износоустойчив материал. Употребяват се следните комбинации: закалена стомана по закалена стомана (за закрити скоростни предавки), чугун по чугун или чугун по закалена стомана (за открити бавноходни предавки), текстолит или фибър по стомана или чугун (за леко натоварени открити предавки), кожа, гума, феродо, пластмаси по стомана или чугун (за предаване на малки въртящи моменти). Едното от колелата се изработва от стомана или чугун (воденото), а другото, както е показано на фиг. 4.93.



фиг.4.93. Видове конструктивни решения на малко триещо колело

18.1.2. Геометричен и кинематичен анализ

Основните геометрични параметри на триещите механизми са : диаметрите на колелата d_1, *и* d_2, междуосовото разстояние a и широчината b на колелата (при

цилиндрична предавка – фиг.4.89), средните диаметри d_1, и d_2 (при предавка с профилни триещи повърхнини), външните и вътрешните диаметри на този вид предавка се определят от якостни условия, средните диаметри d_1, и d_2 при конусните предавки.

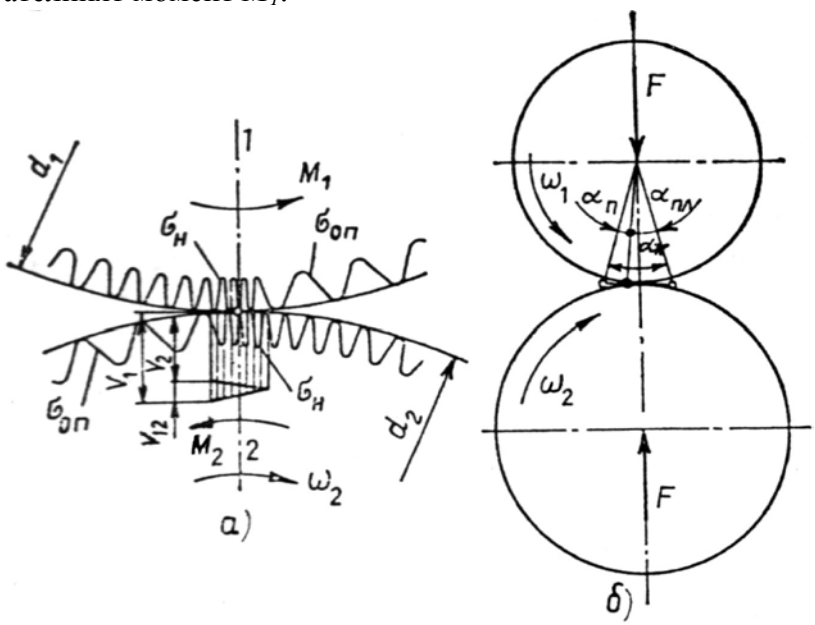
Ако се допусне, че няма преплъзване, периферните скорости на колелата ще бъдат равни, т.е. $\upsilon_1=\upsilon_2$. За цилиндрична предавка $\upsilon_1 = w_1 \frac{d_1}{2}$, $\upsilon_2 = w_2 \frac{d_2}{2}$ и следователно

(4.99) $$\iota_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}.$$

В действителност между колелата на механизма *има преплъзване* и следователно $\upsilon_1 \neq \upsilon_2$. Възможни са три вида преплъзване: буксуване, геометрично и еластично. *Буксуването* не може да се отрази върху предавателното отношение, тъй като при наличието му предавката не може да изпълнява предназначението си.

Геометричното преплъзване възниква там, където има разлика в периферните скорости на двете колела по дължината на контактната им линия. Ако контактната линия е успоредна на геометричните оси на колелата (фиг.4.89 а) или минава през общата пресечна точка на осите, ако се пресичат (фиг.4.89 в), геометрично преплъзване не може да има.

Еластичното преплъзване е резултат от еластичните деформации на материала в зоната на контакта. Повърхностният слой на материала на водещият диск *1* (фиг.4.94 а) е натоварен от двигателният момент M_1.



фиг.4.94. Деформация на материала в контактната зона на триещ механизъм
а – изменение на напрежението; - изменение на ъгъла на покоя $\propto_{п}$ и на плъзгане $\propto_{пл}$

Под действието на силите на триене при приближаване към контактната точка О материалът се свива, а след преминаването й се разтяга. Повърхностният слой на материала на воденият диск *2* е под действието на полезния съпротивителен момент M_2 и следователно получава обратна деформация. В началото се разтяга, а след точка *О* се свива.

Отначало, независимо от деформацията, търкалянето е без преплъзване и съответствува на централен ъгъл на завъртане $a_п$, наречен ъгъл на покоя (фиг.4.94 б). След това деформациите намаляват до нула и отново нарастват, като си сменят знака. Това става в зоната на ъгъла на преплъзване $a_{пл}$. Следователно ъгълът на контакта е

(4.100) $$\alpha_к = \alpha_n + \alpha_{Пл}.$$

Когато ъгълът на плъзгане стане равен на ъгъла на контакта, преплъзването е пълно, т.е. настъпва буксуване. В резултат на еластичното преплъзване воденият диск изостава спрямо водещия.

Големината на еластичното преплъзване се изразява чрез коефициента на преплъзване $\varepsilon = \dfrac{\upsilon_1 - \upsilon_2}{\upsilon_1} = 0{,}005 \div 0{,}03.$ Тогава за предавателното отношение се получава

(4.101) $$\imath_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

Преплъзването влияе и на к.п.д. на предавката За открити предавки той се изменя от 0,68 до 0,86, а за закрити – от 0,88 до 0,93.

Основна кинематична характеристика на вариатора е обхватът $Д$ на изменение на ъгловата скорост на задвижвания вал при постоянна ъглова скорост на задвижващия $(\omega_{1=const})$:

(4.102) $$Д = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{\imath_{\max}}{\imath_{\min}},$$

където $$\imath_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} \quad \text{и} \quad \imath_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}}.$$

Челен вариатор (фиг.4.90). Задвижващото колело *1* с радиус R_1 е монтирано върху вала чрез плъзгаща шпонка и може да се премества надлъжно по него. Чрез притискащото устройство *3* се осигурява необходимата сила на триене за работа на вариатора. Ъгловата скорост ω_2 се променя безстепенно чрез преместването на задвижващото колело *1* по вала му. При това $R_1 = const$, $R_2 \neq const$ и следователно $\imath_{12} = \dfrac{R_2}{R_1} \neq const.$

Челните вариатори осигуряват изменение и на посоката на въртене на задвижвания вал.

Конусен вариатор (фиг.4.91). Върху задвижващия и задвижвания вал са монтирани конусните колела *1 и 2*. Задвижващото колело *1* предава движението на задвижваното *2* чрез междинния цилиндричен диск *3,* който се върти свободно около оста *4*. Пружината *5* осигурява необходимата сила на натиск за нормалната работа на вариатора. При преместването на междинния диск *3* по оста *4* се изменят радиусите R_1 и R_2 ($R_1 \neq const$ и $R_2 \neq const$). тогава за предавателното отношение се получава

(4.103) $$\imath_{12} = \frac{R_2}{R_1} \neq const.$$

Обхватът на вариатора е

(4.104) $$Д = \left(\frac{R_{\max}}{R_{\min}}\right)^2.$$

Тороиден вариатор (фиг.4.92). На задвижващия и задвижвания вал са монтирани тороидни триещи тела *1* и *2*. Тялото *2* се задвижва от тялото *1* чрез междинните дискове *3*, които се въртят свободно на осите *4*. Ъгловата скорост ω_2 на задвижваното тяло *2* се изменя чрез едновременното завъртане на осите *4* около шарнирите *5*. Изменят се радиусите R_1 и R_2. Следователно, предавателното отношение $\imath$ и обхватът на изменение *D* на ъгловата скорост са както при конусните вариатори.

18.1.3. Силов анализ и якостна проверка.

След уточняване на геометричните параметри на механизма, за периферната сила на задвижващото колело с диаметър d_1 се получава

(4.105) $$F_t = \frac{2M_1}{d_1}.$$

От условието за работоспособност на механизма (вж.у-ние 4.98) се установява, че е необходимо да се приложи нормален натиск *F*

(4.106) $$\kappa F_t = \mu F,$$

където κ е коефициента на сигурност; $\kappa=1,25+1,5$.

Рационалните конструкции изискват възможно най-малки стойности на притискащата сила *F*. Намаляването ѝ става чрез подбиране на подходящи материали на контактните повърхнини или чрез подходящи форми на контактните зони на триещите се колела (вж.фиг.4.89 б). В този случай силата на притискане се уравновесява от две нормални сили F_N, т.е.

(4.107) $$F = 2F_{\mathrm{N}} \sin\beta.$$

Равнодействуващата на силите на триене F_T в случая ще бъде

(4.108) $$F_{\mathrm{T}} = 2\mu F_{\mathrm{N}} = \frac{\mu}{\sin\beta} F = \mu' F,$$

където μ' е приведеният коефициент на триене; $\mu' = \frac{\mu}{\sin\beta}$.

За конусните колела (фиг.4.89 в) силата на притискане F_1 се прилага по оста на малкото триещо колело

(4.109) $$F_1 = F_{\mathrm{N}} \sin\varphi.$$

Силите в зоната на контакта предизвикват реакции в кинематичните двоици на механизма. За контурната двоица реакцията $F_{\mathrm{N}_{12}} = F_{\mathrm{N}_{21}}$ се определя директно, но реакциите в лагерите на валовете се определят в зависимост от вида на механизма. При конусните механизми е от значение факта, че малкото конусно колело се лагерува конзолно, а голямото – от двете му страни.

В резултат от действието на силите в контактната зона на триещите колела, в процеса на работа се наблюдават следните повреди: разрушаване на работните

повърхнини от контактна умора (питтинг), когато работят в маслена вана; износване – получава се при механизми, работещи без мазане; задиране – получава се в резултат от буксуване или прегряване по време на работа с висока скорост и голямо натоварване, но при недостатъчно мазане; полученият метален контакт довежда да заваряване на метални частици, които се откъсват от едната повърхнина и впоследствие предизвикат задиране на профилите.

За недопускане на поява на тези повреди е необходимо триещите повърхнини да се проверяват на повърхностна якост, съобразно условията при които ще работят.

При работа на триещ механизъм с мазане и при линеен контакт се използува формулата на Херц за максимално контактно напрежение (вж.у-ние 1.6)

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{p\frac{E_{ПР}}{\varsigma_{ПР}}} \le [\sigma_H], \qquad (4.110)$$

където $[\sigma_H]$ е допустимото контактно напрежение, *Pa;* при закалена стомана и добро мазане $[\sigma_H] = 800$ до 1200 *MPa*; за чугун $[\sigma_H] = 1{,}5\,\sigma_B$; за текстолит – 80 до 100 *MPa* при $E=6.10^9$ *Pa.*

Механизмите, които работят без мазане се проверяват само чрез условието за износоустойчивост

$$p = \frac{F}{b} \le [p], \qquad (4.111)$$

където $[p]$ е допустимото линейно налягане, *N/m* .

18.2. РЕМЪЧНИ ПРЕДАВКИ

18.2.1. Общи сведения

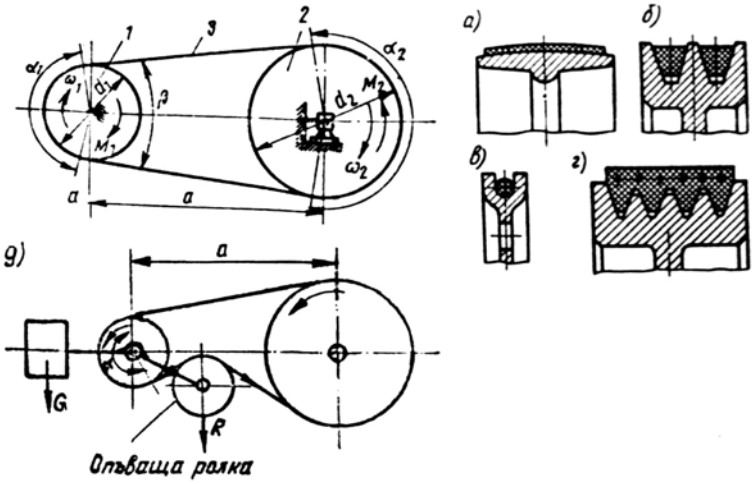
Механизмите с гъвкави звена са предимно с постоянно предавателно отношение и затова са известни като “предавки”.

Когато е необходимо да се предаде въртеливо движение от един вал на друг, но валовете са разположени на сравнително голямо разстояние, използуването на зъбна предавка е конструктивно неудобно или невъзможно. Ако няма специални изисквания по отношение на точността на предавателното отношение, задача може да се реши, като се използува ремъчна предавка.

Основен за построяването както на проста, така и на сложна ремъчна предавка е предавателният възел, показан на фиг.4.95. Състои се от задвижваща ремъчна шайба с диаметър d_1, задвижвана ремъчна шайба с диаметър d_2, обхванати от еластичен гъвкав елемент – ремък, опънат с някаква сила F_0 . Върху вала на задвижваната шайба е приложен съпротивителен момент M_2, който представлява външното натоварване на разглеждания възел.

В по-сложни схеми на ремъчни предавки се включват повече от две ремъчни шайби. Такъв е например случаят при автомобилните двигатели. Чрез коляновия вал се задвижва вентилаторът, водната помпа и динамото с един ремък.

Чрез ремъчната предавка енергията се предава посредством силите на триене, които се проявяват между ремъка *3* и шайбите *1* и *2* в резултат на предварителното опъване на ремъка. Големината на това опъване се определя така, че ремъкът да запази за дълго време началното опъване постоянно.

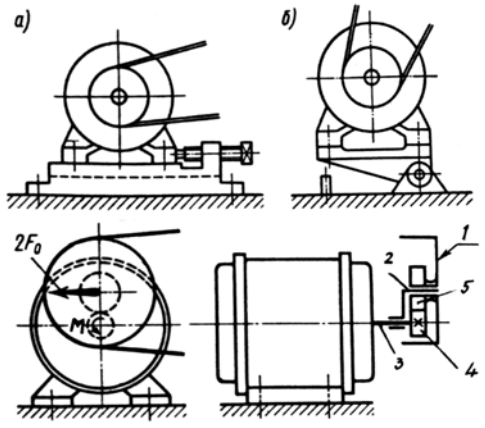


фиг.4.95. Ремъчни предавки
а – схема на предавка с еластична връзка; б- с плосък ремък; в – с клинови ремъци; г – с обл ремък; д – с поликлинов ремък; е – с опъваща ролка

Практическото осъществяване на предварителното опъване може да стане чрез използуването на еластичните свойства на ремъка, като ремъкът се прави с по-малка дължина от геометричната и така скъсен се поставя със сила върху шайбите. При продължителна работа той се разтегля и натискът му върху шайбите намалява. Като се разчита на еластичната му деформация, първоначалното опъване се прави значително по-голямо от необходимото. Това обаче означава, че натоварването на валовете и лагерите им е неблагоприятно, а ремъкът трябва да бъде краен, за да може от време на време да се скъсява.

Когато междуосовото разстояние a не може да се измени, но не е достатъчно голямо, съществува опасност ъгълът на обхващане на ремъка около малката ремъчна шайба a_1 да стане по-малък от допустимия. Тогава между двете ремъчни шайби върху тегления клон на ремъка се поставя опъваща ролка (фиг.4.95 д). Ремъкът не се поставя с предварително опъване, а необходимият му натиск върху шайбите се осигурява чрез опъващата ролка от специален силов механизъм. Чрез тази конструкция се намалява натоварването върху валовете и лагерите.

Когато междуосовото разстояние a може да се измени, предварителното опъване на ремъка може да се осигури чрез изместване на вала, върху който е монтирана малката ремъчна шайба (най-често валът на електродвигателя). Възможни са два варианта. *При първия* електродвигателят се поставя върху шейна (фиг.4.96 а). Чрез нея периодично се възстановява необходимото опъване на ремъка. *При втория вариант* необходимото опъване на ремъка се осигурява от силата на тежестта на електродвигателя (фиг.4.96 б).



фиг.4.96. Опъване на ремъка
а – периодично; б – постоянно; в - автоматично

Ако е необходимо опъването на ремъка да е винаги пропорционално на предаваната сила, се прилага автоматично опъване. На фиг.4.96 в, е показана конструкцията на един от прилаганите начини. Върху вала на електродвигателя не се монтира задвижващата ремъчна шайба (както във всички останали случаи), а зъбното колело *4*. Малката ремъчна шайба и задвижваното зъбно колело *5* като блок са лагерувани върху шийката на кривошипното рамо *2*, което трепти около вала на електродвигателя.

Ремъчните предавки са едни от старите видове механични предавки, които са запазили значението си и до сега. Използуват се в почти всички отрасли на машиностроенето. Сравнени със зъбните предавки, те имат следните предимства и недостатъци:

Предимства: представляват проста, лесно осъществима и евтина конструкция; дават възможност за предаване на движение на сравнително големи разстояния; поради еластичността на ремъка работата им е плавна, безшумна и намаляваща ударите от резки промени в натоварването; преплъзването на ремъка при претоварване предпазва елементите на машината от повреди и затова не е нужно монтирането на предпазен съединител; при ниски и средни скорости изискват по-малка монтажна точност на свързваните валове; обслужването и ремонтът на предавката са прости и лесни – предаващият елемент (ремъкът) се подменя бързо.

Недостатъци: поради непреодолимото еластично преплъзване на ремъка върху ремъчните шайби (не става въпрос за буксуване) не може да се осигури точно предавателно отношение; имат сравнително големи габарити; поради разтеглянето на ремъка в процеса на експлоатацията му, за да се възстанови първоначалното опъване, се налага често да се скъсява (плоски и обли ремъци) или да се изменя между осовото разстояние на ремъчните шайби; поради предварителното опъване на ремъка натоварването на валовете и лагерите им е голямо; ремъците, особено гумираните, са чувствителни (по отношение на дълготрайност) към попадане на прах и минерални масла върху тях; необходими са специални мерки при работа на ремъчна предавка във взривоопасно отношение, тъй като ремъкът се наелектризира; дълготрайността им е сравнително малка – от 1000 до 5000 часа.

Като се имат предвид предимствата и недостатъците, става ясно, че използуването на ремъчни предавки се налага в случаите, когато по конструктивни съображения валовете са разположени на сравнително голямо разстояние, а предавателното отношение маже да не бъде постоянно.

Предаваната мощност от съвременните ремъчни предавки е до 2500 kW. Най-разпространени са предавките за мощности от 1 до 50 kW, а в отделни случаи и до 100 kW.

Обикновено предавките работят при скорости от 5 до 25 m/s и в редки случаи до 30 m/s. Бързоходните ремъчни предавки допускат скорости до 60 m/s, а свръх скоростните – от 75 до 110 m/s. Поради нарастване на габаритите не се препоръчва използуването им при скорости от 1 до 5 m/s.

18.2.2. Видове ремъчни предавки

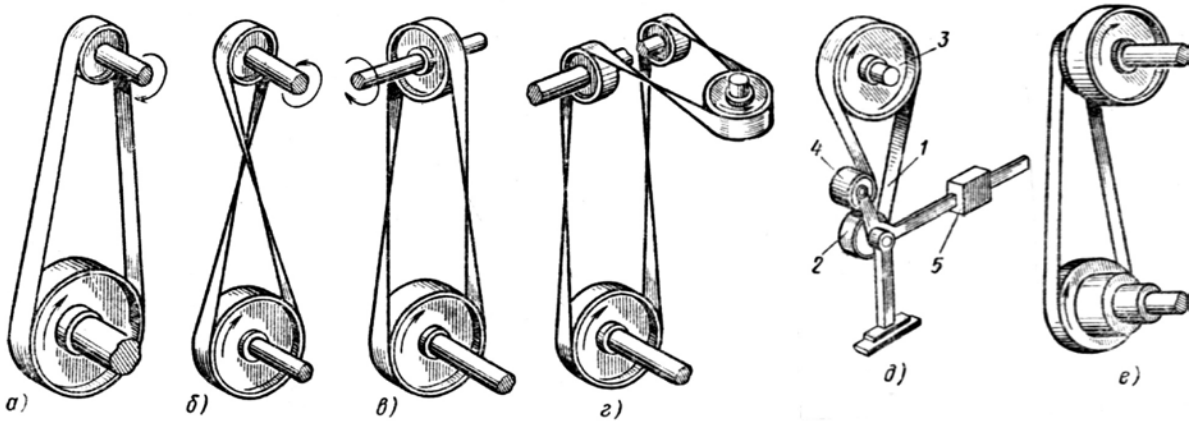
Класификацията на ремъчните предавки се извършва по различни признаци, но най –често въз основа на формата на напречното сечение на ремъка (фиг.4.95): при плоско сечение (фиг.4.95 б) предавката е плоско-ремъчна; при сечение с клинова форма (равнобедрен трапец) (фиг.4.95 в) – клино-ремъчна; при кръгово напречно сечение (фиг.4.95 г) – обло-ремъчна.

Най-разпространени са ремъците с плоска и трапецовидна форма на напречното сечение. Ремъците с кръгово сечение се използуват за предаване на малка мощност и при не отговорни устройства.

Когато е необходима по-голяма теглителна способност при относително малки размери и между осови разстояния, по-добри резултати се получават при използуване на

ремък с трапецовидно сечение. Те обаче отстъпват на ремъците с плоско сечение по плавност и точност на предаване на движението.

Плоско-ремъчните предавки за задвижване на машини, в зависимост от линейната скорост на ремъка могат да се разделят на: ниско-скоростни – *до 15 m/s,* средно-скоростни – *до 30 m/s*, скоростни – *до 50 m/s* и висококоростни – *до 110 m/s.* Тези предавки в повечето случаи работят при успоредно разположение на свързваните валове.



фиг.4.97. Видове плоски ремъчни предавки
а – права (отворена); б – кръстосана; в – полу-кръстосана; г – ъглова; д – с опъваща ролка; е – със стъпални ремъчни шайби

Възможно е обаче и свързването на пространствено кръстосани (фиг.4.97 в) или осово пресичащи се валове (фиг.4.97 г). Чрез направляващи ролки могат да се свържат валове с почти произволно разположение в пространството.

Посоката на въртене на задвижващата и задвижваната шайба обикновено съвпада. Ако трябва да се промени, това става чрез предавка с кръстосан ремък (фиг.4.97 в). Предавките с кръстосан ремък, с полукръстосан ремък (фиг.4.97 в) и ъглоремъчните предавки (фиг.4.97 г) имат ограничено приложение и се използуват само при ниски скорости на ремъка – до *15 m/s.*

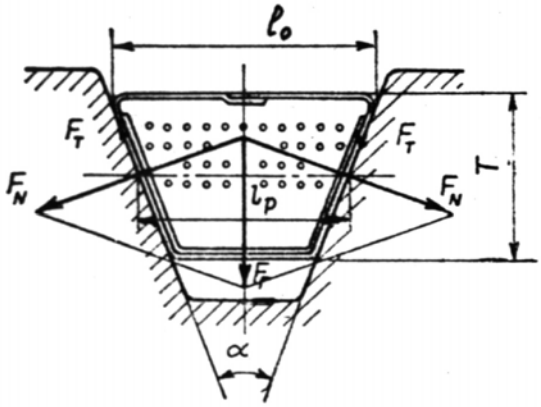
Максималното предавателно отношение, което може да се осъществи чрез плоскоремъчна предавка (открита, отворена) е *i=8.*

Плоските ремъци имат правоъгълно сечение с широчина b , значително по-голяма от височината δ (дебелина на ремъка). Материалът и видът на ремъка се избират в зависимост от условията на работа на предавката. За средно-скоростни предавки най-голямо приложение намират плоските гумено-текстилни ремъци (БДС 1073-74). За скоростни и високо-скоростни предавки се използуват синтетични безкрайни ремъци, специални копринени и ленени ремъци.

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

Клиноремъчните предавки се използуват най-изгодно за малки между-осови разстояния при валове с успоредни оси. Особено е подходяща за осъществяване на индивидуално задвижване на работни машини. Предавателното отношение, което може да

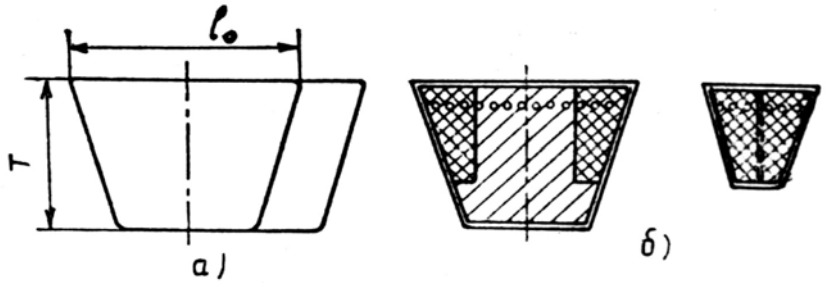
се реализира, е в границите от 1/10 при скорост на ремъка за стандартизираните профили *Z, A, B* и *C* - 25 m/s, а за профилите *D* и *E* – до 30 m/s, (БДС 8717 – 79) [50].



фиг.4.98. Основни размери на ремък с трапецовидно сечение и силово

Напречното сечение на клиновия ремък е трапец (фиг.4.98) с размери: голяма основа – l_0 ; височина – T (дебелина на ремъка); изчислителна широчина на ремъка, която съответствува на широчината на напречното сечение (при опъване) в неутралната линия – l_p ; ъгъл между бедрата на трапеца (в градуси), измерен в праволинейната част на ремъка (при опъване) - $\propto$.

В зависимост от големината на отношението на широчината l_p и височината T, клиновите ремъци се изработват в три сечения: нормално ($\ell_p/T \approx 1{,}4$), тясно ($\ell_p/T = 1{,}05 \div 1{,}1$) и широко ($\ell_p/T = 2 \div 4{,}5$) (фиг.4.99). Ремъците с широко сечение се използуват преди всичко в без стъпалните предавки (клино-ремъчните вариатори).



фиг.4.99. Видове сечения на трапецовиден ремък
а – нормално и широко; б – нормално и тясно

Ъгълът между наклонените стени на клиновия ремък $\propto_\rho$ е стандартизиран - $\propto_\rho = 40 \pm 1°$. Приет е въз основа на необходимостта периферната сила, която трябва да се предаде, да бъде равна на силата на триене, възникнала между работните повърхнини на ремъка и канала на шайбата, т.е.

$$F_t \le 2F_T = 2\mu F_N, \qquad (4.112)$$

където F_N е нормалната сила (фиг.4.98);

μ - коефициентът на триене между ремъка и шайбата.

Нормалната сила F_N е резултат от действието на радиалната сила F_r, която притиска ремъка върху шайбата и натоварва валовете и опорите. Връзката между тези сили (вж.фиг.4.98) се определя от зависимостта

(4.113) $$F_r = 2F_N \sin\frac{d_\rho}{2}.$$

След определяне на силите $2F_N$ и заместването им в уравнение (4.112) за периферната сила се получава

(4.114) $$F_t = \frac{\mu}{\sin\frac{\propto_\rho}{2}} F_r = \frac{\mu}{\sin 20^0} F_r \approx 3\mu F_r.$$

От това уравнение се вижда, че за една и съща периферна сила колкото ъгълът $\propto_\rho$ е по-малък, толкова по-малка ще бъде необходимата притискаща сила, което е благоприятно за предавката.

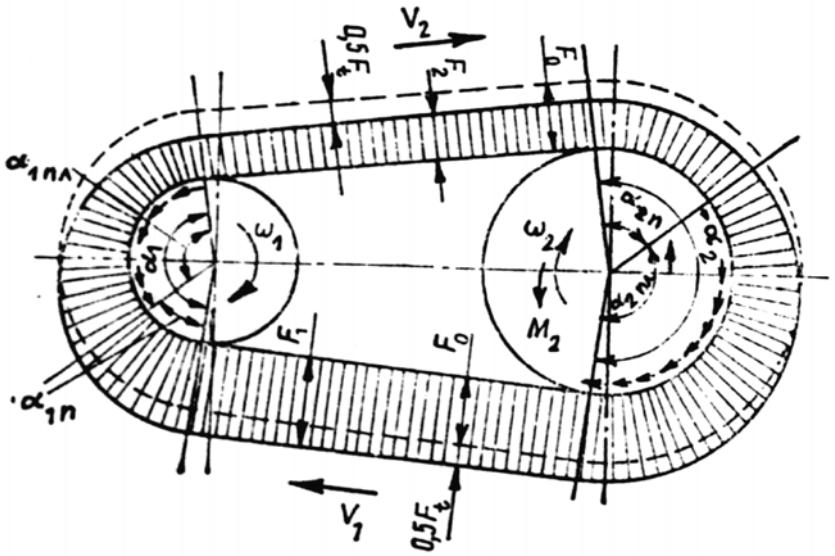
Обло-ремъчната предавка се използува в малки машини-автомати, в дървообработващи машини, в задвижването на механизирани приспособления, шевни машини и др. Обикновено се задвижват от електродвигатели с малка мощност, при скорост на ремъка от 2 до 15 *m/s*, но преди всичко в границите от 3 до 10 *m/s*.

От облите ремъци най-голямо разпространение са получили памучните и капроновите, а кожените и гумените ремъци се срещат по-рядко. Диаметърът им е от 3 до 12*mm,* а отношението между диаметъра на малката ремъчна шайба d_1 и диаметъра d на ремъка се препоръчва $d_1/d \approx 30$, но се допуска и до 20. За малките стойности на това отношение, а също и за брой на пробезите на ремъка в секунда, по-голям от 5, е възможно преждевременно разрушаване на ремъка от умора на материала.

18.2.3. Кинематичен анализ.

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

Натоварването на ремъка, когато предавката е в покой или се движи, без да е натоварена (на празен ход), е показано с прекъсвана линия на фиг.4.100.



фиг.4.100. Натоварване на ремъка при празен и работен ход

Когато върху задвижвания вал е приложен съпротивителен момент M_2 , силите в двата клона на ремъка се изменят и новата силова картина е показана на същата фигура с

плътна линия. От нея се вижда, че върху задвижващата шайба силата на опън постепенно намалява, а върху задвижваната – постепенно нараства.

Тъй като деформацията на ремъка е приблизително пропорционална на силата на опън, на задвижващата шайба разтегнатият ремък започва да се скъсява и пълзи по шайбата като изостава от нея. На задвижваната шайба – обратно, ремъкът постепенно се удължава, преплъзва по нея, като я изпреварва. Това преплъзване по шайбите е неизбежно поради еластичността на ремъка и се нарича еластично преплъзване. При нормално работеща предавка то не се проявява по цялата обхватна повърхнина от ремъка, а съществува дъга на преплъзване, отговаряща на централен ъгъл $\propto_{пл}$(фиг.4.100). Останалата част от контактната дъга е дъга на покоя и съответният й ъгъл е $\propto_{п}$.

С нарастване на външното натоварване дъгата на преплъзване също нараства за сметка на дъгата на покоя. При претоварване еластичното преплъзване прераства в буксуване, т.е. $\propto_{п} = 0$.

Поради преплъзването на ремъка върху ремъчните шайби скоростите $\vartheta_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}$ и $\vartheta_2 = \omega_2 \frac{d}{d_2}$ няма да бъдат равни. Отношението

(4.115) $$\varepsilon = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\vartheta_1} \quad \text{или} \quad \varepsilon = 1 - \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1}$$

се нарича коефициент на приплъзване и се изменя от 0,01 до 0,02.

Реалното предавателно отношение получава вида

(4.116) $$\imath_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}.$$

Тъй като стойността на коефициента на преплъзване е малка, това дава основание да се напише с приближение

(4.117) $$\imath_{12} \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

18.2.3. Силов анализ

От фиг.4.100 се вижда, че при натоварване става преразпределение на силите в клоновете на ремъка. При сравняване на силовите картини при празен и работен ход се установява, че в опънатия клон на ремъка силата от F_0 е нараснала на F_1, т.е.$F_1=F_0+\Delta F_1$, а в отпуснатия клон – от F_0 е намаляла на F_2, т.е. $F_2=F_0+\Delta F_2$. Като се има предвид, че геометричната дължина на ремъка не зависи от натоварването и остава неизменна, следва, че допълнителното удължаване в опънатия клон се компенсира от съответно свиване в отпуснатия клон. Това дава право да се смята, че изменението ΔF е еднакво за двата клона,

(4.118) $$\Delta F=\Delta F_1=\Delta F_2.$$

Следователно - $F_1 + F_2 = F_0 + \Delta F + F_0 - \Delta F = 2F_0$, или

(4.119) $$F_1 + F_2 = 2F_0.$$

От условието за равновесие например, на малката ремъчна шайба се получава

(4.120) $$\mathrm{M}_1 = F_t \frac{d_1}{2} = (F_1 - F_2)\frac{d_1}{2},$$

следователно,

(4.121) $$F_1 - F_2 = F_t = \frac{2\mathrm{M}_1}{d_1}.$$

Като се има предвид уравненията (4.119) и (4.121), за силите в опънатия и отпуснатия клон на ремъка се получава

(4.122) $$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}$$
$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Това са известните формули на Понселе. Чрез тях се установява изменението в опъването на двата клона на ремъка в зависимост от външното натоварване, но не се изяснява теглителната способност на предавката.Тази способност е свързана с големината на силата на триене, която възниква между ремъка и шайбата.

За изясняване на силите, които действуват в ремъка и влиянието на триенето и плъзгането му се ползва решението на Ойлер. То е приблизително, но установява зависимостта между силите F_1 *и* F_2 на границата на буксуване на ремъка, т.е. теглителната способност на ремъчната предавка, а именно

(4.123) $$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \propto}.$$

От тази формула се установява, че колкото по-голяма е стойността на коефициента на триене μ и ъгъла на обхващане $\propto_1$ на задвижващата ремъчна шайба, толкова по-голямо е отношението $\frac{F_1}{F_2}$, т.е. толкова по-голям е предаваният въртящ момент.

При клинови ремъци, вместо коефициент на триене μ трябва да се постави приведеният коефициент на триене μ', който се определя приблизително по формулата

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin\frac{\propto p}{2}} = \frac{\mu}{\sin 20^0} \approx 3\mu.$$

Както се установи, формулите на Понселе показват изменението на силите в клоновете на ремъка след натоварването му, а формулата на Ойлер дава възможност за установяване на теглителната способност на предавката. Необходимата сила за предварително опъване F_0, която осигурява предаването на полезната сила – периферната сила F_t, се определя чрез съвместното решаване на уравненията (4.122) и (4.123)

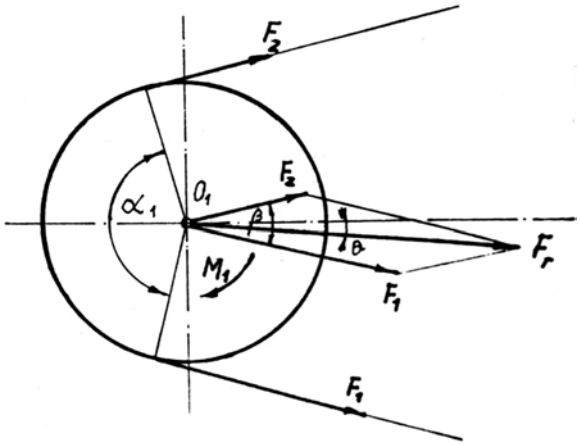
$$F_0 = \frac{F_t}{2}.\frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1}$$

(4.124)
$$F_1 = F_t \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}$$

$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{\mu\alpha}-1}.$$

При скорости на движение, по-големи от *10 m/s* влиянието на центробежните сили става фактор, който не може да се пренебрегва, тъй като повишава напрегнатостта и ремъкът се удължава.

Когато предавката е с автоматично опъване удължаването на ремъка се компенсира автоматично и големината на силата не се влияе от центробежните сили.



фиг.4.101. Силова схема за определяне на радиалната сила

Радиалните сили, които действуват чрез шайбите върху валовете и опорите им, са резултат от действието на силите в двата клона на ремъка F_1 *и* F_2 и се определят (вж.фиг.4.101) от израза

(4.125)
$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos\beta} \approx 2F_0\cos\frac{\beta}{2}.$$

Големината на силата F_r може да се изрази и чрез съответния ъгъл на обхващане на ремъка около шайбата α. При нормална работа на предавката

(4.126)
$$F_r \cong 2\sigma_0 S\sin\frac{\alpha_1}{2},$$

а при нов ремък

(4.127)
$$F_{r\max} \cong 3\sigma_0 S\sin\frac{\alpha_1}{2}.$$

Когато ъгълът на обхващане на ремъка около малката ремъчна шайба α_1 е по-голям от 150^0, може да се приеме, че $\frac{\alpha_1}{2} \approx 1$ и формулите добиват опростен вид. Правилно е пресмятанията да се провеждат чрез $F_{r\,max}$.

Ъгълът на наклона θ на силата F_r (фиг.4.101) спрямо между-центровата линия на предавката се определя от отношението

(4.128) $$tg\theta = \frac{F_t}{2F_0}\cot g\frac{\alpha_1}{2}.$$

При празен ход $\theta = 0$, а при работен ход достига до 10°.

Реакциите в шарнирните двоици – лагерите на валовете на шайбите, са резултат от действието на силата F_r.

18.2.5. Проектиране на ремъчна предавка

След уточняване големината на радиалните сили F_r (у-ние 4.125), действуващи чрез ремъчните шайби върху валовете, и съобразно конкретното конструктивно решение на разположението и вида на лагерите, следва оразмеряването на валовете (раздел трети, 11.2) и на лагерите (раздел трети, 12.2 или 12.3).

Проектирането на самата ремъчна предавка започва с определянето на диаметрите на ремъчните шайби d_1 и d_2.

За изчислителен диаметър на шайбите се приема външният диаметър на плоските шайби и диаметърът, по който се разполага неутралната линия на ремъка – за клиновите и поли-клиновите шайби.

Когато сечението на ремъка е известно, минималният диаметър на малката ремъчна шайба d_1 се определя в зависимост от вида на ремъка (за плосък ремък – от справочници [50], а за клинов – съгласно БДС 4673 – 71 или [50]).

Когато сечението на ремъка е още неизвестно (плосък ремък), може да се използува опитно установената от проф.Северин зависимост

(4.129) $$d_1 = (530 \div 640)\sqrt[3]{\frac{N}{\omega_{max}}} = (1150 \div 1400)\sqrt[3]{\frac{N}{n_{max}}},\ mm,$$

където N е предаваната мощност, kW;

ω - ъгловата скорост, $r\alpha d/s$, и честотата на въртене, n, min^{-1}, на малката ремъчна шайба.

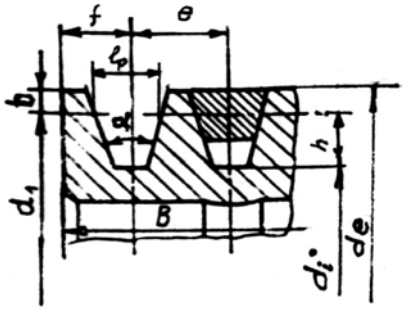
Полученият диаметър се съобразява с най-близкия стандартен (БДС 11970-74) и се проверява по допустимата скорост на ремъка чрез формулата

(4.130) $$\vartheta = \omega_1\frac{d_1}{2} = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \le [\vartheta],$$

където ϑ и $[\vartheta]$ са съответно изчислената и допустимата скорост на ремъка, m/s.

При клиноремъчни предавки минималният изчислителен диаметър на окръжността на двигателната шайба d_1 (фиг.4.102 б,в), минаваща през масовия център на сечението на ремъка, се избира по БДС 4673-71, и зависи от вида на това сечение, избрано преди това, в зависимост от предаваната мощност N,w, и периферна скорост $\vartheta,m/s$, по БДС 8718-79 [50].

Диаметърът на голямата ремъчна шайба d_2 за всички видове ремъчни предавки се определя чрез предавателното отношение и се съгласува със съответния стандарт.



фиг.4.102. Напречно сечение на клино-ремъчна шайба

Видът на ремъчните шайби зависи от вида на ремъка за който са предназначени, но в конструкцията им има три основни елемента (фиг.4.102): главина *1*, венец *2* и спици *3* (ако има такава).

Ремъчните шайби трябва да бъдат здрави, леки и добре балансирани. За да се намали износването на ремъка при еластичното му преплъзване по шайбите, работната им повърхнина се прави по възможност с по-малка грапавост. Материалът от който се изработват (чугун, стомана, леки сплави, пластмаси и др.) се избира в зависимост от периферната скорост на шайбата. Използуването на чугун е възможно до периферни скорости, не по-големи от *30 m/s*. За бързоходни предавки (*до 60 m/s*) се използуват стоманени шайби, а за по-големи скорости (*до 100 m/s*) шайбите се изработват от леки сплави, например дуралуминий.

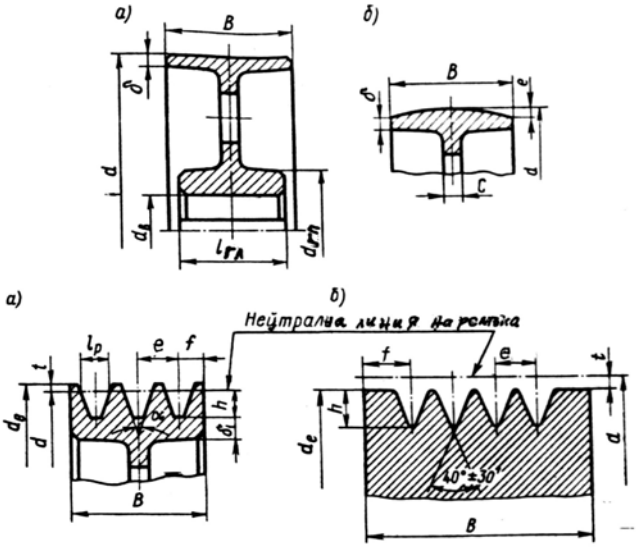
Връзката на шайбата с вала – главината има размери: външен диаметър на главината $d_{гл}$ и дължина - $\ell_{гл}$. Големината им се определя в зависимост от диаметъра на шийката на вала $d_ш$,

$$d_{гл}=(1,2\div 2)d_ш \qquad \delta = 0,02(d+2B);\ \ c=1,25$$

(4.131)

$$\ell_{гл}=(1,5\div 2)\,d_ш \qquad \text{съгласно фиг.4.103 а,б}$$

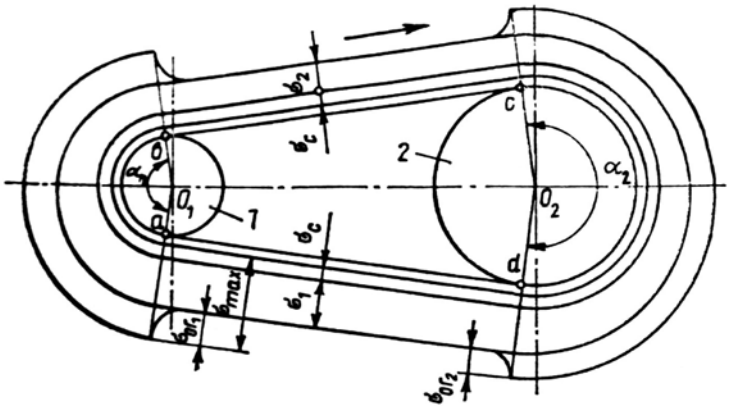
Венецът на ремъчните шайби се оформя в зависимост от вида и размерите на ремъка – за плоски ремъци по БДС 11970-74, а за клинови ремъци – по БДС 4673-71 [50] (фиг.4.102 и 4.103)



фиг.4.103. Размери на венеца на ремъчни шайби
а – плоска с цилиндрична повърхнина; б – плоска със сферична повърхнина;
в – клино-ремъчна; г – поли-клинова

Проектирането на ремъчната предавка практически се свежда до изборът на подходящ ремък. Разрушаването и повредите на ремъка е резултат от претоварване и от умора на материала на елементите, от които е изработен.

Пресмятането на ремъка на претоварване става при условие, че напрегнатостта му се характеризира със средни напрежения, които са получени при предположението, че ремъкът е еднороден. Най-големи напрежения възникват, когато предавката е натоварена. Тогава в клоновете на ремъка вместо напреженията от предварителното опъване σ_0 се появяват: в опънатия клон (от силата F_1) напрежението σ_1, а в отпуснатия клон (от силата F_2) – напрежението σ_2 (фиг.4.104)



фиг.4.104. Диаграма на напреженията в ремъка

Разликата от двете напрежения се нарича полезно напрежение на ремъка σ_n. Определя се от израза

$$\sigma_{\Pi} = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{F_1 - F_2}{S} = \frac{F_t}{S}. \qquad (4.132)$$

Тогава

$$\sigma_1 = \sigma_{\Pi} \frac{\in^{\mu\alpha}}{\in^{\mu\alpha - 1}}; \qquad \sigma_2 = \sigma_{\Pi} \frac{1}{\in^{\mu\alpha - 1}}. \qquad (4.133)$$

В затвореният интервал: от точка *а* до точка *в* (фиг.4.104) за шайбата *1* и от точка *С* до *d* - за шайбата *2* напрежението на опън се променя съответно от σ_1 до σ_2 - σ_{12} и след това от σ_2 до σ_1 - σ_{21}. В тези участъци се проявява и напрежението на огъване, което се определя от зависимостта

$$\sigma_{o\Gamma} = \mathrm{E}\varepsilon = \mathrm{E}\frac{y}{\varsigma} = \mathrm{E}\frac{2y}{d}, \qquad (4.134)$$

където *E* е модул на линейна деформация на ремъка, *Pa;*

ε - относителна линейна деформация на ремъка;

γ - разстоянието от разглежданите влакна до неутралната линия на напречното сечение на ремъка;

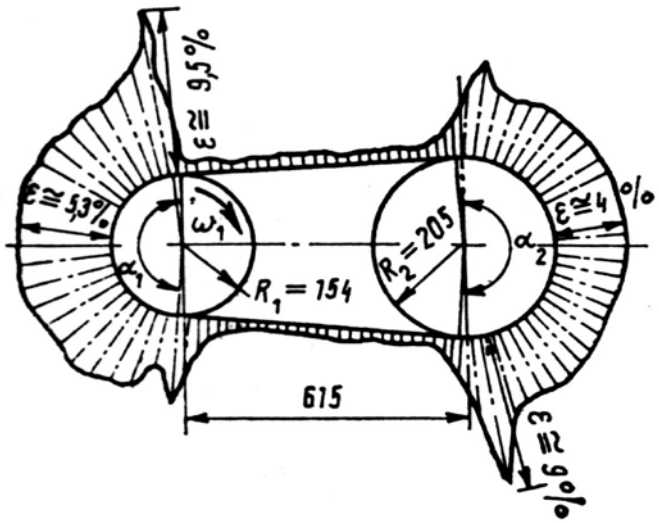
d – диаметърът на съответната ремъчна шайба.

Тъй като клиновите ремъци имат голяма височина, напрежението на огъване достига значителни стойности и става главен фактор за определяне на качествата на предавката – дълготрайност и к.п.д.

Влиянието на центробежните сили F_ϑ , породени от онези части на ремъка които се въртят заедно с ремъчните шайби се изразява в допълнително опъване в клоновете на ремъка. Напрежението, което се поражда от тези сили е

$$\sigma_\vartheta = \frac{F_\vartheta}{\varsigma} = \varsigma \vartheta^2 \quad , \tag{4.135}$$

където ς е масовата плътност на материала на ремъка, *kg/m.*



фиг.4.105. Експериментална диаграма на деформациите във външните влакна на клинов ремък

На фиг.4.105 е показана диаграмата на изменение на напрежението във външните влакна на клинов ремък, получена чрез тензометриране при движение на празен ход. Както се вижда напреженията на огъване са основните. В момента на излизане на ремъка от канала на шайбата се получава почти два пъти по-голям връх на напрежението от повишаване на деформацията. Това се обяснява с възникването на допълнителни сили при издърпването на ремъка от канала на шайбата.

Тъй като $d_1 < d_2$ следва, че $\sigma_{oг1} > \sigma_{oг2}$, което означава, че максималното резултатно напрежение σ_{pmax} в работещия ремък ще бъде при малката ремъчна шайба в точка α (4.104), когато е задвижваща и в точка *в*, когато е задвижвана. За резултатното напрежение σ_p се получава

$$\sigma_{\rho\, max} = \sigma_1 + \sigma_\vartheta + \sigma_{oГ1} = \sigma_П \frac{e^{\mu\propto}}{e^{\mu\propto} - 1} + \sigma_\vartheta + \sigma_{oГ1}\,. \tag{4.136}$$

От практиката е установено, че максималното резултатно напрежение не влияе на работоспособността на ремъка, а само върху остатъчната деформация и скъсява дълготрайността му. Това се дължи на неопределеността в стойността на модула на линейна деформация, на коефициента на сигурност и на коефициента на триене. Следователно пресметнатият ремък само въз основа на това напрежение ще има достатъчно якост, но може да работи недостатъчно натоварен или да буксува върху шайбите.

Това налага ремъците да се пресмятат не само на дълготрайност (якост) но и на теглителна способност. Пресмятането на дълготрайност има по-скоро проверочен характер.

Теглителната способност на ремъка се характеризира от големината на периферната сила F_t , която може да пренесе при определени условия на работа. Това най-добре се установява от уравнение (4.124)

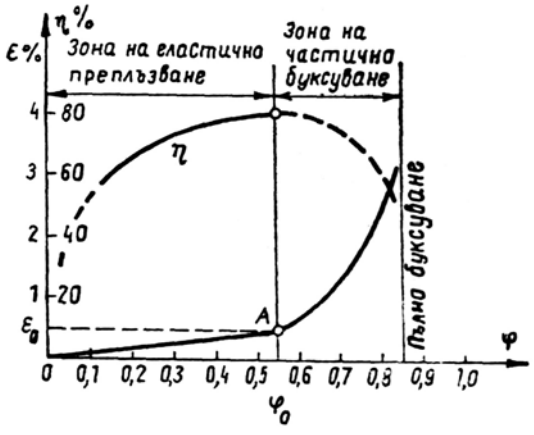
$$F_t = 2F_o \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1}. \tag{4.137}$$

Установено е, че теглителната способност на ремъчната предавка се преценява по-удобно чрез т.нар. коефициент на теглене φ, който се получава от уравнение (4.137)

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1} = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{\sigma_П}{2\sigma_0}. \tag{4.138}$$

Коефициентът на теглене φ изразява отношението между външното натоварване – периферната сила F_t и силите в двата клона на ремъка от предварителното опъване $2F_0$, а също отчита и влиянието на ъгъла на обхващане на ремъка α_1 около малката ремъчна шайба и коефициента на триене μ . При едни и същи условия (α_1 и μ) с нарастване на силите $2F_0$ нараства и възможността за предаване на по-голяма периферна сила F_t. Трябва обаче да се отбележи, че с нарастване на коефициента на теглене φ нараства и силата F_1 в опънатия клон на ремъка и се намалява дълготрайността му. Това налага да се прецени при каква периферна сила F_t ремъкът ще работи най-добре, т.е. ще има максимална теглителна способност и максимален к.п.д., без да влияе отрицателно на дълготрайността му.

Тази преценка може да се направи най-добре, като се изследва зависимостта между коефициента на приплъзване на ремъка по шайбите ε и коефициента на теглене φ, наречена крива на приплъзването (фиг.4.106).



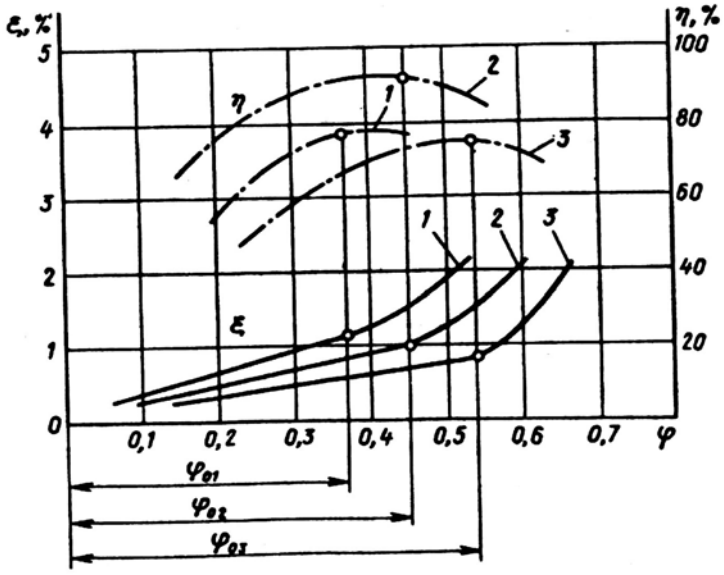
фиг.4.106. Крива на преплъзване и на к.п.д. на ремъчна предавка

Получава се експериментално чрез измерване на относителното приплъзване на ремъка по шайбите при постепенно нарастване на периферната сила и при постоянна стойност на силите за предварително опъване. За удобство

графиката на тази зависимост се комбинира с графиката на изменение на к.п.д. на предавката.

Кривата на приплъзване в зоната от точка *O* до точка *A* (точката *A* съответствува на $\varphi=\varphi_o$) е права линия. Това значи, че еластичното приплъзване на ремъка е пропорционално на натоварването и зависи само от еластичните качества на ремъка. В дясно от точка *A* участъкът е криволинеен и изразява влиянието и на буксуването от претоварване. В тази зона к.п.д. на предавката рязко намалява, а износването на ремъка нараства.

Препоръчва се работното натоварване да се избира в близки до критичната стойност (точка *A*), която отговаря на коефициент на теглене $\varphi = \varphi_o$ и наляво от него, но това не значи, че изборът на φ_o е окончателен. Необходимо е експеримента да се направи и при различни стойности на φ_o (фиг.4.107).



фиг.4.107. Крива на преплъзване при различно предварително опъване

На графиката кривите *1,2 и 3* са получени за един и същи ремък, при еднакви условия ($\propto_1$ и μ), но при F_{o1}, F_{o2} F_{o3}. Предпочитана е кривата *2*, осигуряваща най-добър к.п.д., тъй като кривата *1* показва, че предварителното опъване е недостатъчно и се увеличават загубите от триене на ремъка по шайбите, а кривата *3* показва, че ремъкът е излишно опънат и загубите от триене в лагерите понижават коефициента на полезно действие.

Следователно кривата на приплъзване характеризира работата на ремъка при конкретни условия, като критерият за теглителната способност е съответният коефициент на теглене φ_o. Тогава за допустима периферна сила $[Ft]$, която може да пренесе една ремъчна предавка при осигурено предварително опъване $2F_o$, съгласно уравнение 4.138 се получава

$$[F_t] = 2F_o\varphi_o \,. \qquad (4.139)$$

При правилно избрано натоварване ремъкът работи в зоната на еластичното приплъзване. В зоната на частичното буксуване се допуска работа само при кратковременни натоварвания, като например при пускане на предавката в движение. Големината на зоната на частичното буксуване характеризира способността на предавката да поема краткотрайни претоварвания и се изразява чрез отношението φ_{max}/φ_o. За плоски гумирани ремъци средните критични стойности на коефициента φ_o и отношението φ_{max}/φ_o

са съответно от 0,4 до 0,5 и от 1,35 до 1,5. За клинови ремъци – от 0,7 до 0,8 и съответно от 1,5 до 1,6.

При по-специално натоварване, когато е необходимо предавката да има повишена теглителна способност и висока скорост се използуват тесни клинови ремъци (фиг.4.99 б). Това се дължи на по-доброто разположение на ремъка, така че натоварването по широчината на носещия слой се разпределя добре.

Първоначално използувани само в автомобилостроенето, тесните клинови ремъци започват да намират приложение и в общото машиностроене. Тези ремъци работят безшумно, а шайбите им имат малки размери. Масата им е значително по-малка независимо от това, че почти се запазва площта на работните стени. Използуват се при скорости до *40m/s.* , но могат да предават голяма мощност и при скорости до *60m/s.* При тези ремъци обаче проблемът за дълготрайността става много сериозен.

Теоретично обоснован метод за пресмятане, чрез който да се отчетат всички главни фактори, влияещи върху дълготрайността, още не е създаден. Докато бъде разработен достатъчно обоснован метод за сумиране на повредите, за пресмятането трябва да се използува максималното резултатно напрежение $\sigma_{p\,max}$, като елемент от уравнението на Вьолер което описва кривата на умора на материала (фиг.1.14).

(4.140) $$\sigma_t^m \mathrm{N}_t = \sigma_r^m \mathrm{N}_0 = const.$$

където m е степенен показател; за плоски ремъци $m = 4{,}6 \div 7{,}5$, а за клинови $m=11;$

σ_I – напрежение на огъване; в случая $\sigma_t=\sigma_{\rho\,max};$

σ_r – граница на умора при базисен брой цикли $N_0=10^7$; в случая $N_0>N_I$

Броят на циклите N_I до разрушаването на ремъка съответства на определен брой часове T и е

(4.141) $$\mathrm{N}_t = 3600u\,(\mathrm{d_ш}+\mathrm{d_p})\mathrm{T},$$

където $u = \dfrac{\vartheta}{L}$ е честотата на пробезите в секунда; за клинови ремъци *u=20 до 30*,а за плоски – *от 3 до 5*;

$d_ш$ – броят на ремъчните шайби в предавката;

d_p – броят на опъващите ролки (ако има такива);

ϑ - линейната скорост на ремъка, *m/s*.

За очаквания срок на работа на ремъка се получава

(4.142) $$\mathrm{T} = \frac{10^4 L}{3{,}6\vartheta\left(d_ш + d_\rho\right)}\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{\rho\max}}\right)^m.$$

Получените часове Т, през които ремъкът (за скорости до *25 m/s*), трябва да работи са в границите между 1000 и 5000.

От уравнение (4.142) се вижда, че да се направи проверката за дълготрайност е необходимо да е известна геометричната дължина L на ремъка. Тя зависи от вида на предавката, между-осовото разстояние а и диаметрите на шайбите d_1 и d_2:

(4.143) $$L = 2a + \frac{\pi}{2}\left(d_1 + d_2\right) + \frac{\left(d_2 \pm d_1\right)^2}{4a},$$

където знакът *"+"* е за предавка с кръстосан ремък, а – *"-"* за предавка за прав ремък.

Между-осовото разстояние a (ако предварително не е зададено) се приема в следните граници:

- за плоско-ремъчна предавка

(4.144) $$\alpha_{\min} \geq 2(d_1 + d_2); \qquad a_{max} - до\ 15\ m;$$

- за клино-ремъчна предавка

(4.145) $$\alpha_{\min} = 0{,}5(d_1 + d_2) + 3T; \qquad \alpha_{\max} = 2(d_1 + d_2),$$

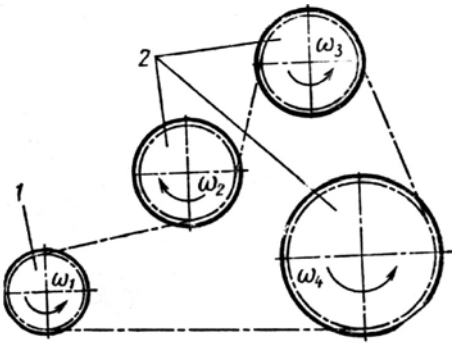
където T е височината на клиновия ремък.

19. ВЕРИЖНИ ПРЕДАВКИ

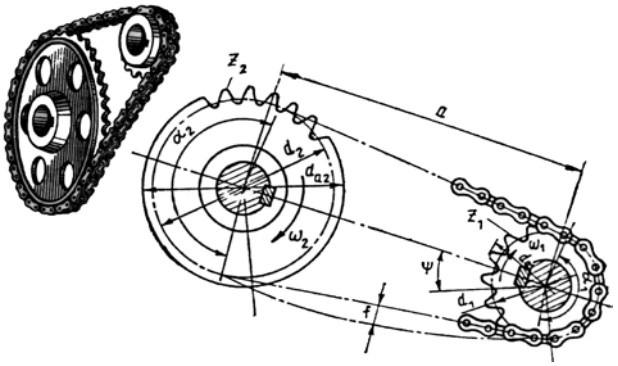
19.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ.

Верижните предавки са механични предавки с гъвкава връзка. Служат за предаване на движение и въртящ момент от един вал на друг в случаите, когато трябва да се предават големи периферни сили без загуба от преплъзване, и то чрез колела със сравнително малки диаметри, т.е., когато зъбните предавки са неприложими, а ремъчните предавки – несигурни.

Състоят се от две или повече верижни колела, закрепени неподвижно на съответни валове или оси, обхванати от безкрайна гъвкава връзка – метална верига (фиг.4.108).



фиг.4.108. Схема на верижна предавка за задвижване на повече от два вала (в случая три)



фиг.4.109. Схема на обикновена верижна предавка

Когато предавката свързва само два вала (фиг.4.109), тя схематично прилича на най-често използуваната ремъчна предавка. По принцип на действие обаче се различава от нея. Докато при ремъчната предавка периферната сила се предава за сметка на силите на триене между ремъка и ремъчната шайба, при верижната предавка металната верига е конструирана така, че прешлените й се зацепват със зъбите на верижните колела. Чрез издърпване на веригата от зъбите на верижното колело водещият вал задвижва водения.

Вследствие на специалната конструкция на веригата и колелата при предаване на движението е изключено каквото и да е било преплъзване на веригата спрямо верижните колела. Поради това чрез верижни предавки се осигурява постоянно средно предавателно отношение

$$\iota = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}, \qquad (4.146)$$

където ω_1 и z_1 са ъгловата скорост и броят на зъбите на задвижващото верижно колело, а ω_1 и z_1 – на задвижваното (фиг.4.109).

От така описания механизъм на предаване на движението чрез верижна предавка се вижда, че за разлика от ремъчната предавка през време на работа и покой напрежението от предварителното опъване във веригата е много малко и не натоварва валовете и опорите им. През време на движение теглещият клон на веригата се опъва (натоварва) със сила, равна на периферната. В тегления клон опъването е близко до нула.

Предимствата на верижната предавка са следните: постоянна средна стойност на предавателното отношение; по-малко натоварване на валовете и опорите от ремъчните предавки; от един задвижващ вал могат да се задвижват няколко вала, и то с една верига, като в зависимост от разположението им (фиг.4.108), някои от валовете могат да се въртят в обратна посока на задвижващия; имат по-висок к.п.д., независимо от загубите от триене в шарнирните връзки на веригата и между звената на веригата и зъбите на верижното колело – средната стойност се изменя от 0,94 до 0,98 в зависимост от начина на мазане.

Недостатъците на верижните предавки са преди всичко недостатъци на конструкцията на веригата, тъй като тя се състои от отделни звена и се свързва с верижното колело не по окръжност, а по многоъгълник. Тази особеност е причина за износването на шарнирите на веригата и при постоянна ъглова скорост на задвижващия вал, задвижваните валове имат променлива моментна скорост, която предизвиква допълнителни динамични натоварвания и шум.

Тъй като не винаги има възможност за сигурно мазане на шарнирите на веригата, те се износват бързо, веригата се разтегля и се нарушава правилността на зацепването й със зъбите на верижните колела. Това налага периодично опъване на предавката, което пък е свързано със специално конструктивно оформление на някои от лагерните възли и по-високи изисквания по отношение на монтажа в сравнение с ремъчните предавки.

Верижните предавки могат да предават сравнително *големи мощности* – до 3500 kW, но най-често се използуват до 100 kW. При по-големи мощности и равни други условия цената им е по-висока в сравнение с тази на зъбната предавка.

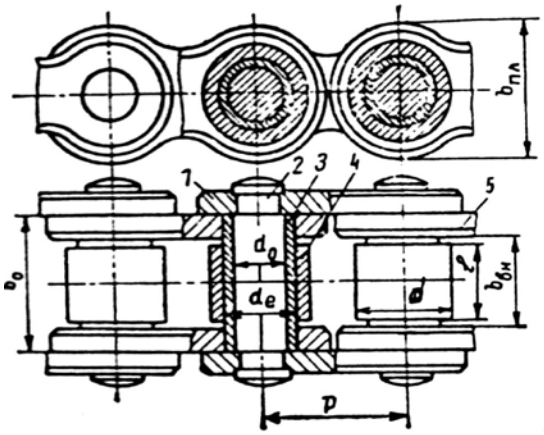
Допустимите скорости, при които работят верижните предавки, зависят от конструкцията на веригата и начина на мазане: при периодично мазане с ръчна масленка – 4 m/s, при консистентно мазане (вътрешно-шарнирно) – 6 m/s,

при картерно мазане в маслена баня – 6 до 12 m/s. При високи скорости се изисква циркулационно мазане с впръскване на маслото.

Верижни предавки се конструират обикновено за предавателни отношения до i=7, но понякога се срещат конструкции и за i=10 (при малки скорости и без ударно натоварване). При по-големи скорости на предавателното отношение габаритите на предавката стават много големи и затова се преминава към много стъпално предаване. При избор на големи предавателни отношения трябва да се провери броят на зацепените зъби от малкото верижно колело с веригата, като този брой не трябва да бъде по-малък от 5 до 6.

19.2. ВИДОВЕ ВЕРИГИ И ВЕРИЖНИ КОЛЕЛА.

Основният елемент на верижното предаване е веригата. Чрез нея се предава необходимата кинетична енергия. В машиностроенето веригите се използуват и за други цели и затова съществуват различни конструкции вериги. Има верига *за повдигане и спускане на товари* при подемните машини, *за транспортиране на товари* при транспортните машини, *за повдигане и спускане на котвите* на корабите и др. В учебната дисциплина машинни елементи се разглеждат само веригите, които са елемент на механичните предавки, т.е. задвижващите вериги. От тях намират приложение два основни вида: втулково-ролкови вериги и зъбни (безшумни) вериги.



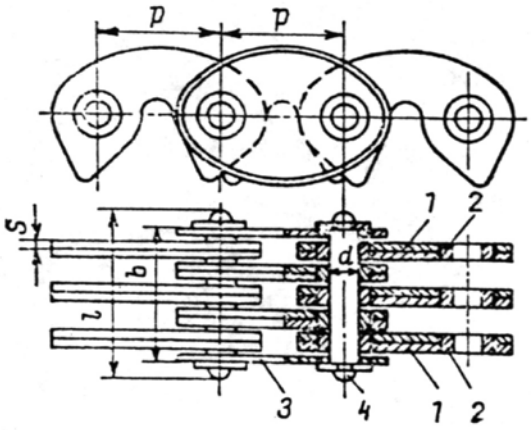
фиг.4.110. Елементи на ролкова верига

На фиг.4.110 е показана конструкцията на най-използуваните втулково-ролкови вериги. Размерите им са стандартизирани. Звената на веригата се състои от две външни пластини *1,* запресувани върху осите *2* и от две вътрешни пластини *5*, запресувани от втулката *3* така, че тя да може да се върти около осите *2*. За да се намали износването на зъбите на верижните колела, върху втулката *3* се монтира ролката *4*. По такъв начин се избягва триенето при плъзгане между втулките и зъбите на верижното колело и се заменя с триене при търкаляне на ролките по зъбите на колелото.

Втулково-ролковите вериги се изработват еднoредни, двуредни и много редни. Не могат да понасят големи ударни натоварвания и работят при скорости до *15 m/s*.(БДС 6211-82).

На фиг.4.111 е показана конструкцията на една от често използуваните конструкции зъбни вериги. Пластините на веригата *1* се съединяват по двойки и в отворите им се запресуват втулките *2*. Съединителната ос *4* служи за шарнир, който свързва пластините във верига. За да не се измества веригата от

верижното колело, тя се снабдява със странични (фиг.4.112 а) или в средата (фиг.4.112 б) направляващи пластини *3*.



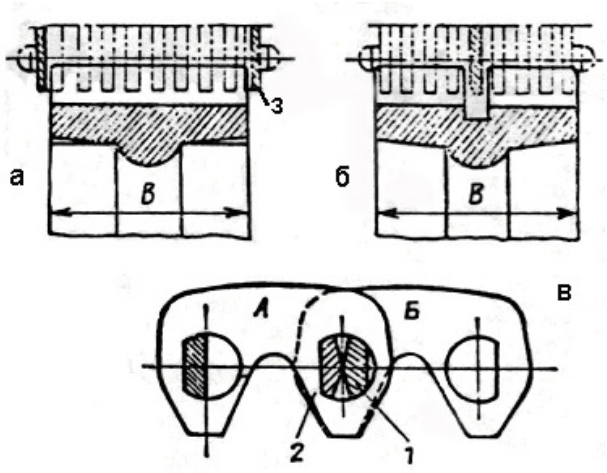
фиг.4.111. Елементи на зъбна верига
а – общ вид; б – осигуряване на веригата от изместване

Зъбните вериги са по-безшумни от втулково-ролковите, тъй като пластините им си зацепват със зъбите на верижното колело чрез челните си повърхнини и затова работят по-плавно, по-безшумно, по-леки са и това ги прави предпочитани при работа със скорост на веригата до 35 m/s.

Съществуват конструкции на зъбни вериги, при които *триенето с плъзгане* между съединителната ос и втулките на пластините е заменено *с триене при търкаляне*. Използувани са специални сегментни оси или призми *1* (фиг.4.112 в), които при завъртане на звеното се търкалят едно спрямо друго.

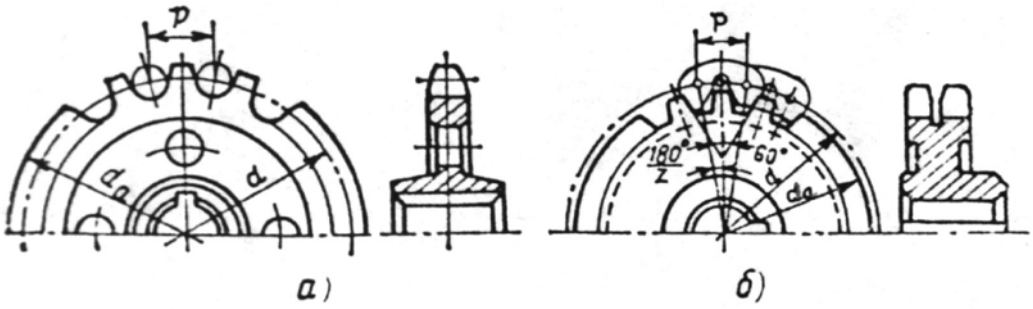
По такъв начин се осигурява и равномерно разпределение на натоварването по цялата широчина на веригата *в*.

При предавките със зъбна верига вследствие на износване и удължаване (повреди, които са неизбежни с течение на времето) звената на веригата се изместват в посока навън от колелото, но въпреки това все пак се запазва повърхностното допиране по страните на зъбите. Вследствие на това се получава много по-бавно износване на зъбите, по-плавен ход и по-голяма периферна работна скорост от онази при ролковите вериги.



фиг.4.112. Шарнир от зъбна верига с триене на търкаляне

Размерите на зъбните вериги и до сега се дават в целове *в зависимост от широчината на веригата и стъпката й.* За да се осигури плавен ход на зъбната верига и за да се избегне възможността да работи с тласъци, необходимо е веригата да се опъне предварително. Това е възможно за между осови разстояния, не по-големи от 3 до 3,5 *m*. В противен случай опъването, предизвикано от собственото тегло, става много голямо. Веригата може да се опъне също чрез опъваща ролка или чрез добре подбрана система за изместване на верижните колела.



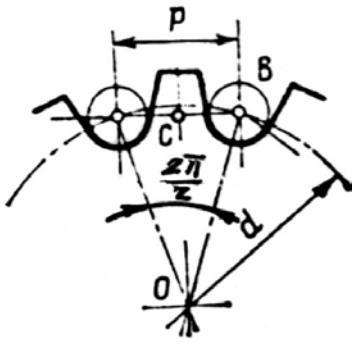
фиг.4.113. Верижни зъбни колела
а – за ролкова верига; б – осигуряване на веригата от изместване

Верижните колела приличат по конструкция на зъбните колела, но формата и размерите им (фиг.4.113) се определят от конструкцията на избраната верига. Размерите и профилът на зъбите са регламентирани от БДС 7822-70 и БДС 2899-73.

Основният размер на верижните колела е делителният диаметър *d* на окръжността, по която се разполагат центровете на шарнирите, когато веригата е зацепена с колелото. За разлика от колелата на втулковите верижни предавки (фиг.4.113 а), при колелата на зъбните вериги (фиг.4.113 б) делителният диаметър *d* е по-голям от диаметъра на външната (върховата) окръжност d_a . Диаметърът на делителната окръжност *d* се определя в зависимост от стъпката на веригата P и броя на зъбите *z* на колелото

$$d = \frac{P}{\sin\frac{180}{z}}, \qquad (4.147)$$

тъй като от правоъгълният триъгълник BOC (фиг.4.114), следва отношението $\frac{\overline{BC}}{OB} = \sin\frac{180}{z}$.

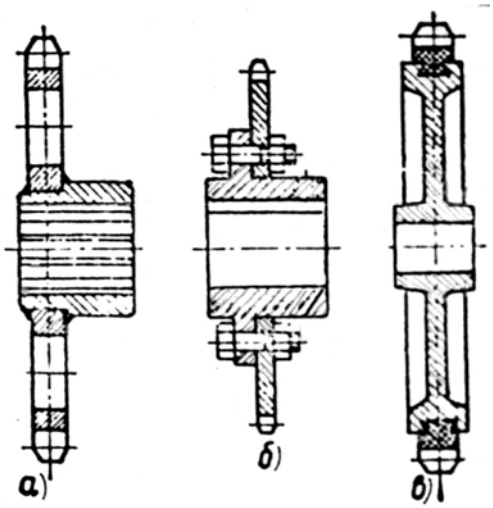


фиг.4.114. Схема за определяне делителния диаметър на верижно колело

Профилът на зъбите на верижните колела за втулково-ролкови вериги не е еволвентен или циклоиден, а се изработва така, че да дава възможност ролките на втулко-ролковата верига свободно да влизат в междузъбието на колелото и да опират в основата му. При зацепване и отцепване на веригата ролките трябва да се търкалят по работните повърхнини на зъбите. Тук профилът на зъба може да бъде линеен, вдлъбнат или изпъкнал.

Профилът на зъбите на верижните колела за зъбна верига зависи изключително от формата и размерите на звената на веригата.

Верижните колела се изработват както колелата на зъбните предавки: чрез отливане, изковаване, заваряване и пр. от чугун, въглеродни или легирани стомани, бронз или текстолит в зависимост от условията на работа. Верижни колела с диаметър над 200 *mm* се изработват обикновено съставни (фиг.4.115 а, б) от стоманен бандаж и чугунена главина.



фиг.4.115. Съставни верижни колела

Напоследък стоманеният бандаж се замества с пластмасов (дуропласт или вулколан) (фиг.4.115 в). Най-голямото предимство на пластмасовия венец в сравнение с металния е *намаляването на износването на веригата, шума и вибрациите.*

Материалът и термообработката на водещите верижни колела трябва да бъдат по-добри от тези на водените, тъй като водените колела работят при по-благоприятни условия от гледна точка на износване и динамично натоварване.

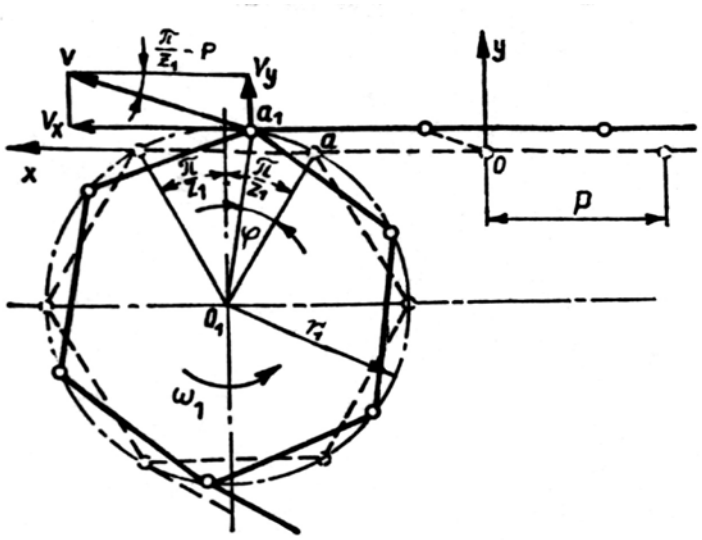
19.3. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ

За разлика от зъбните предавки предавателното отношение на верижните предавки се изразява чрез средната стойност

$$(4.148) \qquad \iota = \frac{Z_2}{Z_1} \approx \frac{\omega_1}{\omega_{2cp}}.$$

Причините за тази разлика са в специфичността на взаимодействие между веригата и верижните колела.

Онази част от веригата, която е в контакт с верижните колела, не се разполага по делителната им окръжност, а образува многоъгълник (фиг.4.116), чиито страни са равни на стъпката *p* на веригата, а броят им –на броя на зъбите на верижното колело *z*.



фиг.4.116. Схема на разполагане на веригата върху задвижващо верижно колело

Следователно, средната скорост на веригата $\vartheta_{ср}$ при ъглова скорост на малкото верижно колело ω_1 е

$$\vartheta_{cp} = \frac{\omega_1 Z_1 \rho}{2\pi}, \qquad \text{m/s.} \tag{4.149}$$

Кинематичната неравномерност на движението на водещия клон на веригата може да се установи, като се изследва взаимодействието на едно звено от веригата с верижното колело. За целта на фиг.4.116 са показани две положения на водещото верижно колело и зацепената с него верига. С прекъсвана линия са показани многоъгълник с брой на стените, равен на броя на зъбите на задвижващото колело, и веригата, на която едно от звената й предстои да се зацепи със зъба на колелото. С плътна линия са начертани същият многоъгълник и същата верига, но след завъртане на верижното колело на някакъв ъгъл φ, т.е. шарнирът a се е преместил в положение a_1.

Изменението на скоростта ϑ на шарнира a се описва с уравненията

$$\begin{aligned} \vartheta_x &= \omega_1 R \cos\left(\frac{\pi}{Z_1} - \varphi\right) \\ \vartheta_y &= \omega_1 R \sin\left(\frac{\pi}{Z_1} - \varphi\right). \end{aligned} \tag{4.150}$$

Следователно при постоянна ъглова скорост ω_1 на задвижващото верижно колело задвижването ще има променлива ъглова скорост в границите от ω_{2min} *до* ω_{2max} за времето $t = \frac{2\pi}{\omega_1 Z_1}$. Средната стойност на ъгловата скорост ω_{2cp} е

$$\omega_{2cp} = \frac{\omega_{2\max} + \omega_{2\min}}{2}, \tag{4.151}$$

което потвърждава, че при верижните предавки съществува понятието моментно предавателно отношение. Тази променливост на предавателното отношение (обикновено в границите от 1 до 2%) предизвиква неравномерност в движението на предавката и трептене на веригата, но средното предавателно отношение (у-ние 4.148) за едно завъртане е постоянна величина.

Препоръчва се предавателното отношение да бъде $i \leq 7$. При по-големи стойности (до 10) предавката трябва да бъде бавноходна $(\vartheta \leq 3m/s)$ с постоянно и безударно натоварване.

19.4 Силов анализ

Предаваната периферна сила F_t от задвижващото колело на задвижваното е както и при останалите механизми

$$F = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2M_2}{d_2}, \qquad (4.152)$$

където d_1 и d_2 са делителните диаметри на верижните колела, *m;*

M_1 *и* M_2 – предаваните въртящи моменти, *Nm.*

В отпуснатият клон на веригата има сила от предварително опъване F която се поражда от провисването му f (фиг.4.109)

$$F_o = K_f qag, \qquad (4.153)$$

където K_f е коефициент на провисване; за хоризонтални предавки K_f =6, за наклонени към хоризонта до 40º - $K_f = 3$, за вертикални - $K_f = 1$;

q – масата на един линеен метър верига, *kg/m* (БДС 6211-66);

a – междуосовото разстояние, *m;*

g – земното ускорение, m/s^2

При преминаването на веригата по верижните колела със скорост ϑ се пораждат центробежни сили, които разтоварват зъбите, но клоновете на веригата са натоварват на опън от силата

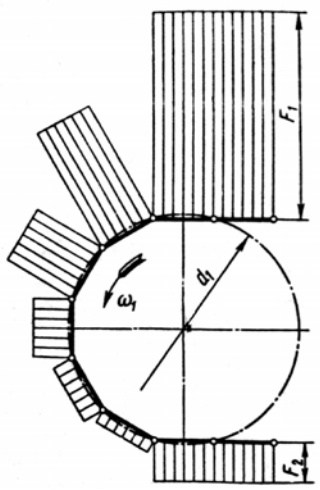
$$F\vartheta = q\vartheta^2. \qquad (4.154)$$

Силата на опън в опънатия клон на веригата (фиг.4.117) е

$$F_1 = F_t + F_o + F_\vartheta, \qquad (4.155)$$

а силата на опън в отпуснатия клон е

$$F_2 = F_o + F_\vartheta. \qquad (4.156)$$



фиг.4.117. Диаграма на силите в звената на веригата

Поради това, че шарнирът на излизащото звено на веригата се опира в зъб, F_2 не се предава на звената на веригата разположени на верижното колело, т.е. не може да се търси аналогия с ремъчната предавка.

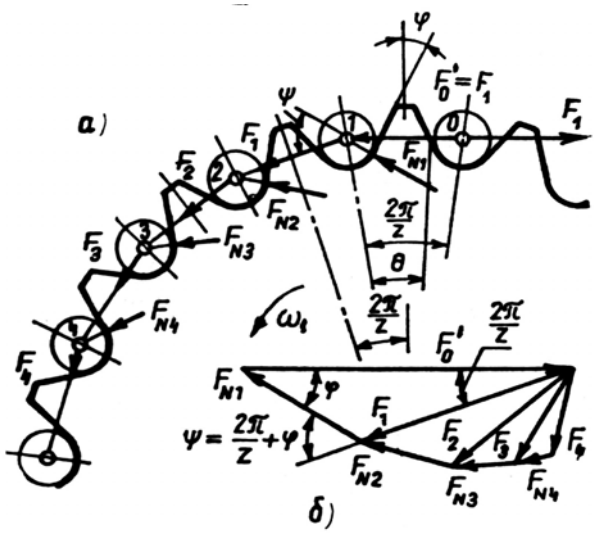
Силовото въздействие на веригата F_r върху валовете на верижните колела е по направление на между осовата им права и е

(4.157) $$F_r = k_B F_t + 2F_o ,$$

където k_B е коефициент на натоварване на вала; при наклон на предавката до 40° и спокойно натоварване k_B = 1,15; при наклон от 40 до 90° - k_B = 1,05; при ударно натоварване k_B се увеличава с 15%.

Лагерните реакции се определят съобразно конкретното конструктивно разположение на верижните колела и лагерите на валовете им.

Определянето на силите F_{Ni}, които действуват върху звената от натиска на веригата се вижда от фиг.4.118.



фиг.4.118. Силово взаимодействие между верига и верижно колело
а – общ вид; б – план на силите в шарнирните двоици

В зависимост от силата F_1, която за нулевото звено е F_o' , чрез силовия план (фиг.4.118 б), изразяващ равновесието на шарнирите, се определят

последователно силите F_1 и F_{Ni}. Големината на тези сили се изменя по намаляваща геометрична прогресия. Следователно при пресмятането на скоростни предавки $F_{max}=F_1$, а $F_{min}=F_2$, докато при бавно-ходни предавки, силата в опънатия клон е равна на периферната сила F_t, а в отпуснатия – почти нула. Определяща за проверка на контактни напрежения в работната повърхнина на зъба на верижното колело в контактните повърхнини на звената на веригата е силата F_{N1}.

19.5. ПРОЕКТИРАНЕ НА ВЕРИЖНА ПРЕДАВКА

За проектиране на верижна предавка с определен вид верига е необходимо да са зададени: предаваната мощност *N, w,* предавателното отношение i_{12} и ъгловата скорост на задвижващото верижно колело ω_1, *rad/s*. Междуосовото разстояние а е един от конструктивните параметри, който може да е зададен или да се уточни при проектирането.

Геометричните параметри на предавката са: диаметрите на верижните колела d_1 и d_2, междуосовото разстояние a и дължината на веригата L. Съгласно уравнение (4.147) $d = \dfrac{\rho}{\sin\dfrac{180^\circ}{z}}$ за определяне на диаметрите на делителната окръжност на верижните колела е необходимо да са известни броят на зъбите им z_1 и z_2 и стъпката на веригата р .

Изборът на броя на зъбите на малкото верижно колело зависи от предавателното отношение i_{12} и вида на веригата.

За втулково-ролкова верига

(4.158) $Z_{1min}=29-2i$,

а за зъбна верига

(4.159) $Z_{1min}=35-2i$.

Препоръчва се избраният брой зъби на малкото верижно колело Z_1 да бъде нечетно число, което в съчетание с четен брой звена на веригата, способствува за по-равномерното й износване. За увеличаване дълготрайността на верижната предавка се приема по възможност най.големият брой зъби на малкото верижно колело.

Броят на зъбите Z_2 на голямото колело се определя чрез предавателното отношение, т.е. $Z_2 = i_{12}Z_1$, но Z_2 трябва да бъде по-малко от Z_{2max} (за втулково-ролкова верига $Z_{2\max} = 120бр.$, а за зъбни вериги $Z_{2\max} = 140бр.$).

Въз основа на избрания брой зъби Z_1 и въз основа на зададената му ъглова скорост W_1 се избира големината на стъпката Р на съответната верига от таблица 4.1, а останалите размери на елементите на веригата от съответния стандарт [50].

Таблица 4.2

Зависимост между ω_{1max} и стъпката p на веригата

Верига	$\omega_{1\max}\ rad/s$							
втулково-ролкова	130	104	94	73	52	42	31	26
зъбна	345	278	230	173	142	-	-	-
стъпка *P, mm*	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

Минималната стойност на междуосовото разстояние a се определя от ъгъла на обхващане на веригата $\propto_1$ около малкото верижно колело. Този ъгъл (фиг.4.109) не трябва да бъде по-малък от 120°.

За контур с две верижни колела, като най-благоприятно за работата на предавката се препоръчва между осовото разстояние a да бъде в границите

(4.160) $$\alpha = (30 \div 50)p \quad \text{и} \quad \alpha_{max} \le 80p.$$

Окончателната стойност на между-осовото разстояние трябва да се избере така, че броят на звената на веригата L_p да бъде четно число.

(4.161) $$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{\alpha} = цяло \quad число.$$

Дължината на веригата се определя от зависимостта

(4.162) $$L = L_p P.$$

Между-осовото разстояние на предавката a при окончателно избран брой на звената L_p е

(4.163)
$$\alpha = \frac{\rho}{4}\left[Lp + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(Lp - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2}\right].$$

За нормална работа на предавката отпуснатият клон на веригата трябва да има провисване $f \approx 0{,}02\ a$, и затова е необходимо да се осигури възможност за регулирането му. Поради това действителното междуосово разстояние $a_д$ ще бъде

(4.164) $$a_д = (0{,}996 \div 0{,}998)\ a.$$

Причините за загуба на работоспособност на верижните предавки се дължат преди всичко на повреди на елементите на веригата и много по-рядко на повреди на зъбите на зъбните колела.

- Най-често срещани повреди на веригата са:

- износване на шарнирите, поради което веригата се удължава и се нарушава нормалното й зацепване със зъбите на верижните колела;

- скъсване на пластина или ос от умора на материала;

- разрушаване на веригата в резултат на висока скорост *(ϑ>20m/s);*

- задиране на триещите се повърхнини на шарнирните двоици дори и при липса на натоварване, също в резултат на много високи скорости *(ϑ>30m/s).*

Поради голямото разнообразие от възможни повреди на веригата е прието за основен критерий за работоспособност на задвижваща верига да бъде износоустойчивостта на звената на веригата.

Целта на проверочното пресмятане е да се прецени работоспособността на веригата, при избрана стъпка *p*, чрез сравняване на мощността която избраната верига може да пренесе . N_e и действително предаваната мощност N съобразно заданието

$$N_e = \frac{[p]S\vartheta}{K_e} > N, \qquad (4.165)$$

където *[p]* е допустимото налягане в шарнира, *Pa;*

S – проекцията на опорната повърхнина на шарнира на съответната верига, m^2; за втулково-ролкова верига (фиг.4.110) $S = dl$; за зъбна верига (фиг.4.111) $S = db$; тук d е диаметърът на оста*; l*-дължината на втулката; b – широчината на зъбната верига;

ϑ - линейната скорост на веригата, *m/s;*

K_e – експлоатационният коефициент; $K_e = K_1 K_2 K_3$; K_1 е коефициент на режима – от 1 до 1,5; K_2 е коефициентът, отчитащ начина на мазане – 1 до 1,3; K_3 е коефициент отчитащ разположението на предавката – 1 до 1,3 [50].

За тежко натоварени предавки, а също и за предавки при които са възможни големи вътрешни динамични натоварвания, се препоръчва проверка чрез коефициента на сигурност

$$n \le \frac{F_{раз}}{F_{\max}}, \qquad (4.166)$$

където $F_{раз}$ е силата при която веригата се разрушава, N; определя се от проспекта на веригата;

F_{max} – максималното натоварване; $F_{\max} = F_1$ (у-ние (4.155).

Коефициентът на сигурност n зависи от вида на веригата. За втулково-ролкови вериги - $n = 6 \div 18$, а за зъбни вериги - $n = 20 \div 55$.

19.6 ОПЪВАНЕ НА ВЕРИГАТА И МАЗАНЕ НА ВЕРИЖНАТА ПРЕДАВКА

Установено е, че след определен период на работа ненатовареният клон на веригата започва да провисва. Това е резултат от удължаването на веригата поради износването на шарнирите и увеличаване на стъпката й. Износената верига в известни граници може да работи съвсем нормално, тъй като може да се разполага по нова окръжност с диаметър, по-голям от този на делителната окръжност.

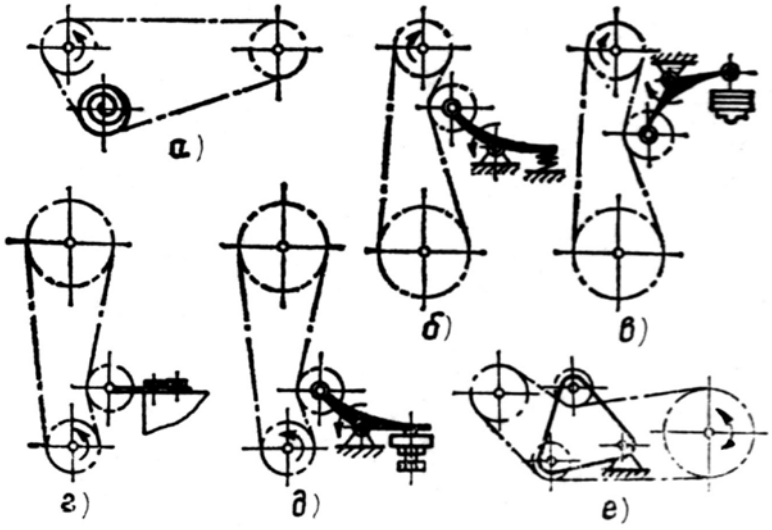
С увеличаване на провисването условията на натоварване на звената на веригата се променят. Нараства допълнителното натоварване на веригата и верижните колела, което предизвиква вибрации или се появяват резонансни явления. Ако провисването стане голямо, съществува възможност за прескачане на някое звено на един зъб или падане на веригата от верижното колело.

Прекомерното опъване на веригата влошава условията на натоварване на звената. Нараства налягането върху шарнирите и зъбите (в някои случаи до 3 и повече пъти от допустимото), от което работоспособността на предавката се намалява и се повишава натоварването на опорите.

Следователно в кинематичната верига на верижната предавка е необходимо да се включи приспособление за регулиране на опъването на веригата и компенсиране на измененията в дължината й. Това може да се постегне или чрез едно подвижна опора, или чрез опъващо устройство.

Подвижната опора, в която е лагеруван валът на предавката, се оформя конструктивно върху плъзгачи (шейна). Понякога малкото верижна колело се закрепва на вала на електродвигателя, който се монтира на плот и може да се върти около странична ос или на шейна (както при ремъчната предавка).

На верижни предавки с постоянно между осово разстояние на валовете се монтира опъващо устройство, което влияе върху водения, по-малко опънат клон на веригата. Опъващите устройства биват автоматични, периодични и постоянни.



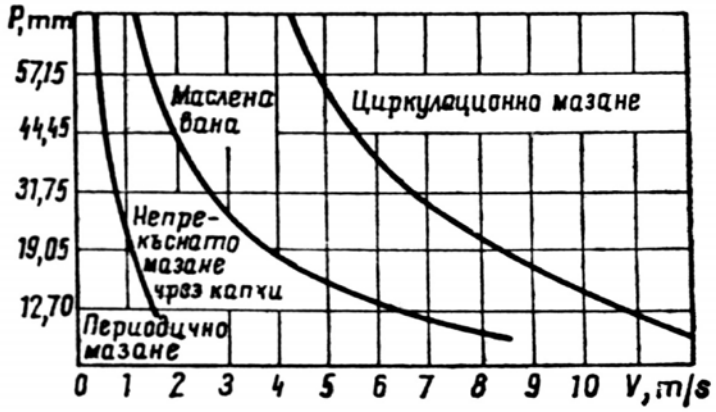
фиг.4.119. Схеми на опъващи устройства
а-б – автоматично; в – постоянно; г-д – периодично; е – опъване и на двата клона

На фиг.4.119 са показани схеми на опъващи устройства. При а*втоматично регулиране* се използува плоска (фиг.4.119 а) или винтова пружина (фиг.4.119 б).В случай на *периодично регулиране* опъващото колело се премества чрез промяна на дължината на конзолата (фиг.4.119 г) или чрез регулиране на винтовата двойка (фиг.4.119 д). *Постоянното опъване* се осъществява чрез специална тежест (фиг.4.119 в).

Напоследък намират приложение опъващи устройства с две верижни колела (фиг.4.119 е), които действуват върху двата клона на веригата. Използуването им е ефективно в хоризонтални предавки или в предавки на

транспортни устройства, където опъващите верижни колела са едновременно и направляващи.

При проектирането на верижна предавка трябва да се отдели особено внимание на *вида на мазането*, тъй като оказва голяма влияние върху надеждността и дълготрайността на предавката.



фиг.4.120. Графики за определяне на подходящо мазане на ролкови верижни предавки

Начинът на мазане зависи от условията на експлоатация, скоростта и стъпката на веригата (фиг.4.120). Прилагат се два начина на мазане: периодично и непрекъснато. На верижни предавки, които работят при скорости *до 2 m/s* се извършва периодично мазане , а при работа със средни и високи скорости – непрекъснато. За открити предавки при скорост *до 4 m/s* най-подходящо е непрекъснатото мазане чрез капеща масленка (4 до 10 капки в минута) или чрез вътрешно шарнирно мазане, при което всеки 120-180 часа веригата се потапя в топла консистентна смазка.

При скорост *от 4 до 7 m/s* се препоръчва *постоянно картерно мазане* чрез потапяне на водения клон на веригата в маслена вана. Възможно е и мазане чрез капеща масленка с около 20 капки в минута.

За скорости *от 7 до 12 m/s* най-подходящо е *непрекъснатото циркулационно мазане* под налягане с помпа и съответни филтри.

При скорост на *12 m/s* се използува мазане чрез *разпръскване на маслото* със специално устройство, което се закрепва за едно от верижните колела или циркулационно под налягане.

За мазане се използуват *течни масла и консистентни смазки* (греси). Като масла за мазане на верижни предавки се употребяват: индустриално, машинно и цилиндрово леко масло. Колкото по-голяма е скоростта на веригата, по-голямо налягането в шарнирите и по-висока околната температура, толкова по-голям вискозитет трябва да има маслото.

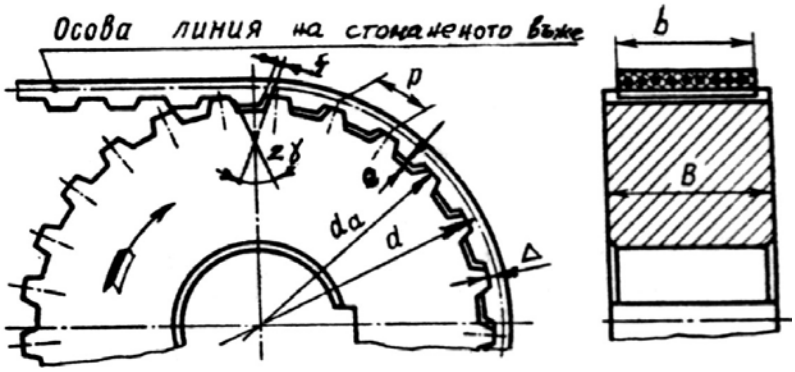
В заключение за проектирането на верижните предавки трябва да се обобщи, че пресмятанията в повечето случаи са *проверочни*. В случай че резултатите са незадоволителни, се избира нова верига.

19.7. ПРЕДАВКА СЪС ЗЪБЕН РЕМЪК

19.7.1 Общи сведения

Предавката със зъбен ремък е нов вид перспективна предавка, използувана при задвижването на машини и механизми. В сравнение с другите видове ремъчни предавки тя има много предимства, които се дължат на това, че

не се използува принципът на триене между ремъка и шайбите за предаване на движението, а п*ринципът на зацепване* (фиг.4.121). Отнесена е към ремъчните предавки условно. По принцип на действие тази предавка трябва да се отнесе към верижните предавки.

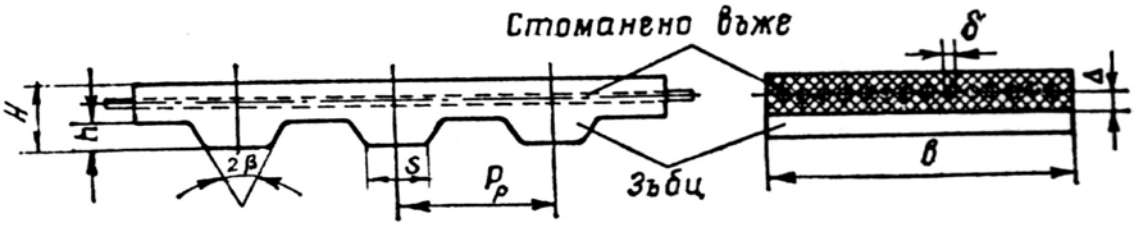


фиг.4.121. Зъбно-ремъчна предавка

Принципът на зацепване дава възможност да се отстрани приплъзването и необходимостта от предварително опъване, което повишава к.п.д. на предавката. Отстранено е и влиянието на ъгъла на обхващане на ремъка около малката ремъчна шайба и големината на междуосовото разстояние върху теглителната способност на предавката. Това дава възможност да се намалят значително габаритите на предавката и да се увеличи предавателното отношение, което може да достигне $i = 12$.

Еластичната връзка и гъвкавостта на зъбите на ремъка (вместо твърдата шарнирна връзка при веригите) отстранява шума и динамичните натоварвания, като скоростта на ремъка може да достигне *до 60 m/s* и повече. К.п.д. на предавката е от 0,94 до 0,98. $N \le 100kw$.

Зъбният ремък се изработва от маслоустойчив каучук или еластична пластмаса, армиран със стоманени въженца и полиамидни корди (фиг.4.122).



фиг.4.122. Зъбен ремък

Изработва се безкраен в шест типо-размера. За основен параметър е приет модулът на зацепване *m,mm*.

Геометричните параметри на ремъка се определят чрез следните зависимости; по ОСТ 38-05114-76:

- обща дебелина на ремъка $H = m + 1,\ mm$;
- височина на зъба $h = 0{,}6m$;
- малка основа на трапецовидния зъб $S=m;$
- ъгъл на трапецовидния зъб $2\beta = 50°$ или $40°$.

Диаметърът на стоманените въженца δ се избира също в зависимост от модула на ремъка. За модул $m = 2 \div 4 - \delta = 0,3 \div 0,4mm$, за модул $m=4 \div 10 - \delta = 0,65 \div 0,8mm$.

Широчината на ремъка b, броят на зъбите Z_p и дължината му L_p са нормализирани. Изчислената дължина на ремъка се определя по формулата

(4.167) $$L_p = Z_p P_p,$$

където P_p е стъпката на ремъка, измерена по оста на стоманените въженца.

Броят на зъбите на малката шайба Z_1 оказва влияние върху дълготрайността на ремъка. С намаляване на този брой, намалява броят на зъбите, които се зацепват и се увеличава налягането върху зъбите на ремъка. Това води до по-бързото му износване. Препоръчва се минималният брой зъби да се избира в зависимост от модула на зацепването m в границите от 12 до 36.

За пресмятането на основния параметър на предавката модулът на зацепването m, се има предвид умората на материала на зъбите на ремъка, като се използува формулата

(4.168) $$m = 35\sqrt[3]{\frac{N}{n_1}},$$

където N е мощността, която предава ремъка, kW;

n_1- честотата на въртене на малката шайба, min^{-1}

Получената стойност за модула се закръглява (към по-големия или към по-малкия) до по-близкия нормализиран (m, mm, са: 1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 7; 10).

Основен критерий за работоспособност на предавката е теглителната способност на ремъка. Чрез нея се определя широчината на ремъка b

(4.169) $$b \geq \frac{F_t}{[P_n]},$$

където $[p_n]$ е допустимото линейно натоварване, N/m.

(4.170) $$[p_n] = [p_0] C_p C_F - F_{\vartheta},$$

където $[p_0]$ е допустимото натоварване от периферната сила на единица широчина на ремъка при скорост $\vartheta \leq 40$ m/s; избира се от таблици, например [50]; изменя се от 40 – 600 kN/m;

C_p – поправъчен коефициент на режима; C_p = 0,7÷1,0;

C_F- поправъчният коефициент, отчитащ неравномерност на разпределение на натоварването между стоманените въженца, вследствие технологични особености на изработване; приема се C_F = 0,85;

F_{ϑ} - центробежната сила.

Шайбите на зъбни ремъци имат зъбен венец, който съответствува на профила на зъбите, и в действителност представляват зъбни колела (фиг.4.121).

Изчислителният им диаметър d се определя като произведение от модула и броя на зъбите на колелото, т.е.

(4.171) $$d = m z.$$

Външният диаметър на шайбата се определя чрез зависимостта

(4.172) $d_e = d - 2\Delta$.

Размерът Δ зависи от модула. При модул $m=2 \div 4mm$ - $\Delta=0,6\ mm$, а при модул $m=4 \div 10\ mm$ - $\Delta=1,3\ mm$.

Височината на зъбите също зависи от модула - h=0,9m, а дължината им, равна на широчината на ремъчната шайба е B=b+m. Ъгълът на профила е 2 $\gamma = 50 \pm 2°$ или 40±2°.

Стъпката на зъбите, мерена по външната окръжност, е

(4.173) $$p = \frac{\pi d \alpha}{Z}.$$

Страничната хлабина f между зъбите на ремъка и шайбата е $f=0,35\ m$, а радиалната хлабина – е = 0,3 m. Радиусът на закръгление на основата и главата на зъба е $r=0,35m$.

Междуосовото разстояние a се приема предварително от

(4.174) $$\alpha_{\min} = 0,5m(Z_1 + Z_2); \qquad \alpha_{\max} = 2m(Z_1 + Z_2),$$

а окончателно след определянето на дължината на ремъка така, че броят на зъбите му да бъде цяло число.

Предварителното опъване F_0 на зъбния ремък е необходимо само за отстраняване на хлабините в зацепването и правилното лягане на ремъка върху шайбите. То трябва да бъде малко по-голямо от опъването, което предизвиква центробежната сила $F_ϑ$

(4.175) $$F_0 = (1,1 \div 1,3)F_ϑ$$

Натоварването на валовете F_r по направление между центровата линия на предавката, за да се определят реакциите в лагерите, може да се приеме

(4.176) $$F_r = (1,0 \div 1,2)F_t.$$

20. ЗЪБНИ МЕХАНИЗМИ

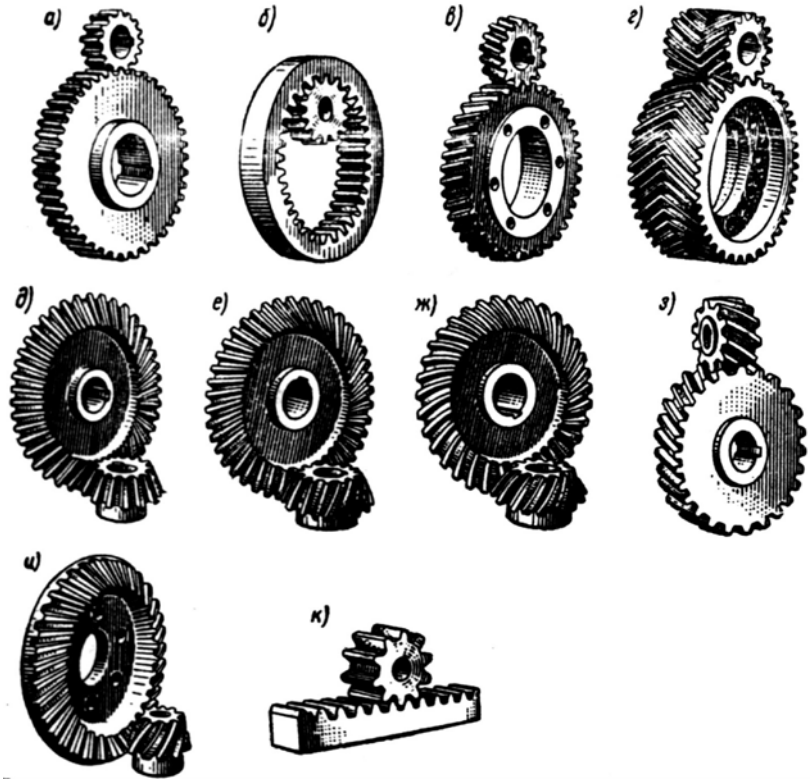
20.1. ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. ВИДОВЕ.

Зъбните механизми са едни от най-разпространените както в машиностроенето, така и в уредостроенето. В най-елементарен вид механизма се състои от две зъбни колела, зацепени по подходящ начин едно с друго (фиг.4.123).

Едното зъбно колело е задвижващо, а другото – задвижвано. Служат за предаване на въртеливо движение и въртящ момент от един вал на друг. В някои случаи се използуват за преобразуване на въртеливото движение в постъпателно и обратно, а също за събиране или разделяне на движения. Най-често чрез зъбните механизми се променя големината и посоката на ъгловата скорост, т.е. предавателното им отношение с постоянна величина, и се наричат

предавки. Силата от едното зъбно колело се предава на другото чрез зъбите, които се зацепват последователно.

При успоредни валове се използуват цилиндрични зъбни колела (фиг.4.123 а, б, в, г, к). Предавките от тази фигура – а, в, г са с външно зацепване, а тази от δ – с вътрешно зацепване.



фиг.4.123. Видове зъбни предавки
а – цилиндрична с прави зъби; б – цилиндрична с вътрешно зацепване; в – прави зъби; е – конусна с винтови зъби; ж – конусна с криволинейни зъби; и – хипоидна; к – със зъбен гребен

Когато геометричните оси на валовете се пресичат, се използуват конусни зъбни колела, които са с прави (фиг.4.123 д) и с неправи зъби, например – (фиг.4.123 е,ж). Най-често ъгълът между валовете е прав.

Когато геометричните оси на валовете са кръстосани, се използува винтова предавка (фиг.4.123 з) или хипоидна (фиг.4.123 и).

Предимствата на зъбните предавки в сравнение с останалите видове предавки са: постоянно предавателно отношение; висока товароносимост, която води до малки габарити при други равни условия; висок коефициент на полезно действие – от 0,97 до 0,99 в едно стъпало; голяма дълготрайност при работа и лесно обслужване; сравнително малко натоварване на валовете и опорите им; възможност за избиране в широки граници: на скоростта – до 150 m/s, на мощността – до десетки хиляди киловата, на предавателното отношение – повече от 8 в едно стъпало.

Недостатъци: невъзможност за безстепенно изменение на предавателното отношение; високи изисквания по отношение на точност при изработване и монтаж; шум при високи скорости; лоши амортизационни свойства и следователно невъзможност за компенсиране влиянието на

динамичното натоварване; големи габарити при голямо между осово разстояние; не предпазват машината от случайни опасни претоварвания.

От всички видове предавки най-голяма разпространение са получили цилиндричните зъбни предавки с прави и с наклонени зъби. Това се дължи на простата им изработка, монтаж и експлоатация.

Зъбните предавки с наклонени зъби имат много предимства пред тези с прави зъби. При задружна работа на двойка зъбни колела няколко двойки зъби се зацепват едновременно и следователно влизането и излизането им от зацепване не е изведнъж , а постепенно. Това прави работата на предавката плавна, без ударна и намалява значително шума. Габаритите са по-малки, товароносимостта – по-голяма, а допълнителните динамични натоварвания – значително намалени. С една двойка зъбни колела може да се осъществи предавателно отношение до 8.

Предавките с вътрешно зацепване са много по-компактни, но не са намерили широко приложение поради значителните трудности при изработването и монтажа им.

Останалите видове зъбни предавки се използуват само при нужда, предизвикана от комплектуването на механизмите в машината. Най-използувани са конусните зъбни предавки с прави зъби. Винтовите зъбни предавки се използуват ограничено поради някои недостатъци: голямо относително плъзгане на работните повърхнини и следователно бързо износване, малка товароносимост. Това са повече кинематични предавки с максимално предавателно отношение $i = 5$. Хипоидните предавки имат голяма товароносимост и затова се прилагат в автомобилостроенето, тракторите, карите и др.

Като общ недостатък на цилиндричните зъбни колела с наклонени зъби и на всички конусни предавки е наличието на осови сили, които усложняват лагеруването.

Цилиндричните и конусните зъбни предавки с прави зъби се използуват при малки (до 3 m/s) и средни периферни скорости (от 3 до 15 m/s), а когато са с наклонени или криволинейни зъби – *над 15 m/s*. Шевронните предавки се използуват за предаване на големи мощности, при ударни натоварвания и при средни и високи скорости.

Когато се налага осъществяването на големи предавателни отношения, се прибягва до конструирането на дву- и повече стъпални предавки с общо предавателно отношение, равно на произведението от частните предавателни отношения на стъпалата.

Най-често геометричните оси на зъбните колела са неподвижни и тогава зъбната предавка се нарича обикновена. Все по-често се използуват планетни и диференциални предавки, в конструкцията на които има зъбни колела с подвижни геометрични оси, а също и вълнови предавки, на които едно от зъбните колела представлява еластичен зъбен венец.

В зависимост от цялостното конструктивно оформяне зъбните предавки се делят на открити и закрити.

20.2. УСЛОВИЯ ЗА ПРЕДАВАНЕ НА ДВИЖЕНИЕ ПРИ ЗЪБНИ МЕХАНИЗМИ

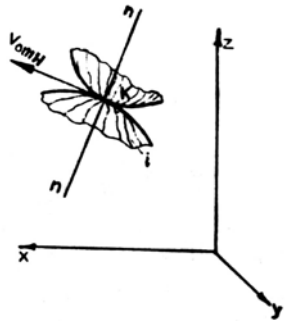
20.2.1. Теорема на зацепването – основно проектно условие за профилиране на зъбите на зъбните механизми

Характерно за предавателните механизми с контурни двоици, типичен представител на които са зъбните механизми, е че движението се предава от

елементите на контурната двоица чрез непосредствен контакт. Това означава, че формата на контактните повърхнини и законът на движение на задвижващото звено определят закона на движение на задвижваното звено.

Тъй като законът на движение на задвижващото звено трябва да бъде известен (зададен), следва, че при синтез на този вид механизми е необходимо да се определи подходяща комбинация от профили на контурната двоица, които да възпроизведат необходимия закон на движение. Профилите са наричат спрегнати повърхнини.

Изборът на подходяща комбинация от спрегнати повърхнини не става произволно, а се подчинява на някаква закономерност. Тя може да се определи, ако се изследва относителното движение на две звена *i* и *j*, чиито изпъкнали повърхнини се допират в точка *K* (фиг.4.124).



фиг.4.124. Относително движение на две звена с изпъкнали повърхнини

Относителната скорост ϑ_{kij} лежи в общата допирателна равнина и следователно общата нормала *n-n* към спрегнатите повърхнини в точка *K* е перпендикулярна на скоростта ϑ_{kij}.

Основната теорема на зацепването изисква спрегнатите повърхнини да се избират с такава форма, че в която и да е точка на контакт общата им нормала да бъде перпендикулярна на вектора на относителната скорост в тази точка. В аналитичен вид теоремата се представя като условие за перпендикулярност на векторите

$$\vec{\vartheta}\,\vec{n} = 0 \qquad (4.177)$$

където $\vec{n}$ е единичният вектор на общата нормала в контактната точка.

Теоремата се доказва лесно, ако се предположи, че уравн. (4.177) не е изпълнено, т.е. векторът на скоростта има съставляваща и по общата нормала. В зависимост от посоката на тази съставляваща ще настъпи раздалечаване на спрегнатите повърхнини и ликвидиране на контурната двоица или навлизане на едната повърхнина в другата, което при зъбните механизми е невъзможно.

Когато елементите на контурната двоица извършват равнинно движение, вместо спрегнати повърхнини те могат да се разглеждат като спрегнати профили, получени от пресичането на спрегнатите повърхнини с равнината на движението им. Когато относителното движение на профилите се осъществява чрез търкаляне без приплъзване, те са центроиди. Когато относителното им движение е търкаляне, придружено с приплъзване, профилите са взаимно обвиващи се.

Независимо от това дали профилите, образуващи контурната двоица, са центроиди или взаимно обвиващи се, моментният център при относителното им движение е прието да се нарича полюс на зацепването *P*. Следователно относителната скорост ϑ на контактната точка *K* трябва да бъде перпендикулярна на радиус-вектора, който свързва точка *K* с полюса на

зацепването P (фиг.4.125). Това дава основание основната теорема на зацепването при равнинно движение да се формулира така: два профила са спрегнати, ако общата им нормала в точката на допиране минава винаги през зададения полюс на зацепване.

На фиг.4.125 а, е показано равнинно зацепване на звената *1* и *2* на контурната двоица, които се въртят около успоредни оси O_1 и O_2 с ъглови скорости ω_1 и ω_2. Векторът на относителната ъглова скорост $\vec{\omega}_{12} = \vec{\omega}_1 - \vec{\omega}_2$ има приложна точка в полюса на зацепването Р, а векторите на абсолютните ъглови скорости $\vec{\omega}_1$ и $\vec{\omega}_2$ - в съответните центрове на ротация O_1 и O_2. Тогава въз основа на правилото за събиране на успоредни вектори се получава

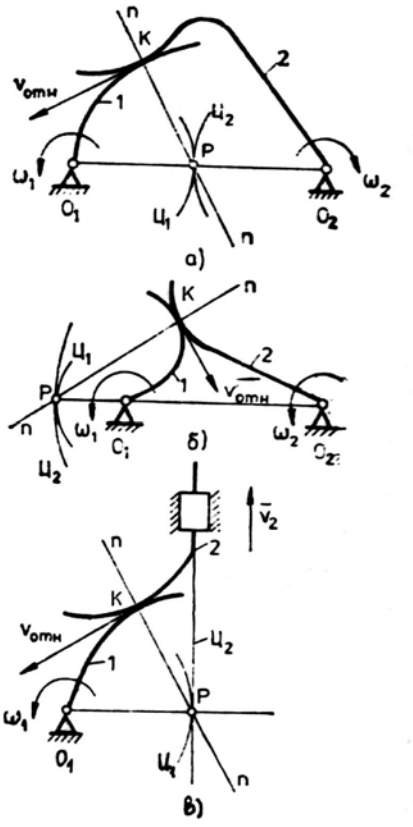
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}} = i_{12} \qquad (4.178)$$

и следователно

$$\overline{O_1P} + \overline{O_2P} = a \qquad (4.179)$$

където i_{12} е отношението на ъгловите скорости на звената и се нарича предавателно отношение;

a – междуосовото разстояние $\overline{O_1O_2}$.



фиг.4.125. Равнинно зацепване на звена 1 и 2 от контурна двоица
а – с разнопосочни вектори на ъгловата скорост; б – с еднопосочни вектори; в – с ротационно движение на звено 1 и транслационно – на звено 2

Предавателното отношение има знак, който зависи от посоката на векторите на абсолютните ъглови скорости. При еднаква посока (фиг.4.125 б) то е положително, а полюсът на зацепване P е извън междуосовото разстояние $\overline{O_1O_2}$. При противоположна посока предавателното отношение е отрицателно и полюсът на зацепването P се намира върху отсечката $\overline{O_1O_2}$.(фиг.4.125 а).

Геометричните места на точките на звената *1* и *2*, които при движението им последователно съвпадат с полюса на зацепването Р, образуват центроидите $Ц_1$ и $Ц_2$ при относителното движение на звената (фиг.4.125).

В случаите ,когато единият от двата спрегнати профила извършва транслационно движение в равнина, перпендикулярна на оста на ротация на другия профил (фиг.4.125 в), полюсът на зацепването ще лежи на линията, която минава през центъра O_1 и е перпендикулярна на посоката на движение на звеното *2*. За да се намери положението на полюса на зацепването върху тази права, т.е. разстоянието $\overline{O_1P}$, се изследва движението на две точки от звената *1* и *2*, които в даден момент съвпадат с полюса на зацепването *P*. За скоростта на точка P_2 може да се напише

$$\vec{\vartheta}_{P2} = \vec{\vartheta}_{P1} + \vec{\vartheta}_{P2P1}, \qquad (4.180)$$

като за конкретния случай елементите на уравнение (4.180) могат да се представят така (фиг.4.125 в): $\vartheta_{P2} = \vartheta_2$, $\vartheta_{P1} = \overline{O_1P}\omega_1$ и $\vartheta_{P2P1} = 0$.
Тогава уравнението (4.180) получава вида

$$\vartheta_2 = \overline{O_1P}\omega_1 \ . \qquad (4.181)$$

От уравнението (4.181) се определя търсеното положение на полюса Р

$$\overline{O_1P} = \frac{\vartheta_2}{\omega_1}. \qquad (4.182)$$

От уравн.(4.178), (4.181) и (4.182) се вижда, че при постоянен аналог на скоростта $\frac{\vartheta}{\omega_1}$, както и при постоянно предавателно отношение полюсът на зацепването *P* не променя положението си спрямо стойката. Това означава, че общата нормала към спрегнатите профили *n-n* в точката на допирането им К ще преминава винаги през една и съща точка – полюса на зацепването Р. В този случаи центроидите $Ц_1$ и $Ц_2$, които в относителното си движение се търкалят без приплъзване, представляват окръжности с центрове O_1 и O_2.

20.2.2. Еволвентно зацепване

След определянето на основният закон на зацепването следва да се построят профили, които да отговарят на този закон. Установено е било, че на всяка произволно избрана крива линия, може да се построи еднозначно спрегната крива чрез метода на Рело, която да отговаря на закона на зацепването. Тъй като задачата няма единствено решение, налага се да бъдат удовлетворени и допълнителни условия, чрез които да се осигури единствено

решение. Тези условия са продиктувани от практиката и дават възможност за конкретизиране на вида на кривата:

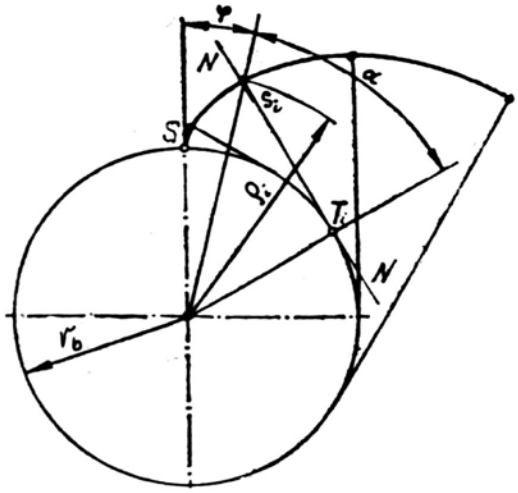
- не се допуска проявата на допълнителни динамични натоварвания, вибрации и шум; следователно $i_{12} = const$.;

-относителното движение на спрегнатите профили да бъде нечувствително към малки разлики на междуосовото разстояние без промяна на предавателното отношение;

- технологичност на избраната крива.

Независимо от споменатото голямо разнообразие на криви, допълнителните условия са свели броят им до четири: еволвента, циклоидните криви, дъга от окръжност и в някои случаи – права линия. Най-подходяща крива се е оказала еволвентата, тъй като главният проблем – конструирането на режещият инструмент, който поставен на подходяща машина да изработва зъбите на зъбните колела е бил решен много сполучливо.

Еволвентното зацепване е предложено от Ойлер през 1760год. Видът на еволвентата зависи от диаметъра на основната й окръжност. Колкото е по-голям, толкова по-изправена е еволвентата и обратно. За конструирането й се прилага еволвентната функция.



фиг.4.126. Полярни координати на еволвентата: φ и ς

Полярните координати на точка от еволвентата са $\varsigma = r_b / \cos \propto$ и $\varphi = tg \propto - \propto$ (фиг.4.126), където r_b е радиусът на основната окръжност, а $\propto + \varphi$ е централния ъгъл в радиани, който умножен по радиуса r_b дава дължината на дъгата ST от основната окръжност, т.е. $r_b(\propto + \varphi) = r_b tg \propto$, следователно

$$\varphi = tg \propto - \propto = inv \propto . \qquad (4.183)$$

Ъгълът φ се нарича еволвентна функция на $\propto$ и се отбелязва с inv$\propto$ (*involut alfa*). За тази тригонометрична функция са съставени таблици, аналогични на тези за основните тригонометрични функции [3].

С прилагането на еволвентната функция може да се конструира еволвентна крива – точка по точка, може да се изчисли дебелината на зъба по произволно избрана окръжност и да се коригират еволвентните зъби.

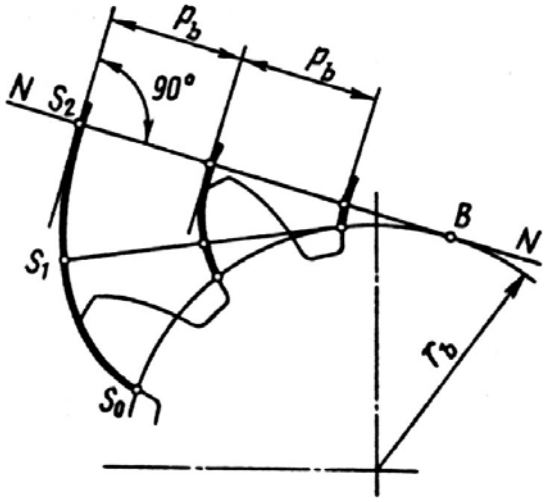
Основните свойства на еволвентата са :

1. Всеки клон на еволвентата се определя непълно от радиуса на основната окръжност с радиус r_b и положението за първоначално отчитане на ъгъл φ.

2. Еволвентата няма точки вътре в окръжността.

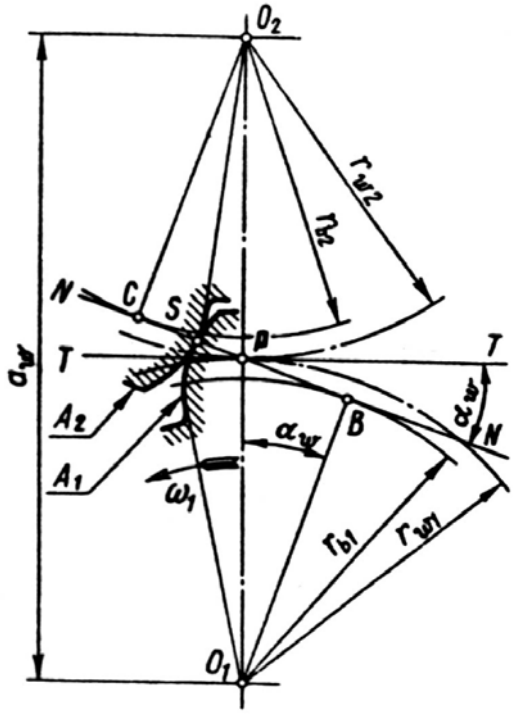
3. Нормалата *N-N* в която и да е точка на еволвентата е допирателна към основната окръжност.

4. Центрите на кривата лежат в точките на допиране на съответните нормали с основната окръжност. Следователно основната окръжност е еволюта на еволвентата.



фиг.4.127. Схема на очертаване на еволвента

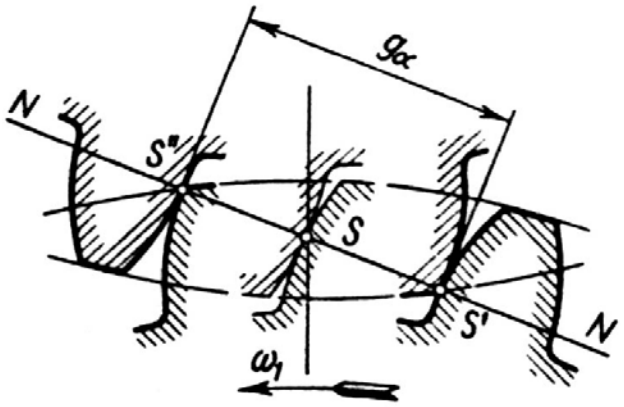
Построяването на еволвентни профили на зъбите е показано на фиг. 4.127. Еволвентата се описва от точка *S* на правата *NN*, търкаляйки се по окръжността с радиус r_b. Тази окръжност е еволютата или основната окръжност, а правата *NN* – образуващата права.



фиг.4.128. Схема на образуване на еволвентно зацепване

Построяването на спрегнати профили е показано на фиг. 4.128. В точката на допиране *S* профилите имат обща нормала *NN*. Тази нормала е допирателна към двете основни окръжности с радиуси r_{b1} и r_{b2} в точките *C* и *B* и е образуващата права.

При въртенето на зъбните колела контактната точка *S* на еволвентните профили се премества по общата нормала (фиг.4.129).



фиг.4.129. Положения на спрегнатите профили на зъбите в началото и в края на зацепването

Така тя става геометрично място на точките на зацепването и се нарича линия на зацепването на спрегнатите еволвентни профили. Активната част от тази линия, отсечката $\overline{S'S''}$ зависи от геометричните параметри на зъбите и се нарича отсечка на зацепването.

Точката на пресичане на линията на зацепването (общата нормала *NN)* с междуосовата линия O_1O_2 е моментният център на ротация P_{12} на контурите в относителното им движение. Тъй като и двете прави не променят положението си, следва, че относителните моментни центрове на ротация заемат постоянно положение в точка P , т.е. в полюса на зацепването. Следователно центроидите в относителното движение на звената представляват окръжности с радиуси $r_{w1} = \ell_{o1P}$ и $r_{w2} = \ell_{O2P}$. Тези окръжности се наричат начални окръжности и се търкалят без приплъзване, т.е. $\vartheta_{P1} = \vartheta_{P2}$ и следователно предавателното отношение е постоянна величина.

Линията на зацепване *NN* е в същото време и линия по която се предава натиска, тъй като силата на притискане на единия профил към другия (ако не се отчита триенето) действува по общата нормала. Допустимият ъгъл на предаване на силата α_w е стандартен и сега е $\alpha_w = 20^\circ$. Нарича се ъгъл на зацепването.

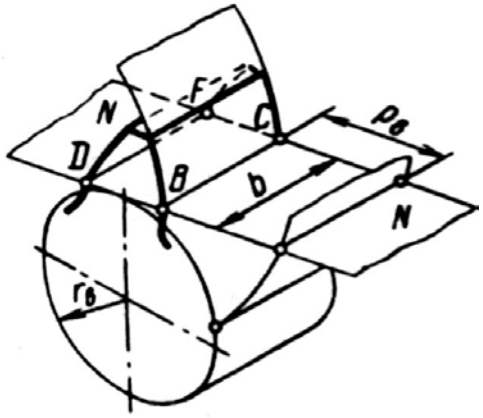
При зададено междуосово разстояние $\overline{O_1O_2}$ големината на радиусите r_{b1} и r_{b2} на основните окръжности зависи от ъгъла на зацепването α_w. Това се установява от ΔO_1BP и ΔO_2CP (фиг.4.128), т.е. $r_{b1} = r_{w1}\cos\alpha_w$ и $r_{b2} = r_{w2}\cos\alpha_w$. Тогава

(4.184) $$i_{12} = \pm\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \pm\frac{r_{b2}}{r_{b1}}..$$

Това означава, че изменението на между осовото разстояние не влияе на големината на предавателното отношение и евентуални грешки при монтажа няма да влияят на работата на предавката.

Тъй като реалните зъбни колела имат определена широчина b (фиг.4.130), то при зъбното зацепване не участвуват профили, а страничните повърхнини на зъбите, т.е. допирането не е в точка, а по права линия с дължина b . Основните окръжности са основни цилиндри и т.н.

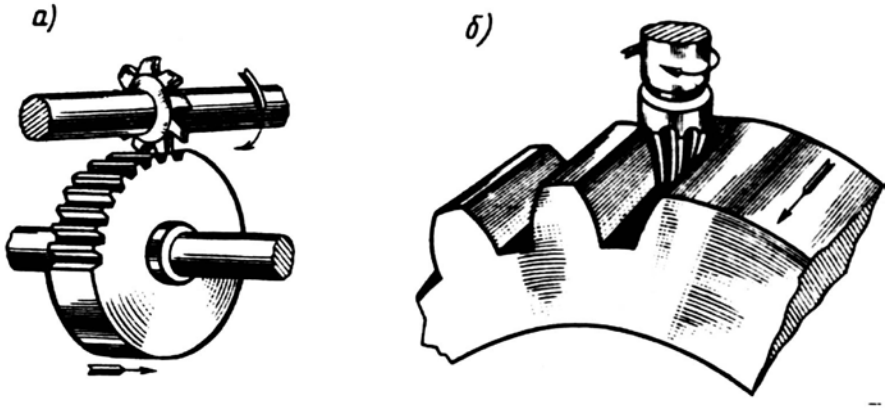
Страничната повърхнина на прав зъб на еволвентно зъбно колело с основен цилиндър с радиус r_b се образува от равнината NN търкаляща се по него без приплъзване и всяка права от нея например правата BC, успоредна на оста на основния цилиндър, или правата DF, в зависимост от посоката на въртене, описват дясната или лявата странична повърхнина. Страничните повърхнини на останалите зъби се образуват по същия начин, като височината им се ограничава от върховият и петовият цилиндър на колелата.



фиг.4.130. Образуване на цилиндрично зъбно колело

Както беше споменато описаното еволвентно зацепване не е единственото възможно. Повечето съвременни зацепвания обаче са създадени въз основа на разработване и усъвършенствуване на методи за конструиране на съответните режещи инструменти.

При първоначалният начин на изработване на зъбни колела, когато проблемът за точността на работните профили не е бил от голямо значение, не е бил и от голямо значение и видът на кривата за оформяне на профила. Използуван е бил методът на копиране при който формообразуването на профилите се извършва от специално профилиран по междузъбието инструмент – дисков (модулен) (фиг.4.131 а) или палцов (фиг.4.131 б) фрезер, като спрегнатата повърхнина на зъба се получава като копие на произвеждащата, откъдето и методът е получил името си.



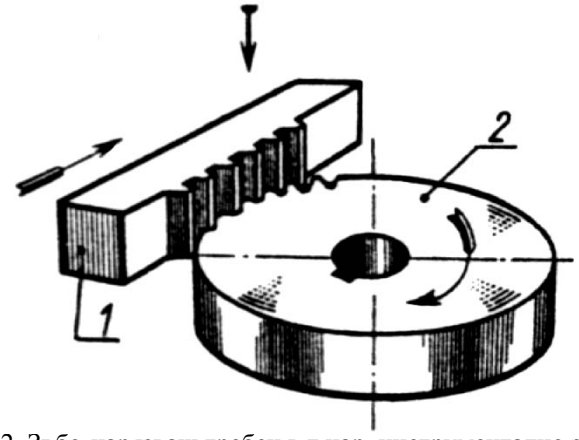
фиг.4.131. Нарязване на зъби по метода на копирането
а – с дисков модулен фрезер; б – с палцов фрезер

Профилът на инструмента отговаря на очертанието на междузъбието на зъбното колело за даден модул (основен геометричен параметър на зъбите и зъбните колела) и за точно определен брой зъби. Това значи, че за всеки конкретен случай трябва да се изработва индивидуален инструмент, а това е невъзможно от икономически съображения. Затова един инструмент, за даден модул, се използува за изработване освен за определено по брой на зъбите колело, но и за група зъбни колела с близък брой зъби до основния (по-малък или по-голям), т.е. работи се с предписана неточност.

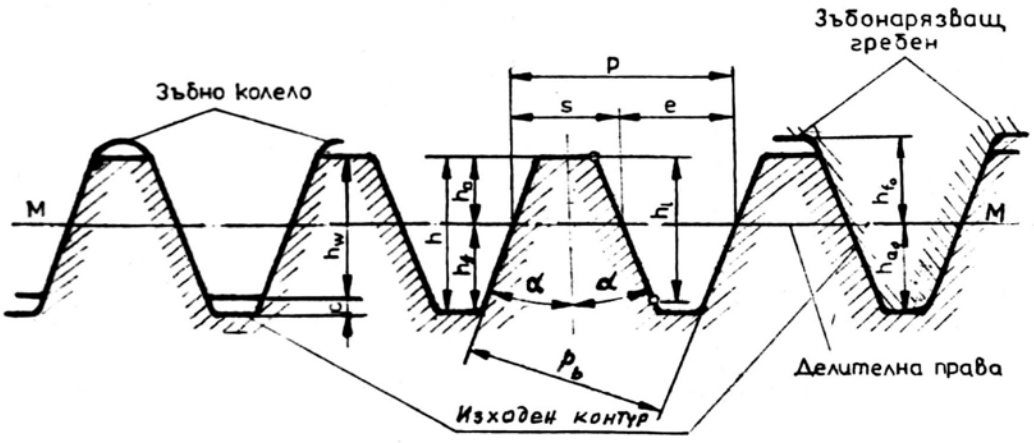
Разработената от Ойлер геометрия на еволвентното зацепване е дала възможност на френския учен Оливие през 1852 година да предложи методът на отъркалването (обхождането), като принцип на изработването на зъбите, в два варианта:

1. Двете спрегнати повърхнини се нарязват от произвеждаща повърхнина, която се различава от тях.

Указало се е, че произвеждащата повърхнина може да бъде оформена като зъбен гребен с профил на зъбите – права линия (метод на Мааг). Оформяйки принудително еволвентния зъбен профил на зъбно колело с външни зъби се осъществява зацепване на зъбния гребен (като режещ инструмент) и нарязаните зъби на колелото, наречено инструментално зацепване (фиг.4.132).



фиг.4.132. Зъбо-нарязващ гребен в т.нар. инструментално зацепване

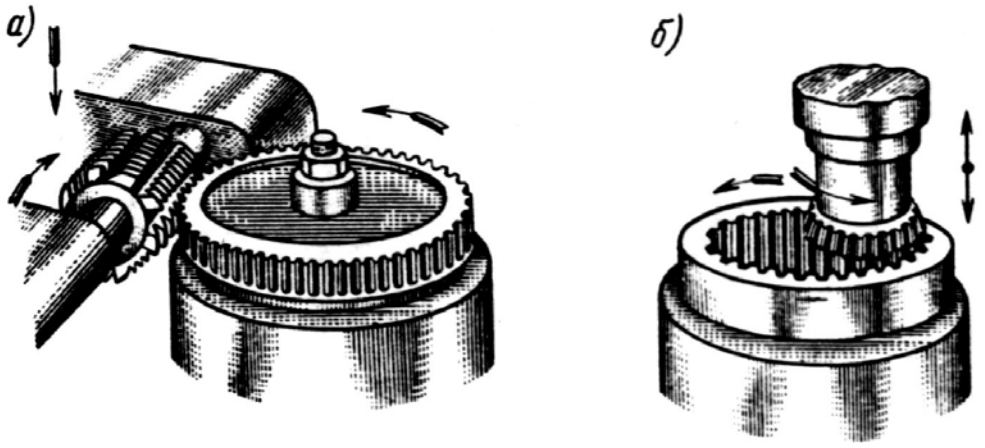


фиг.4.133. Контур на режещата част на стандартен зъбо-нарязващ гребен

От икономически съображения контурът на режещата част на зъбния гребен е стандартизиран (БДС 1526-78) – фиг.4.133.Правата *MM*, по която дебелината на

зъба *s*, както на зъбен, така и на зъбонарязващ гребен, е равна на широчината на междузъбието *e*, т.е. $s = e = \frac{p}{2}$, се нарича делителна права.

По-късно, като по-производителен (поради непрекъснатост на работното движение) е бил конструиран режещият инструмент на Пфаутер (Pfauter) – червячен модулен фрезер (фиг.4.134), който в диаметрално сечение има формата и размерите на стандартния изходен контур (фиг.4.133) на зъборезен гребен.



фиг.4.134. Нарязване назъби по метода на отъркалването (обхождането)
а – с червячен модулен фрезер; б – с дълбач

2. Произвеждащата повърхнина съвпада с едната от исканите повърхнини.

Този вариант е бил приложен от Фелоу (Fellows) през 1899 година за изработване на режещ инструмент – дълбач (фиг.4.134 б) чрез който се нарязват зъбите на зъбни колела с вътрешни зъби.

Голямото предимство на инструментите на Мааг, Пфаутер и Фелоу е в това, че те изрязват профила на зъба въз основа на геометрията на еволвентното зацепване чрез отъркалване (обхождане) (вж.4.127), т.е. те са универсални и за даден модул се изработват зъбни колела с различен брой зъби, а също и коригирани зъбни колела, и то с желаната точност. Изработването на зъбите е просто и лесно се контролира точността им.

20.2.3. Основни елементи и характеристики на еволвентното зацепване

Всички понятия и параметри, които се отнасят до геометрията и кинематиката на зъбните механизми са стандартизирани. За удобство е прието малкото зъбно колело да има параметри с индекс *1*.

Начални окръжности. На фиг. 4.128 окръжностите с центри O_1 и O_2 и радиуси $r_{w_1} = \ell_{O_1P}$ и $r_{w_2} = \ell_{O_2P}$ се търкалят без приплъзване са наречени начални окръжности. С промяна на между осовото разстояние a_w се изменят и диаметрите на началните окръжности на двете колела. Следователно началните окръжности не съществуват при отделни зъбни колела, а само при двойка зъбни колела в зацепване. Те характеризират относителното движение на двете зъбни колела с диаметри dw_1 и dw_2. Следователно междуосовото разстояние a_w ще бъде

(4.184) $$a_w = \overline{O_1O_2} = \frac{dw_1}{2} + \frac{dw_2}{2} = \frac{dw_1}{2}(i+1).$$

Делителни окръжности. Много удобно е всички геометрични размери на зъбите и зъбните колела да се изразяват като части от линеен размер, свързан със зъбите, например диаметърът на някаква окръжност на зъбно колело. Най-удобна за тази цел се е оказала т.нар. делителна окръжност. Тя е мислена окръжност с диаметър *d,* по която дебелината на зъба s_t е равна на широчината на междузъбието e_t. При изменение на междуосовото разстояние a_w диаметрите остават непроменени.

Делителните окръжности съвпадат с началните, ако междуосовото разстояние a_w на двойка зъбни колела е равно на сумата от радиусите на делителните окръжности, т.е.

(4.185) $$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_1}{2}(i+1).$$

стъпка p_t, модул m_t. На фиг.4.135 са показани основните геометрични параметри на еволвентното зацепване. Разстоянието между едноименните (леви или десни) профили на два съседни зъба, мерено по делителните окръжности (или по която и да е друга окръжност на колелото) се нарича стъпка *p.* Тя има индекс на съответния диаметър на окръжността по която е измерена. Ако е измерена по делителната окръжност, се нарича челна (окръжна) стъпка p_t, а ако е измерена по основната окръжност – основна стъпка $p_b = p_t \cos \propto_w$.

Дължината на делителната окръжност πd може да се изрази чрез броя на зъбите z на колелото и стъпката p_t, измерена по нея, т.е. $\pi d = z p_t$. Тогава за диаметъра на делителната окръжност d се получава

(4.186) $$d = z\frac{p_t}{\pi} zm_t,$$

където m_t е челният (окръжен) модул, *mm*; $m_t = \frac{p_t}{\pi}$.

Параметърът модул се въвежда, за да се избегне работа с ирационални числа. Именно това е търсеният параметър, чрез който за удобство се изразяват всички геометрични параметри на зъбите, зъбните колела и зъбните предавки. По тези съображения модулът се избира от стандартен ред на рационалните числа от *0,05 до 100 mm* (БДС 1528-73). За двойка зацепени зъбни колела модулът трябва да бъде еднакъв.

Странична хлабина j (фиг.4.135).
Дебелината на зъба s_t, мерена по делителната окръжност, е равна на широчината на междузъбието e_t, но поради това, че съществува опасност (при неточно междуосово разстояние и други неточности при изработването) от заклинване, е необходима странична хлабина j

(4.187) $$j = (0{,}08 \div 0{,}04) m_t.$$

Радиална хлабина c (фиг.4.135). Делителната окръжност разделя зъбите на колелата и по височината им, независимо дали са с външни или вътрешни зъби, на две части: делителна глава h_a и делителна пета h_f. Следователно

височината на зъба $h = h_\alpha + h_f$. $h_\alpha = h_\alpha^* \cdot m_t = 1 \cdot m_t$;

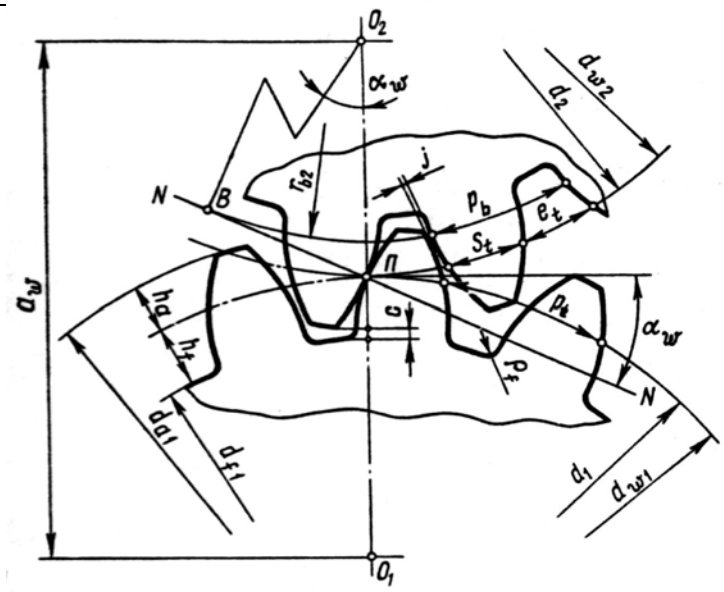
$h_f = \left(h_\alpha^* + c^*\right) m_t = 1{,}25 m_t$; $h = m_t\left(2h_\alpha^* + c^*\right) = 2{,}25 m_t$; h_α^* е коефициент на височината на зъба, $h_\alpha^* = 1{,}0$; c^* е коефициентът на радиалната хлабина в зъбното зацепване, $c = h_f - h_\alpha = 0{,}25 m_t$

Диаметърна върховата окръжност (фиг.4.135)

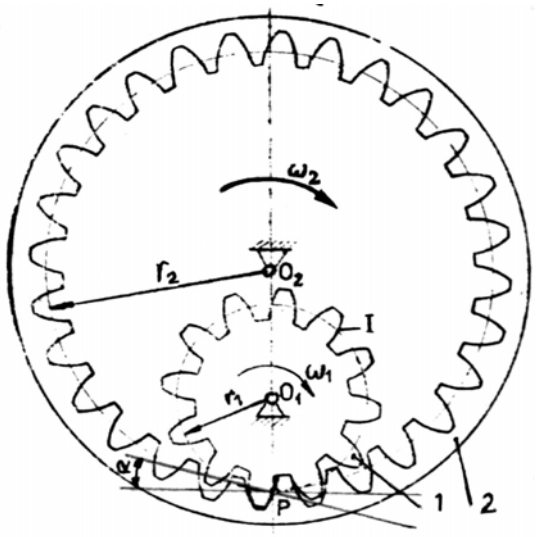
$d_\alpha = d + 2h_\alpha = m_t(z+2)$.

Диаметър на петовата окръжност

$d_f = d - 2h_f = m_t(z - 2{,}5)$.



фиг.4.135. Основни геометрични параметри на еволвентно зацепване

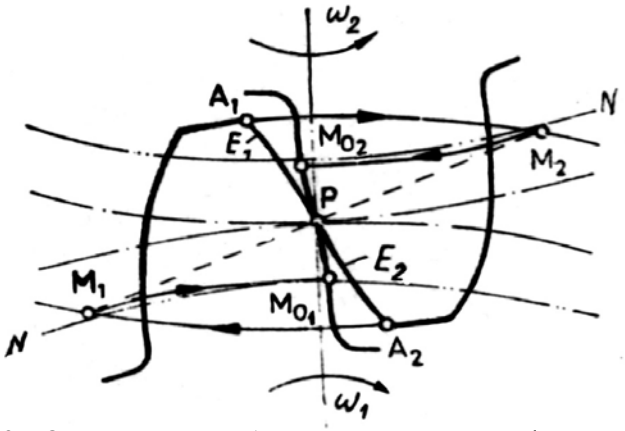


фиг.4.136. Зацепване на зъоите от предавка с вътрешно зацепване

При вътрешно зацепване зъбните колела са с прави зъби (фиг.4.136). профилът на зъбите се получава по същия начин, както и при външно зацепване, само че диаметърът на външната окръжност на колелото с вътрешно нарязани зъби е по-малък, а диаметърът на вътрешната окръжност .

по-голям от делителната окръжност. Тук главата на зъба е навътре от делителната окръжност, а петата – навън.

Работни участъци на профилите на зъбите. При еволвентно зацепване съвместната работа на зъбните профили е възможна само в границите на отсечката на зацепването $\overline{S'S''}$ (фиг.4.129).



фиг.4.137. Определяне на работните участъци на профилите на зъбите

В началото на отсечката на зацепването – точка M_1 (фиг.4.137) върхът на зъба на задвижваното колело – точка A_2 от еволвентата E_2 се допира до някоя точка от еволвентата E_1 на задвижващото колело. Тази точка се намира, като се опише дъга с център O_1 и радиус O_1M_1 до пресичането й с еволвентата E_1 в точка M_{O_1}. Така се определя онази част от петата PM_{O_1} от еволвентата E_1, която ще работи със съответната част PA_2 от еволвентата E_2.

По същия начин се определя точката M_{O_2} от еволвентата E_2 с която ще контактува върхът на зъба A_1 от еволвентата E_1 в края на зацепването – точка M_2. Това означава, че от началния момент на съвместна работа на двата зъба (точка M_1) до полюса на зацепването P ще работят две неравни по дължина дъги от профилите – PA_2 с PM_{O_1} и от полюса P до края на съвместната им работа (точка M_2), две също неравни по дължина дъги – PA_1 и PM_{O_2} Това означава също така, че в контурната двоица образувана от спрегнатите еволвентни профили, по време на движение, освен движението търкаляне има и плъзгане на профилите един спрямо друг, водещо до износването им. Активните части на профилите $A_1M_{O_1}$ и $A_2M_{O_2}$ се наричат работни участъци.

Коефициент на челно припокриване ε_α (продължителност на зацепването). Непрекъснатата работа на двойка зъбни колела е възможна, когато едната двойка зъби излиза от зацепване (точка M_2), а следващата двойка зъби трябва да се намира в положение M_1 върху отсечката на зацепването. Желателно е броят на зацепените двойки едновременно да бъде възможно по-голям, тъй като се повишава плавността на предаваното движение.

През време на съвместната работа на два зъба, контактната им точка S (фиг.4.129) изминава път $\overline{S'S''} = g_\alpha$, а разстоянието между съседните профили по линията на зацепването е равно на основната стъпка p_b (фиг.4.127). При $g_\alpha > p_b$ се осигурява необходимото припокриване на зъбите при работа.

Коефициентът на челно припокриване ε_α се нарича отношението на отсечката на зацепването g_α към основната стъпка p_b

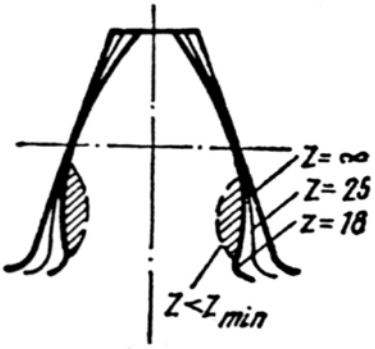
$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} = \frac{g_\alpha}{p_t \cos \alpha_w} \approx 1{,}88 - 1{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right). \quad (4.188)$$

Теоретично е достатъчно $\varepsilon_\alpha = 1$, но на практика се препоръчва $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}1 \div 1{,}2$, като се отчитат износването на профилите и грешките при изработването и монтаж. Ако например $\varepsilon_\alpha = 2$, това означава, че две двойки зъби са едновременно зацепени.

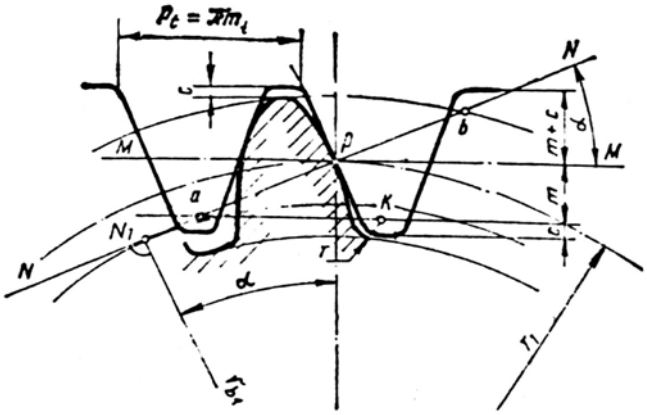
20.2.4. Модификации и корекции на еволвентни зъби и зъбни колела

Естествен стремеж при конструирането на каквато и да е машинна част е получаването на малки габарити. При зъбните предавки това означава, че малкото зъбно колело трябва да има възможно най-малък брой зъби.

Формата на еволвентния профил обаче зависи от броя на зъбите на колелото. С намаляването му се увеличава кривината на профила и се намалява дебелината на зъба в основата и в главата (фиг.4.138).



фиг.4.138. Изменения на основата и главата на зъба в зависимост от броя на зъбите на зъбното колело



фиг.4.139. Разположение на върховата права $\overline{ak}$ на зъбо-резен гребен при нарязване на зъбно колело без подрязване на основата на зъба

Установено е , че за да се изработи нормален зъб, правата $\overline{ak}$ (фиг.4.139)на зъбния гребен трябва да пресече отсечката на зацепването между точка N_1 и полюса P. Тази права минава през най-външната точка на праволинейната част от профила на зъборезния гребен, т.е. на разстояние c от върховата му права. Ако правата $\overline{ak}$ пресече общата нормала извън точка N_1, зъбът на гребена ще подреже основата на зъба. В граничния случай разположението на тези прави е показано на фиг. 4.140.

От нея се вижда, че

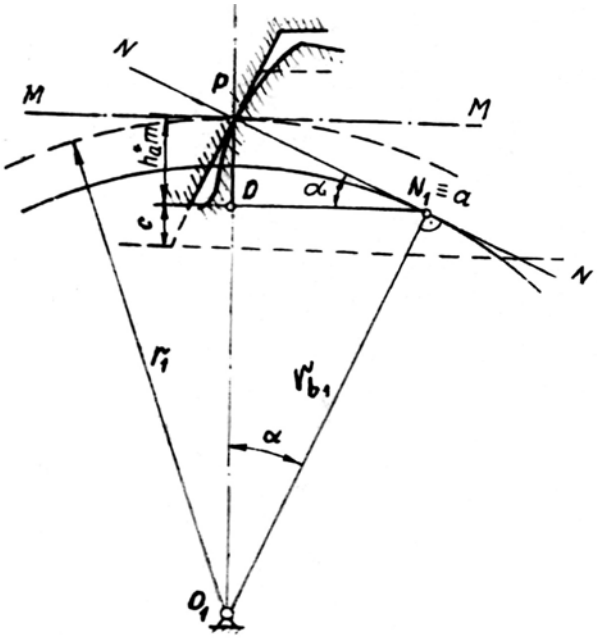
$$h_a^* m = \overline{N_1 P} \sin \alpha = \overline{O_1 P} \sin^2 \alpha = \frac{m z_1}{2} \sin^2 \alpha. \quad (4.189)$$

Следователно за най-малък брой зъби, свободни от подрязване, се получава изразът

$$Z_{\min} = \frac{2 h_\alpha^*}{\sin^2 \alpha} \approx 17 \quad (4.190)$$

На практика се допуска малко подрязване на профила и затова практическият най-малък брой зъби $Z'_{\min}$ е

(4.191) $$Z'_{\min} = \frac{5}{6} Z_{\min} = 14 .$$



фиг.4.140. Разположение на върховата права $\overline{ак}$ на зъбо-резен гребен на границата на подрязване на основата на зъба

Полученият минимален брой зъби – 14, не винаги може да се осъществи. При високи скорости предавката започва да шуми и това налага броят на зъбите на малкото зъбно колело да се избира в границите от 20 до 30, а това води до нарастване на размерите на предавката.

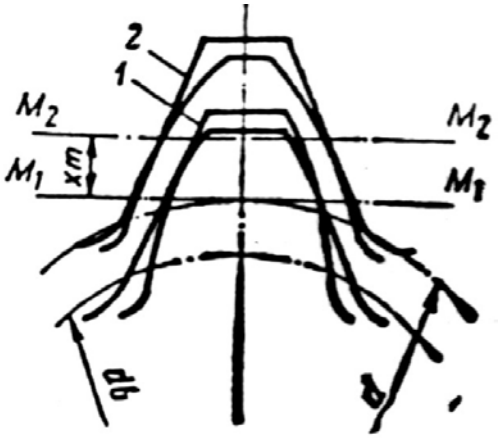
За да се отстрани явлението подрязване или заостряне на зъбите и да се подобрят геометричните параметри на предавката се прилагат модификации и корекции. Това се налага и в случаите, когато трябва да се изработи предавка с точно предавателно отношение и стандартен модул, но при предварително зададено, точно определено междуосово разстояние. Освен това при тези случаи модификациите и корекциите трябва да се прилагат при всяка предавка с предавателно отношение, различно от единица. По този начин якостта на повърхностен натиск и на огъване на зъбите на малкото зъбно колело може да се изравни с тези на голямото.

От уравнение (4.190) за минималния брой зъби се вижда, че чрез промяна на профилния ъгъл α на произвеждащия контур или на коефициента h_α^*, т.е. при използуването на модифицирани изходни контури с $\alpha>20$ или с $h_\alpha^*<1{,}0$, се постига намаляване на $z_{\min} < 14,$ до по-устойчиви на огъване зъби.

Ъгловата и височинната модификация имат и недостатъци, най-съществен от който е, че и при двете модификации се изисква специален режещ инструмент, което е свързано с големи затруднения.

Най-практичният и прилаган метод е корекцията чрез изместване. В този случай не се изисква специален инструмент и коригирането не е свързано с производствени затруднения, а само с радиално изместване на режещият инструмент спрямо оста на заготовката. Това означава, че делителната права M_1M_1 на изходния контур не се търкаля по делителната окръжност на

нарязваното зъбно колело, а някоя друга, успоредна на нея, например M_2M_2 (фиг.4.141).



фиг.4.141. Разположение на делителната права на зъбо-резен гребен при нарязване на нормални и коригирани зъбни колела

Разстоянието между двете прави или изместването υ се изразява като произведение

(4.192) $\upsilon = xm,$

където x е коефициентът на изместване, взет с алгебричния си знак.

Когато делителната права MM се измества навън от центъра на заготовката, т.е. $x>0$ (фиг.4.141), нарязваното колело се означава като положително (плюс-колело). При изместването й навътре към центъра, т.е. $x<0$ - отрицателно колело (минус-колело). В този смисъл некоригираното колело е с коефициент на изместване $x=0$ и може да се нарече нулево колело.

Чрез различни комбинации на изброените коригирани колела при зъбните предавки се получават три вида зацепвания:

1. Нулево зацепване. И двете зъбни колела на предавката са нулеви (некоригирани), т.е. $x_1=x_2=0$. При това зацепване междуосовото разстояние е $\alpha = m\frac{z_1+z_2}{2}$, а ъгълът на зацепване α е равен на профилния ъгъл на изходния произвеждащ контур, т.е. $\alpha=20$. Делителните и началните окръжности съвпадат.

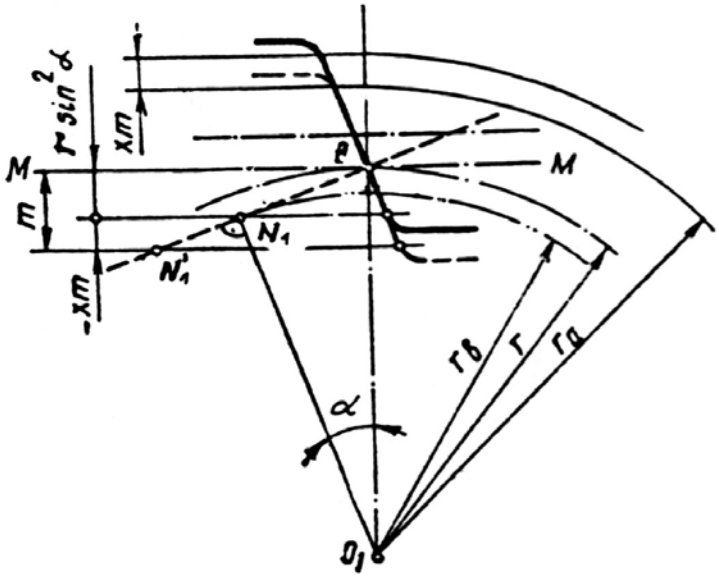
2. Равноизместено зацепване. И двете зъбни колела на предавката са коригирани. Малкото зъбно колело е положително, голямото е отрицателно, но коефициентът на изместване x_1 е равен на коефициента на изместване x_2 по абсолютна стойност. Както при нулевото изместване междуосовото разстояние остава непроменено и ъгълът на зацепването $\alpha_\omega=\alpha=20°$.

Като резултат от корекцията броят на зъбите на малкото зъбно колело може да намалее до 7, а броят на зъбите на голямото зъбно колело трябва задължително да бъде по-голям от $z'_{\min}$ (уравнение 4.191). Това означава, че чрез тази корекция се увеличава товароносимостта на малкото зъбно колело за сметка на голямото и следователно на предавката като цяло.

3. Изместено зацепване. При това зацепване малкото зъбно колело е коригирано положително, докато голямото може да бъде нулево, плюс или минус-колело. Това означава, че междуосовото разстояние $\alpha \neq m\frac{z_1+z_2}{2}$,

$x_1 \neq x_2$, т.е. $x_1 + x_2 \neq 0$, а ъгълът на зацепване не е равен на профилния ъгъл на изходния произвеждащ контур.

Чрез тази корекция освен да се избегне подрязването на зъбите може да се осъществи независимо едно от друго увеличаване якостта на огъване, да се повиши контактната якост, да се подобрят условията на триене между зъбите и да се постигне необходимото междуосово разстояние. Чрез прилагане на тази корекция се демонстрира и най-голямото предимство на еволвентното зацепване пред останалите.



фиг.4.142. Схема за уточняване на големината на коефициента на изместване *x*

На фиг.4.139 е показана схема, при която върховата права на режещият инструмент пресича линията на зацепването в точка к'. Това означава, че ще се изработи зъбно колело с брой на зъбите z, по-малък от граничния $z_{min.}$ Профилът на зъбите ще бъде подрязан.

За да има подрязване на зъбите, върховата права на режещия инструмент αк ще бъде изместена на разстояние $v=xm$, докато пресече линията на зацепването в точка N_1. Това изместване на режещият инструмент изменя вида на профила на зъба. Той остава еволвентен, но се мени дебелината му, като пропорционално на изместването на режещия инструмент нараства дебелината на делителната глава (фиг.4.141).

Минималното изместване на режещия инструмент x за изработване на зъбно колело с по-малък брой зъби от граничния може да се пресметне въз основа на геометричната зависимост на фиг.4.142:

$$xm + r\sin^2\alpha = m\frac{mz}{2}\sin^2\alpha + mx\,. \tag{4.193}$$

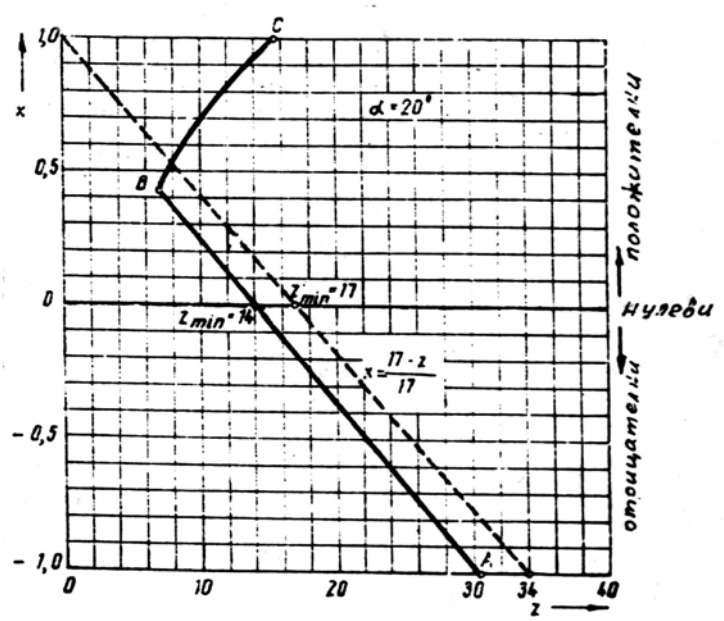
Следователно, за големината на коефициента на изместване *x* се получава

$$x = 1 - \frac{\frac{z}{2}}{\sin^2\alpha} = 1 - \frac{z}{z_{\min}} = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} = \frac{17 - z}{17}, \tag{4.194}$$

а където се допуска малко подрязване

(4.195) $$x = \frac{z'_{\min} - z}{z_{\min}} = \frac{14 - z}{17}$$

Коефициентът на изместване на профила може да бъде и отрицателен. Границата на положителното изместване се дефинира от опасността от заостряне на върха на главата на зъба. Минималният брой на зъбите на зъбното колело, когато ще се появи заостряне на зъба при изместване $xm = m\frac{(14 - z)}{17}$ ще бъде z_{min}=7.



фиг.4.143. Графика на разположението на коефициента на изместване x в зависимост от условието за подрязване на основата на зъба и от поява на заостряне

Линията *ABC* на фиг.4.143 е граничната линия за големината на коефициента на изместване *x* от гледна точка на подрязване (линията *AB*) и с оглед на поява на заостряне (линията *BC*). Когато коефициентът на изместване *x* се намира отдясно на линията *ABC,* няма да се появи нито подрязване, нито заостряне на зъба.

20.3. ЦИЛИНДРИЧНИ ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ

20.3.1. Общи сведения

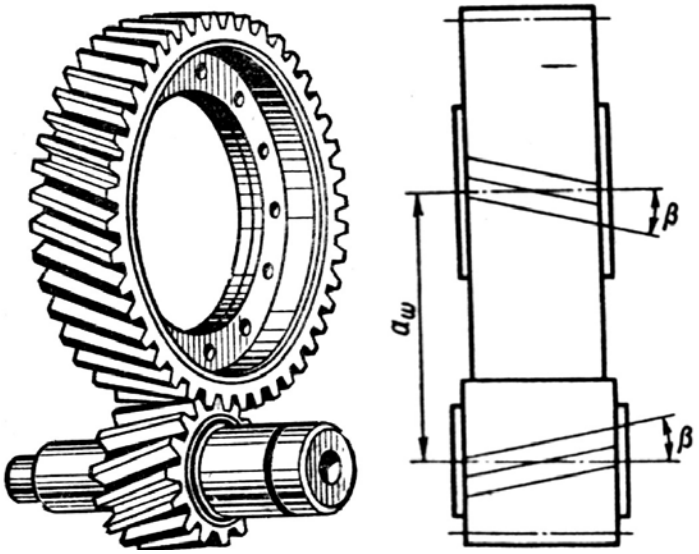
Цилиндричните зъбни предавки (фиг. 4.123 а, б, в) са с различно разположение на зъбите. На тези с прави зъби, зъбите влизат в зацепване по цялата си дължина. Поради неточност на изработването на предавката и износване на профилите съвместната работа на зъбите се съпровожда от удари и шум, които нарастват с увеличаване на периферната скорост на колелата. Предавките с прави зъби работят при скорости от 2 до 15 m/s в зависимост от степента на точност на изработването им. Откритите зъбни предавки като правило се правят с прави зъби.

Предавателното отношение i_{12} представлява кинематична характеристика на предавката и по правило взема предвид посоката на предаваната мощност. Предавателното число i (това е отношението на броя на зъбите Z_2 на голямото зъбно колело към броя на зъбите Z_1 на малкото) не взема предвид последното обстоятелство и представлява една геометрична характеристика на предавката.

За двойка цилиндрични зъбни колела с прави зъби се препоръчва $i \le 3 \div 6$, а главният параметър на такава предавка – междуосовото разстояние a_w е

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1(i+1)}{2} = \frac{mz_1(i+1)}{2}. \qquad (4.196)$$

За разлика от цилиндричните зъбни предавки с прави зъби, тези с наклонени зъби (фиг.4.123 б) имат зъби разположени по винтова линия на делителния цилиндър. Поради това зъбите им влизат в зацепване не изведнъж – по цялата дължина, а постепенно. Увеличаването на времето на контакта на една двойка зъби, по време на което влизат в зацепване нови двойки зъби, води до преразпределяне на натоварването, намаляване на шума и динамичното натоварване.

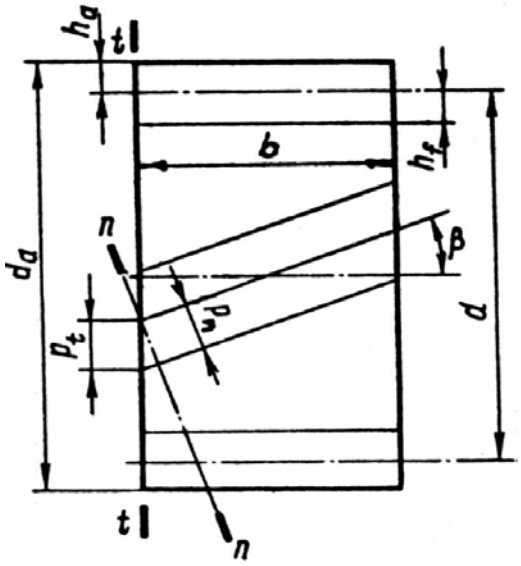


фиг.4.144. Схема на цилиндрична зъбна предавка с наклонени зъби

Колкото е по-голям наклона на линията на зъба (фиг.4.144), толкова е по-плавно зацепването. За всяка двойка зъбни колела с наклонени зъби с външно зацепване ъглите на наклона β са равни, но противоположни по направление. Ако към предавката има специални изисквания, малките зъбни колела са с ляво нарязани зъби, а големите – с дясно нарязани зъби. Ъгъл β се избира между 8 и 20°.

На зъбните колела с наклонени зъби (фиг.4.145) разстоянието между зъбите може да се измерва в челното *(t-t)*, и нормалното *(n-n)* направление. В първия случай се измерва челната стъпка p_t, а във втория – нормалната стъпка p_n. Различни в тези направления са и модулите на зацепване

$$m_t = \frac{p_t}{\pi} \; ; \qquad m_n = \frac{p_n}{\pi}, \qquad (4.197)$$



фиг.4.145. Геометрични размери на цилиндрично зъбно колело с наклонени зъби

където m_t и m_n са челният и нормалният модул на зъбите, *mm.*

Съгласно фиг.4.145

(4.198) $$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}\ ; \qquad m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}.$$

Нормалният модул е длъжен да бъде стандартен и е основна величина при геометричните изчисления.

Делителните и началните диаметри са

(4.199) $$d = d_w = m_t z = m_n z / \cos\beta\,.$$

Зъбните колела с наклонени зъби се изработват със същите режещи инструменти както зъбните колела с прави зъби, като ъгълът на наклона се получава чрез завъртане на инструмента на ъгъл β.

Профилът на наклонените зъби в нормално сечение (фиг.4.146) *A-A* съвпада с профила на прави зъби с модул m_n. Размерите на височината на зъба h_a и на основата на зъба h_f са както на колелата с прави зъби, т.е.

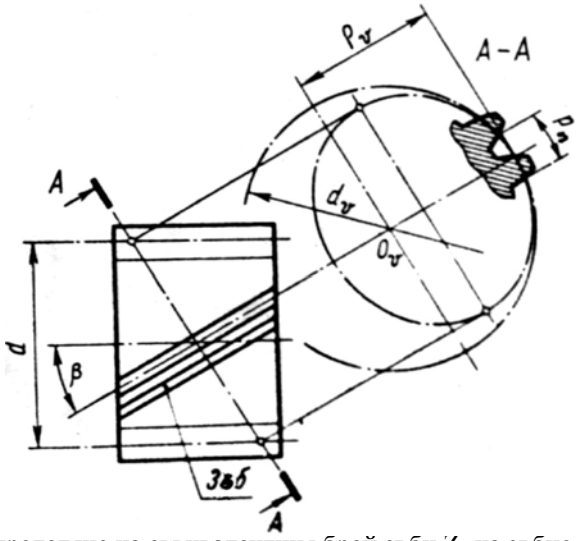
(4.200) $$h_a = m_n\ ;\ \ h_f = 1{,}25 m_n\ \ ;\ \ h = h_a + h_f = 2{,}25 m_n\,.$$

Междуосовото разстояние a_w е

(4.201) $$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = \frac{d_2}{2}\cdot\frac{i+1}{i}$$

и може незначително да се промени с промяна на ъгъл β.

Нормалното сечение по зъба е елипса (фиг.4.146) с радиус на кривина в полюса на зацепването ρ



фиг.4.146. Схема за определяне на еквивалентния брой зъби Z_v на зъбно колело с наклонени зъби

(4.202) $$\rho_v = \frac{d}{2\cos^2\beta}.$$

Профилът на зъбите в това сечение почти съвпада с профила на зъб на условно зъбно колело с прави зъби, наречено еквивалентно, делителният диаметър на което е

(4.203) $$d_v = 2\rho_v = \frac{d}{\cos^2\beta} = \frac{m_t.z}{\cos^2\beta} = \frac{m_n z}{\cos^3\beta} = m_n z_v,$$

откъдето еквивалентният брой зъби Z_V е

(4.204) $$Z_V = \frac{Z}{\cos^3\beta} > Z,$$

където Z е действителният брой зъби на колелото с наклонени зъби.

Еквивалентният брой зъби се използува при изчисляването на зъбите на огъване и при евентуално използуване на дисков или палцов фрезер за нарязване на зъбите.

Характерна особеност в зацепването на зъбните колела с наклонени зъби, че не става изведнъж по цялата дължина на зъба, а постепенно, означава, че за времето на пълното зацепване на един зъб, колелото ще се завърти на допълнителна дъга. По този начин се избягва зоната, в която зъбът сам поема цялото натоварване и винаги са зацепени най-малко две двойки зъби. Нарастването на степента на припокриване ε_β ще бъде

(4.205) $$\varepsilon_\beta = \frac{b.tg\beta}{p_t},$$

където b е работната широчина на зъбното колело (фиг.4.145).

Общият коефициент на припокриване ε_y ще бъде

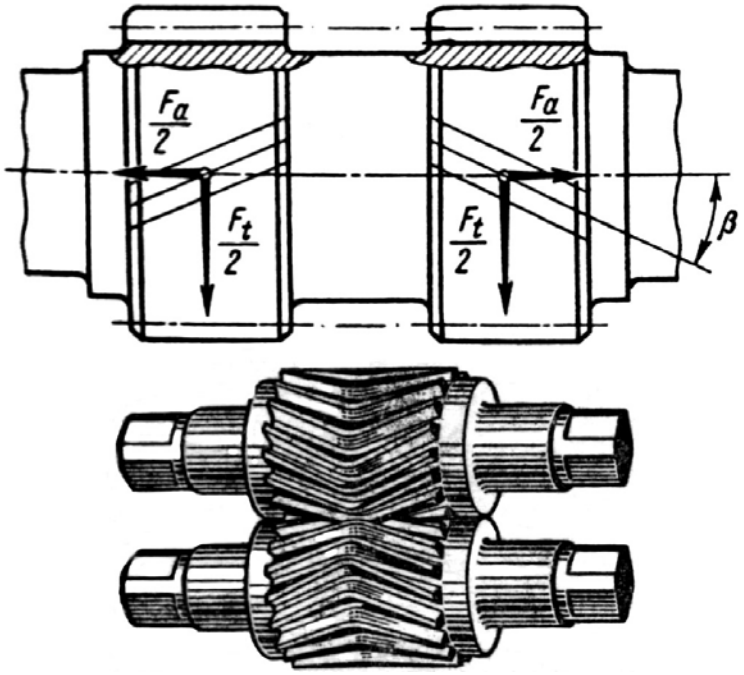
(4.206) $$\varepsilon_y = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta,$$

където ε_α е коефициентът на припокриване в челното сечение;

$$\varepsilon_{\infty} = [1{,}88 - 3{,}2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})]\cos\beta\,.$$

Това означава,че е възможно $\varepsilon_{\infty} < 1$ стига сумата от ε_{∞} и ε_{β} да бъде по-голяма от $\varepsilon_{\min} \approx 2$.

Шевронните зъбни колела представляват сдвоени зъбни колела с наклонени зъби, изпълнени като едно цяло (фиг.4.123 г). В резултат на противоположното направление на зъбите осовите сили $F_{\alpha}/2$ се уравновесяват взаимно и не се предават върху лагерите (фиг.4.147). Това дава възможност ъгълът на наклона β да се избира между 25 и 40°.



фиг.4.147.Шевронно зъбно колело – комбинация от две зъбни колела с наклонени зъби

Недостатък на шевронните зъбни колела е високата им цена. Прилагат се в мощни високоскоростни закрити предавки.

20.3.2. **Кинематичен анализ на зъбни механизми**

За кинематичното изследване е необходимо да се знаят размерите и видът (обикновен или епицикличен) на механизма, броят на зъбите на зъбните колела z_1 и законът на движение на задвижващото зъбно колело $\omega_1 = const$.Основна задача на анализа е определянето на законите на движение на останалите зъбни колела $\omega_t(\varepsilon_t = 0)$, тъй като чрез тях се намират линейните скорости и ускорения на всички точки от подвижните звена, т.е. извършва се пълно кинематично изследване. Това означава, че изследването се свежда главно до определяне на предавателното отношение на зъбен механизъм.

Зъбните механизми се различават конструктивно и затова в подхода при определянето на предавателното отношение на обикновените епицикличните зъбни механизми има известна разлика.

Обикновените елементарни зъбни механизми, както беше описано в т. 4.14.2, се формират от две зъбни колела – задвижващо с z_1 броя зъби и задвижвано с z_2 броя зъби. Известна е ъгловата скорост ω_1 на задвижващото

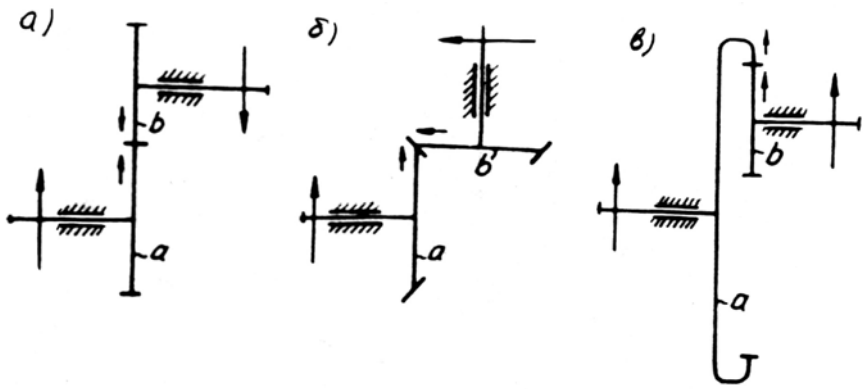
зъбно колело. Кинематичният анализ се свежда до определянето на предварителното отношение, което от уравн. 4.178 е $\iota_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ и дава възможност за намиране на неизвестната ъглова скорост ω_2 Поради това, че движението на звената на механизма е равномерно $(\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0)$, пълното кинематично изследване се свежда до определяне и на линейните скорости и ускорения на характерни точки от двете звена, които зависят от ъгловите скорости ω_1 и ω_2 и линейните размери на звената.

Пресмятането на предавателното отношение става практически чрез броя на зъбите на зъбните колела, т.е.

(4.207) $$\iota_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = const.$$

Следователно, за ъгловата скорост на задвижваното звено се получава

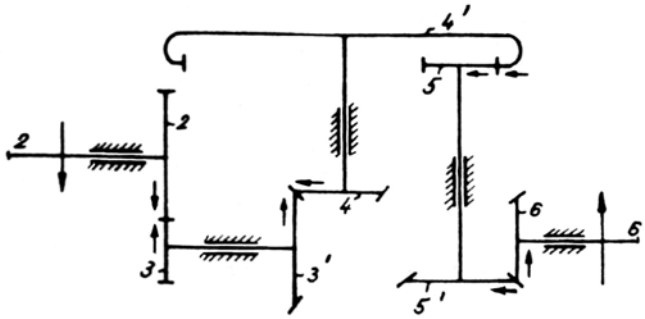
(4.208) $$\omega_2 = \frac{\omega_1}{\iota_{12}} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} = const.$$



фиг.4.148. Схеми на елементарни зъбни механизми
а – с външно зацепване; б – конусни; в – с вътрешно зацепване;

Когато задвижващият и задвижваният вал са успоредни, предавателното отношение се приема за положително, ако зъбните колела се въртят в еднаква посока (фиг.4.148 в), и отрицателно – ако се въртят с противоположни посоки (фиг.4.148 а). При зъбни механизми с неуспоредни валове (фиг.4.148 б) знакът на предавателното отношение според дадената дефиниция няма смисъл, както е показано на фиг.4.148. Стрелките на зъбните колела с вътрешно зацепване имат еднаква посока, а на тези с външно зацепване – обратни посоки.

Сложните обикновени зъбни механизми са съставени от елементарни обикновени зъбни механизми, за които е валидно уравн. 4.207. Предавателното отношение е произведение от частните предавателни отношения на съответните елементарни механизми при последователното им свързване, което е показано на фиг.4.149



фиг.4.149. Схема на обикновен сложен зъбен механизъм

(4.209) $$\iota_{26} = \frac{\omega_2}{\omega_6} = \frac{\omega_2}{\omega_3}.\frac{\omega_3}{\omega_4}.\frac{\omega_4}{\omega_5}.\frac{\omega_5}{\omega_6}.$$

Като се има предвид уравн.4.207 и обстоятелството, че зъбните колела 3 и $3^{'}$, 4 и $4^{'}$, 5 и $5^{'}$ са свързани неподвижно и се въртят с еднаква ъглова скорост, уравн. 4.209 получава вида

(4.210) $$\iota_{26} = \iota_{23}.\iota_{3'4}.\iota_{4'5}.\iota_{5'6}$$

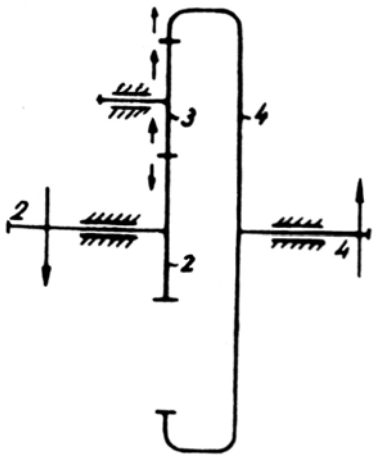
или

(4.211) $$\iota_{26} = -\frac{z_3}{z_2}.\frac{z_4}{z_{3'}}.\frac{z_5}{z_{4'}}\frac{z_6}{z_{5'}}.$$

Знакът минус означава, че входящият и изходящият вал се въртят в противоположни посоки. Определен е чрез правилото на стрелките.

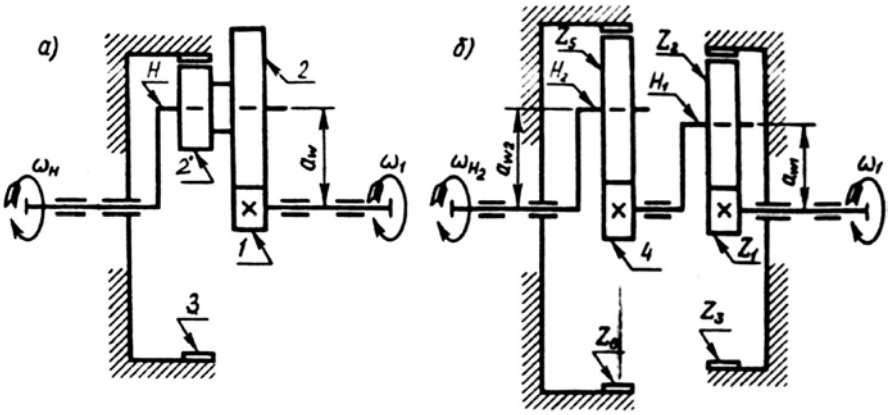
Когато в кинематичната верига (фиг.4.150) е включено паразитно зъбно колело, то определя само знака на предавателното отношение и не влияе на големината му:

$$\iota_{24} = \iota_{23}.\iota_{34} = \frac{z_3}{z_2}.\frac{z_4}{z_3} = -\frac{z_4}{z_2}.$$



фиг.4.150. Схема на обикновен зъбен механизъм с паразитно зъбно колело

Епицикличните зъбни механизми се различават от обикновените поради наличието на водило, което въртейки се около геометричната ос на механизма, служи за лагеруване на планетните колела. Това означава, че планетните зъбни колела извършват сложно движение – една ротация около своята геометрична ос и в същото време заедно с водилото около централната геометрична ос на механизма. Следователно за определянето на предавателното отношение не могат да се приложат уравн. (4.207 ÷4.211) – фиг.4.150.



фиг.4.151. Схема на планетен механизъм с двоен ред планетни зъбни колела

Кинематичният анализ на епицикличните механизми се извършва най-често аналитично чрез един универсален и лесно приложим за всички видове механизми метод на инверсията. Създаден е въз основа на известната от теоретичната механика теорема на Уилис и е описан в т.4.17.2. Чрез този метод се създава възможност да се изследва относителното движение на зъбните колела спрямо водилото. Има се предвид, че централните и сателитните зъбни колела са с неподвижни геометрични оси, ако движението им се изследва спрямо водилото H. За която и да е двойка зъбни колела *j* и *к* от инверсния механизъм с брой на зъбите z_1 и z_2 могат да се приложат уравненията за определяне на предавателното отношение, ако се заменят абсолютните предавателни отношения и ъгловите скорости с относителните спрямо водилото H. Съгласно с уравнение (4.207) предавателното им отношение е

$$i_{jk}^{H} = \pm \frac{z_k}{z_j}. \tag{4.212}$$

От друга страна, предавателното отношение е равно на отношението на относителните ъглови скорости на звената *j* и *к* спрямо водилото *H*:

$$i_{jk}^{H} = \frac{\omega_j^H}{\omega_k^H}, \tag{4.213}$$

а относителните ъглови скорости могат да се изразяват като разлики на абсолютните колинеарни ъглови скорости $\vec{\omega}_j$, $\vec{\omega}_k$ и $\vec{\omega}_H$. т.е.

$$\begin{aligned} \omega_j^H &= \omega_j - \omega_H \\ \omega_k^H &= \omega_k - \omega_H, \end{aligned} \tag{4.214}$$

като се държи сметка за знака на ъгловите скорости. Тогава за уравн. (4.53) се получава

(4.215) $$i_{jk}^{H} = \frac{\omega_j^H}{\omega_k^H} = \frac{\omega_j - \omega_H}{\omega_k - \omega_H}.$$

Уравнение 4.215 е известно като формула на Уилис. Чрез него може да се определя големината на ъгловата скорост на звено с просто движение от епицикличен механизъм, ако на другите звена с просто движение са известни ъгловите скорости.

Планетният механизъм има едно неподвижно централно зъбно колело т.е. стойка, второ подвижно централно колело и водило – звена с просто движение ротация. Когато задвижващото звено е централно зъбно колело *1* (фиг.4.151), а зъбното колело *3* е стойка, уравн.4.215 получава вида

$$i_{13}^{H} = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = i_{12}^{H} \cdot i_{2'3}^{H} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_{2'}}.$$

Но отношението $\frac{\omega_1}{\omega_H}$ е търсеното предавателно отношение i_{1H} на планетния механизъм и следователно

(4.216) $$i_{1H} = 1 - i_{13}^{H} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_{2'}}.$$

Когато задвижващото звено е водилото *H,* тогава се получава

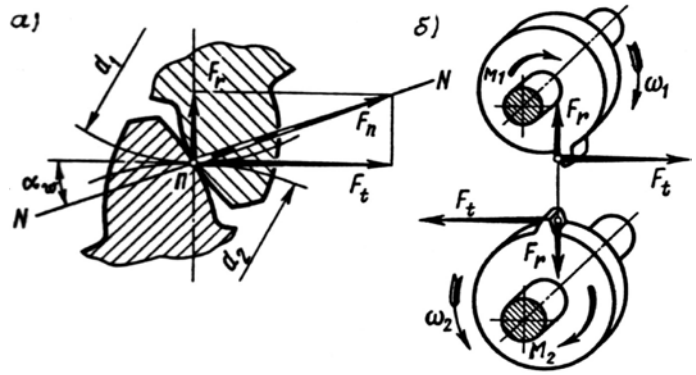
(4.217) $$i_{H1} = \frac{1}{i_{1H}} = \frac{1}{1 - i_{13}^{H}}.$$

Уравненията (4.216)и (4.217) показват, че предавателното отношение на планетните механизми е постоянна величина и следователно те са зъбни редуктори с една степен на свобода.

Диференциалният механизъм с две степени на свобода има три звена с просто движение и затова за него не стои задачата за определяне на предавателно отношение. Чрез формулата на Уилис директно се определят неизвестните ъглови скорости (известни са две), което означава, че диференциалният механизъм не е зъбен редуктор, а механизъм за сумиране или разделяне на две движения.

20.3.3. **Силов анализ**

Основното проектно условие за профилирането на зъбите на зъбните механизми – основният закон на зацепването показва, че линията на зацепването е едновременно и линия на действие на предаваната сила, като обща нормала на контурната двоица – два спрегнати еволвентни профила. Прието е силата на взаимодействие да се определя в полюса на зацепването *P* (фиг.4.152).



фиг.4.152. Силова схема в зацепването на цилиндрична зъбна предавка с прави зъби

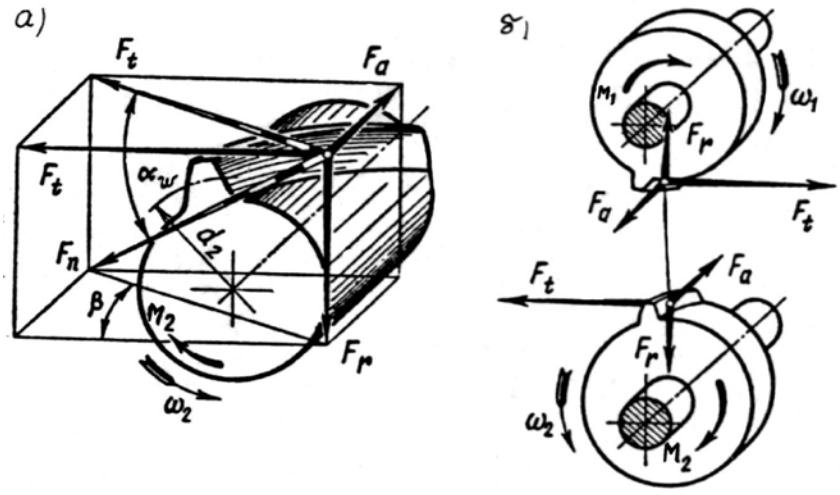
Разпределената сила по контактната права на зъба се заменя с равнодействуващата F_n, с направление по линията на зацепването *NN*. Силите на триене, като сравнително малки, се пренебрегват. За изчисляване на зъбите, валовете и лагерите им, силата F_n се разлага на две компоненти: периферна сила F_t и радиална сила F_r

$$F_t = F_n \cos \propto_w = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{M_1.(i+1)}{a_w.i}; \qquad (4.218)$$

$$F_r = F_t tg \propto_w, \qquad (4.219)$$

където M_1 е въртящият момент на задвижващото зъбно колело, *Nm.*

Направлението на силата F_t съвпада с направлението на въртене на задвижващото зъбно колело, а на задвижваното . в обратно направление (фиг.4.152 б).



фиг.4.153. Силова схема в зацепването на цилиндрична зъбна предавка с наклонени зъби

Когато зъбната предавка е с наклонени зъби, нормалната сила F_n сключва ъгъл β с челното сечение (фиг.4.153) и се разлага на три компоненти: периферна сила F_t, радиална сила F_r и осова сила F_a .

$$F_r = F_t \frac{tg \propto w}{\cos \beta}, \qquad F_a = F_t tg\beta . \qquad (4.220)$$

При определяне на направлението на силите е необходимо да се отчита направлението на въртене на колелата и направлението на наклона на зъба (ляво или дясно) (фиг.4.153).

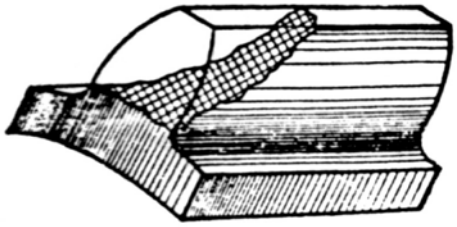
Осовата сила F_a допълнително натоварва лагерите, нараствайки с увеличаване на ъгъл β. Наличието на тази сила е недостатък на този вид зъбни предавки.

При шевронните зъбни колела силите на взаимодействие са както при цилиндричните зъбни колела с прави зъби (фиг.4.152).

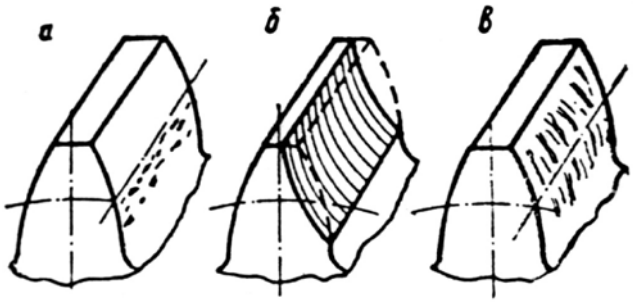
20.3.4. Общи сведения за изчисляване на цилиндрични еволвентни зъбни предавки

При определяне на силите на взаимодействие при цилиндричните зъбни колела с еволвентен профил силата на триене, която се проявява по време на задружната работа на зъбите беше пренебрегвана като незначителна. Тя обаче влияе върху к.п.д. на предавката, загряването, шума и износването на зъбните профили. Решаващо значение за работоспособността на зъба оказват контактните напрежения $\sigma_н$ и напреженията на огъване σ_{or}. Тези напрежения са променливи по големина, с прекъснат, пулсиращ цикъл и стават причина за умора на материала, което води до сериозни повреди на зъба.

Една от най-опасните повреди на зъба е счупването. Освен внезапността на повредата и излизането от строя на предавката счупеното парче може да предизвика повреди и на други машинни елементи при попадането му в тях през време на движение. Най-често се наблюдава счупване на зъба (фиг.4.154), където се образуват пукнатини вследствие на умора на материала. Дълготрайността на зъба може да се повиши, като се увеличи якостта на основата на зъба и се намали концентрацията на напрежението в застрашеното сечение.



фиг.4.154. Счупване на зъб



фиг.4.155. Повреди на работните повърхнини на зъбите
а – питтинг; б – изтриване; в - задиране

Образуването на ямички по работната повърхнина (питтинг) на зъба (фиг.4.155 а) нарушава нормалната работа на предавката, но не я повреждa напълно. Тази повреда е резултат от влиянието на променливите контактни напрежения, които предизвикват умора в повърхностния слой на работната

повърхнина и появата на микропукнатини. Наличието на мазилно вещество ускорява процеса. Повредата се появява осезателно около зоната, близо до полюса на зацепването. Това вредно явление може да се предотврати чрез осигуряване на по-голяма якост и по-малка грапавост на повърхнините, като се увеличи радиусът на кривина на профила в контактната зона и се избере подходящо мазилно вещество.

Когато зъбната предавка е открита поради недостатъчно мазане, в резултат от триенето при относителното плъзгане на зъбите работните им повърхнини се износват (фиг.4.155 б). Разбира се, вследствие на умора на повърхностния слой на материала и тук се появяват микропукнатини, но тъй като износването на профила е по-интензивно от явлението питтинг, то не може да се прояви.

Много интензивно се износват работните повърхнини, когато в зоната на зацепване попадат метални частици, прах и други абразивни частици и зъбът постепенно загубва първоначалната си еволвентна форма. Следователно износването на работните повърхнини нарушава нормалната работа на предавката, но не я повредя изведнъж.

Износването може да се намали чрез намаляване на относителното плъзгане на работните профили, чрез намаляване на контактните напрежения и чрез правилен избор на мазилно вещество.

При тежко натоварени и високоскоростни предавки независимо от наличието на мазилно вещество вследствие на високото налягане и температура в контактната зона на профилите става прекъсване на мазилния слой и ако работните повърхнини не са закалени, частици от единия зъб се откъсват и се заваряват към другия, като стават причина за задиране на работните повърхнини (фиг.4.155 в). Предотвратяването на тази повреда става чрез употребата на противо-задиращи масла (със специална добавка) и с внимателно предварително сработване на повърхнините преди пускане на предавката в експлоатация.

Правилно проектираната предавка е пресметната така, че която и да е от описаните повреди да бъде изключена. Засега е възможно по изчислителен път да се осигури контактна якост и якостта на огъване на зъба. Методики за изчисляване на зъбите на износване и задиране засега няма.

Проверка на контактната якост. Пресмятането на зъбите на стоманени цилиндрични зъбни предавки с външно зацепване, с модул m≥1mm е стандартизирано, съгласно международна методика на ISO. Тъй като в този курс се изучават само основните положения на това изчисление, ще бъдат въведени някои опростявания, които много малко влияят на резултатите.

От различните видове повреди на работната повърхнина на зъба най-добре е изучено образуването на микропукнатини в резултат на умора на материала в повърхностния слой, т.е. явлението питтинг. Главната задача на пресмятането е да се предотвърти преждевременната поява на микропукнатини. При пресмятането като основа се използува формулата на Херц за определяне на максималните контактни напрежения в зоната на допиране на два кръгови цилиндъра

$$\sigma_{\mathrm{H}} = \sqrt{\frac{\mathrm{E}_{red}}{2\pi\left(1-\mu^2\right)}.\frac{w}{\varsigma_{red}}}\,, \qquad (4.221)$$

където w е интензивността на натоварването, N/m; $w=F_n/l$;

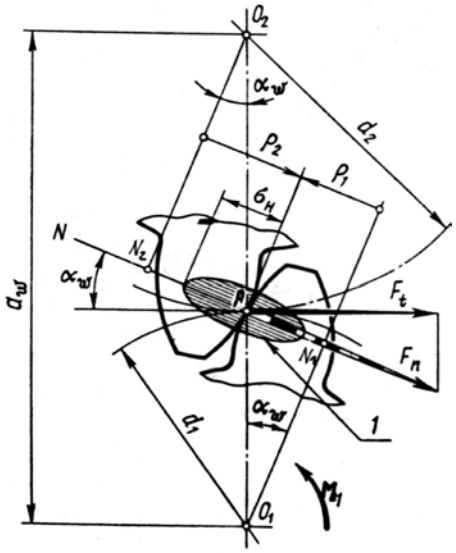
E_{red} – приведеният модул на линейна деформация, *Pa*; $\mathrm{E}_{red} = \dfrac{2\mathrm{E}_1\mathrm{E}_2}{\mathrm{E}_1 + \mathrm{E}_2}$;

ς_{red} - приведеният радиус на кривина, *m;* $\varsigma_{red} = \dfrac{\varsigma_1\varsigma_2}{\varsigma_1 \pm \varsigma_2}$; знакът *"+"* се отнася за външно, а знакът *"-"* – за вътрешно зацепване;

μ - число на Поасон.

Тъй като явлението питтинг се явява в петата на зъба в близост до полюсната права, пресмятането се прави за случай, когато задружно работещите зъби се допират в полюса на зацепването *P* (фиг.4.156).В този момент профилите имат радиуси на кривина ς_1 и ς_2, равни на разстоянието N_1P и PN_2 от отсечката на зацепването.

Двата кръгови цилиндъра заменят условно еволвентните профили на зъбите в полюса на зацепването и са с радиуси, равни на разстоянието ς_1 и ς_2 и с дължина ℓ, равна на дължината на зъбите *b*. Материалът на цилиндрите е с модули на линейна деформация E_1 и E_2, съответно равни на тези на зъбните колела. Приема се, че колелата са изработени абсолютно точно, натоварването е статично и е разпределено равномерно по линията на допиране с интензивност *w=const.* За да може така идеализираният модел да стане възможно най-близък до реалността се налага да се използуват корекционни коефициенти, чрез които да се отчетат възможно най-точно реалните условия на работа.



фиг.4.156. Питтинг

Тъй като действителните профили не се допират по права линия и съществува петно на зацепване, а не линия на зацепване, се налага корекция на интензивността на натоварването

(4.222) $$w = \frac{F_n}{b}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\alpha}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\beta}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\vartheta} = \frac{F_t}{b\cos\alpha_w}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\alpha}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\beta}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\vartheta},$$

където b е широчината на венеца на зъбното колело, m при $\beta = 0 - b=\ell,$ а при $\beta \neq 0 - \ell = \frac{b}{\cos \propto_w}$;

$K_{H\propto}$ - коефициентът, отчитащ неточността на изработване на зъбните колела;

$K_{H\beta}$ - коефициентът, отчитащ неравномерността на натоварване по дължината на контактната линия;

$K_{H\vartheta}$ - коефициентът, отчитащ влиянието на допълнителни динамични натоварвания.

За конкретния случай приведеният радиус на кривина ς_{red} или по-точно $\frac{1}{\varsigma_{red}}$ ще бъде

$$\frac{1}{\varsigma_{red}} = \frac{\varsigma_1 \pm \varsigma_2}{\varsigma_1 \varsigma_2} = \frac{2}{d_1 \sin \propto_w} . \frac{\iota \pm 1}{\iota}, \tag{4.223}$$

където $\varsigma_1 = N_1P = r_1 \sin \propto_w$ (фиг.4.156)

$\varsigma_2 = N_2P = r_2 \sin \propto_w .$

Следователно формулата на Херц (у-ние 4.221) получава вида

$$\sigma_H = 0{,}44\sqrt{\frac{F_t K_{H\propto} K_{H\beta} K_{H\vartheta} E_{red}}{b \cos \propto_w} . \frac{2}{d_1 \sin \propto_w} . \frac{\iota \pm 1}{\iota}}, \quad \text{MPa.} \tag{4.224}$$

За да се опрости изразът се въвеждат следните обобщаващи коефициенти

$$Z_H \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \propto_w}}, \tag{4.225}$$

тъй като $\sin \propto_w \cdot \cos \propto_w = \frac{\sin 2 \propto_w}{2}$,

Това е коефициент, който отчита влиянието на формата на зацепените зъбни профили върху големината на контактното напрежение. При $\propto_w = 20^\circ$ - $Z_H = 1{,}76$;

$$Z_M = 0{,}418\sqrt{E_{red}} = 0{,}418\sqrt{\frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}} . \tag{4.226}$$

Това е коефициент, който отчита влиянието на материала на зъбните колела върху големината на контактното напрежение. За стоманени зъбни колела $Z_M = 2{,}71.10^5 \sqrt[3]{P\alpha}$, а когато са от стомана и чугун - $Z_M = 2{,}58.10^5 \sqrt[3]{P\alpha}$. За други съчетания, стойностите на коефициента се отчитат например от [50], като коефициент $У_w$.

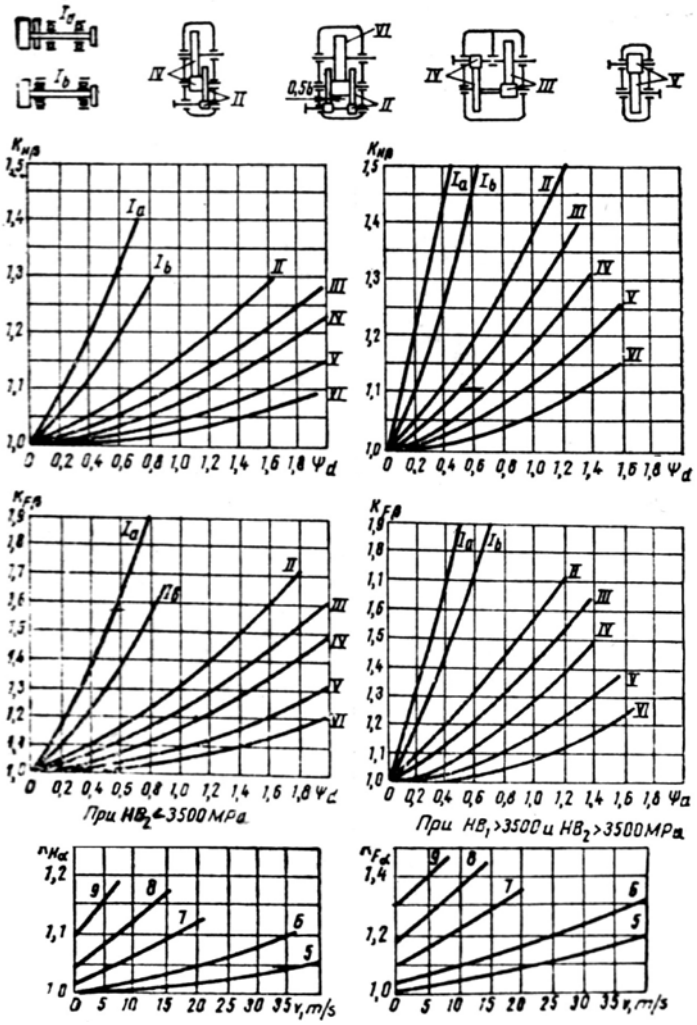
$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{b}{bef}}, \tag{4.227}$$

Това е коефициентът, който отчита влиянието на дължината на зъба върху големината на контактното напрежение и има стойности при $\beta \neq 0$.

След въвеждане на тези коефициенти уравнение (4.224) получава вида

$$\sigma_н = 0{,}44\sqrt{\frac{F_t(\iota \pm 1)}{d_1 b_1}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\beta}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\vartheta}} \leq [\sigma_{\mathrm{HP}}]. \qquad (4.228)$$

Големината на коефициентът, отчитащ неравномерността на натоварването по дължината на контактната линия $\mathrm{K}_{\mathrm{H}\beta}$ зависи от вида на предавката, начина на лагеруване (симетрично, несиметрично, конзолно), твърдостта на зъбите и относителната широчина $\psi_{bd} = \frac{b}{d}$. В резултат на еластичните деформации на валовете, корпуса, самите зъбни колела, износване на лагерите, неточността на изработването и монтажа, зъбните колела се кръстосват едно спрямо друго и предизвикват неравномерно разпределение на натоварването по дължината на зъба. Влиянието на пресичането на зъбите нараства с нарастване на широчината на зъбните колела, поради което тя трябва да се ограничава. Отчитане на стойността на коефициента $\mathrm{K}_{\mathrm{H}\beta}$ може да стане от фиг.4.157.



фиг.4.157. Графики за определяне на коефициентите $\mathrm{K}_{\mathrm{H}\alpha}, \mathrm{K}_{\mathrm{H}\beta}, \mathrm{K}_{F\alpha}, \mathrm{K}_{F\beta}$

Големината на коефициентът, отчитащ динамичното натоварване $K_{H\vartheta}$ в резултат на неточност на изработване и монтажа, и от деформацията на зъбите, които възникват от допълнителни динамични натоварвания се пресмята в зависимост от твърдостта на материала. За предавка с прави зъби (стоманени) при $\vartheta \le 5\ \ m/s$, $K_{H\vartheta}$=1,2 – при твърдост HB≤3500 MPa и $K_{H\vartheta}$=1,1 – при HB>3500 MPa. При скорости по-големи от 15 m/s между зъбите се образува устойчив маслен слой, зъбите са защитени от износване и коефициента $K_{H\vartheta}$ 1,1.

Допустимото контактно напрежение $[\sigma_{HP}]$ се определя чрез формулата

$$[\sigma_{HP}] = \frac{\sigma_{H\ \ell im}}{[n]}, \qquad (4.229)$$

където $\sigma_{H\ \ell im}$ е максималното контактно напрежение, което може да издържи зъбната повърхнина без появата на прогресивен питтинг;

[n] – максималният коефициент на сигурност. Препоръчва се [n]=1,5.

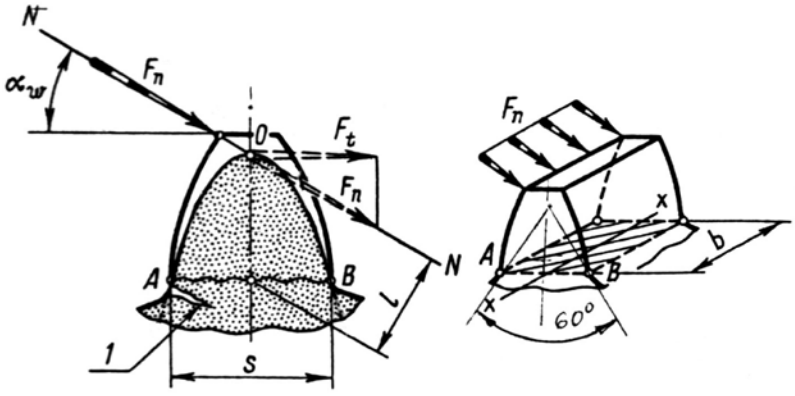
Следователно, проверочното пресмятане на контактни напрежения, като един от най-важните критерии за работоспособност на зъбните предавки е

$$\sigma_H \le [\sigma_{HP}]. \qquad (4.230)$$

От условието за контактна якост при определен диаметър d_1 или междуосовото разстояние a_w, модулът на предавката може да бъде колкото е възможно по-малък, стига да са изпълнени равенствата

$$mz_1 = d_1 \text{ и } \qquad m(z_1 \pm z_2) = 2\alpha_w. \qquad (4.231)$$

Якостна проверка на зъбите на огъване. Това също е един от основните критерии за работоспособност на зъбните предавки. При силовото изследване на цилиндрична зъбна предавка с еволвентни зъби се установява, че зъбите се намират в сложно напрегнато състояние. Най-застрашеното сечение от действието на нормалният натиск F_n е определено чрез точките *A* и *B* (фиг.4.158).



фиг.4.158. Изчислителна схема на зъб от зъбно колело

Точно там се наблюдава концентрация на напрежението и опасност от поява на микропукнатини от умора на материала.. Определя се чрез две тангенти към преходните криви под ъгли 30º спрямо симетралата на зъба. Освен това се проявяват напрежение на натиск и срязване в основата на зъба.

Като се имат предвид съотношенията на различните видове напрежения се установява, че най-съществено и опасно е напрежението на огъване. Следователно, най-подходящ модел на зъба за проверката му на якост на огъване под действието на нормалната сила F_n е греда с правоъгълно сечение (с размери s и b – фиг.4.158 б) и с еднаква якост на огъване – гредата *AOB*. За максимална стойност на напрежението на огъване в застрашеното сечение може да се напише

(4.232) $$\sigma_F = \frac{M_{or}}{W_x} = \frac{F_n \ell}{bs^2/6} = \frac{6F_t \ell}{bs^2 \cos \propto_w} \le [\sigma_{FP}],$$

където W_x е съпротивителният момент на огъване; $W_x = \frac{bs^2}{6}$, m^3.

Размерите l и s (фиг.4.158 а) не се ползуват за изчисляване, а се изразяват чрез безразмерните величини $h=\mu m$; $s=\nu m$. Тогава

(4.233) $$\sigma_F = \frac{6F_t \mu m}{b\nu^2 m^2 \cos \propto_w} = Y_F \frac{F_t}{bm} = Y_F \frac{w_F}{m},$$

където Y_F е коефициент на формата на зъба; $Y_F = \frac{6\mu}{\nu^2 \cos \propto_w}$; отчита се от диаграми [50];

w_F – интензивността на натоварването по дължината на зъба, N/m; $w_F = \frac{F_t}{b}$.

За да се получи модел на зъба възможно най-близък до оригинала е необходимо да се отчете неравномерността на разпределението на натоварването по дължината на зъба чрез коригиращият коефициент $K_{F\beta}$ (отчита се от фиг.4.157) и допълнителните динамични натоварвания в зацепването – чрез коефициента $K_{F\vartheta}$.За зъбни колела с прави зъби, при скорост $\vartheta \le 5$ m/s, $K_{F\vartheta}$.=1,4 при твърдост HB≤3500 MPa и $K_{F\vartheta}$.=1,2 при твърдост HB>3500 MPa. Следователно, интензивността на натоварването w_F след отчитане на тези коефициенти ще бъде сравнително по-точно

(4.234) $$w_F = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} K_{F\vartheta},$$

или

(4.235) $$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{bm} K_{F\beta} K_{F\vartheta} \le [\sigma_{FP}],$$

където $[\sigma_{FP}]$ е допустимото напрежение на огъване, Pa; $\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\ell im}}{[n]}$;

$\sigma_{F\ell im}$ е граничното напрежение на огъване, при което зъбът се счупва. Определя се експериментално чрез метода на Вьолер или от таблици [50];

$[n]$ – минималният коефициент на сигурност.

Малкото и голямото зъбно колело имат еднаква якост на огъване ако

(4.236) $$\frac{\lfloor\sigma_{F_1}\rfloor}{Y_{F_1}} \approx \frac{\lfloor\sigma_{F_2}\rfloor}{Y_{F_2}}.$$

Както се вижда от уравнения (4.228) и (4.235) модулът m и броят на зъбите z_1 не участвуват директно при пресмятането на зъбната предавка.

Ако трябва да се проектира зъбна предавка, това става в следната последователност:

- въз основа на уравнение (4.228) се определя диаметърът $d_{1;}$
- тъй като броят на зъбите z_1 зависи от условието за $z'_{min}>25$ следва, че модулът m е известен и следователно и между осовото разстояние a_w. Получените геометрични параметри удовлетворяват изискванията за контактна якост;
- така избраният модул m се проверява, като се прави проверка от зъба на огъване чрез уравнение (4.235). Препоръчва се $m \geq 1{,}5$ mm.

Цилиндрични зъбни предавки с наклонени зъби. Поради по-голямата дължина на зъбите ($b_1>b$) и по-големият коефициент на припокриване ε, в уравнение (4.228) има малки корекции

(4.237) $$\sigma_{\mathrm{H}} = 0{,}38\sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_1}(\iota \pm 1)\mathrm{K}_{\mathrm{H}\alpha}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\beta}\mathrm{K}_{\mathrm{H}\vartheta}} \leq [\sigma_{\mathrm{HP}}],\ \ \mathrm{MPa},$$

където $K_{H\alpha}$ е коефициент, отчитащ разпределението на натоварването между зъбите; зависи от скоростта на предавката и точността на изработване на колелата; при $\vartheta \leq 5$ m/s - $K_{H\alpha}=1{,}04\div1{,}09$; при $\vartheta=5\div10$ m/s - $K_{H\alpha}=1{,}07\div1{,}13$.

Коефициентът $K_{H\beta}$ няма промени, но коефициентът $K_{H\vartheta}$, отчитащ влиянието на динамичните натоварвания има по-малки стойности и при скорост $\vartheta=5$ m/s - $K_{H\vartheta}=1{,}02\div1{,}06$, а при скорост $\vartheta=10\div20$ m/s - $K_{H\vartheta}=1{,}05\div1{,}1$.

Условието за якостна проверка на огъване е същото както при цилиндричните зъбни колела с прави зъби с малки корекции

(4.238) $$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{bm}\mathrm{K}_{F\alpha}\mathrm{K}_{F\beta}\mathrm{K}_{F\vartheta} \leq [\sigma_{FP}],$$

където Y_F е коефициент на формата на зъба; избира се по $Z_\vartheta = \dfrac{Z}{\cos^3\beta}$;

Y_β - коефициентът, отчитащ наклона на зъба; $Y_\beta = 1 - \dfrac{\beta^0}{140^0}$;

$K_{F\alpha}$ - коефициентът, отчитащ разпределението на натоварването в зацепването; отчита се от фиг.4.157;

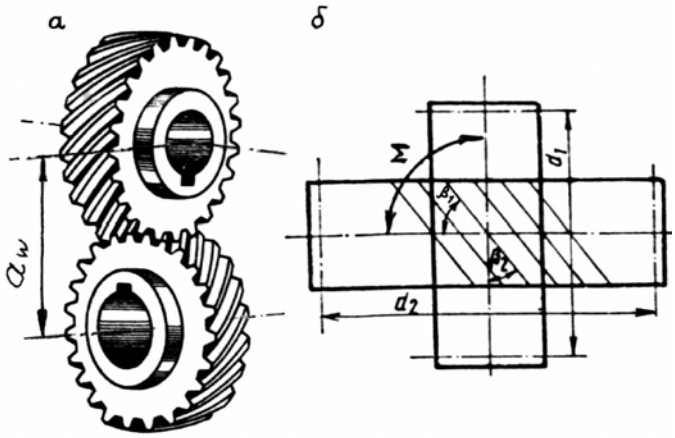
$K_{F\beta}$ - както при предавките с прави зъби – фиг.4.157;

$K_{H\vartheta}$ - коефициентът, отчитащ динамичните натоварвания; при $\vartheta \leq 10$ m/s – $K_{H\vartheta}=1{,}1\div1{,}2$.

Шевронни зъбни колела. Якостното пресмятане на шевронните зъбни колела е аналогично на това на цилиндричните зъбни колела с наклонени зъби.

20.4. ВИНТОВИ ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ

Този вид предавки служат за предаване на въртеливо движение между валове с кръстосани геометрични оси чрез цилиндрични зъбни колела с наклонени зъби (фиг.4.159).



фиг.4.159. Винтова зъбна предавка
а – общ вид; б – схема на винтова предавка

Сумата от ъглите на наклона на зъбите на двойката зъбни колела е равна на междуосовия ъгъл $\Sigma=\beta_1+\beta_2$. Обикновено по-големия от ъглите се приема за положителен. Знакът за втория се приема за положителен, ако направлението на наклона на зъбите на двете колела съвпада, и за отрицателен – в противен случай. Ъгълът на наклона на зъбите е по-голям от 30°.

За да работят задружно, винтовите зъбни колела имат еднакви нормални стъпки и модули, но поради различните ъгли на наклона β_1 и β_2 челните стъпки и модули са различни. Това означава, че на делителните окръжности диаметрите ще бъдат

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta_1} \quad \text{и} \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta_2}.$$

Тогава междуосовото разстояние a ще бъде

(4.239) $$\alpha = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2}\left(\frac{z_1}{\cos\beta_1} + \frac{z_2}{\cos\beta_2}\right).$$

Тъй като $\beta_2=\Sigma-\beta_1$, следва, че съществува ъгъл $\beta_1 = \beta_{1кр}$, при който междуосовото разстояние ще бъде минимално. За ортогонална предавка - $\Sigma=\beta_1+\beta_2=90°$, а $\beta_{1кр}= arctg\sqrt[3]{\frac{z_2}{z_1}}$.

Изработването, пресмятането и оразмеряването на винтовите зъбни колела не се различава от това на зъбните колела с наклонени зъби, като са винаги нулеви, т.е. $x_1=x_2=0$. Задружната им работа се различава от тази на цилиндричните зъбни колела с наклонени зъби, тъй като при кръстосано положение на осите началните цилиндри се допират в точка, поради което еволвентните профили на зъбите имат точков контакт и преплъзват. Това довежда до бързо износване и задиране, което е главната причина този вид предавка да не са разпространени.

Използуват се предимно като кинематични, а за силово предаване се предпочита използуването на червячни предавки с многоходови винтове (червяци).

Предавателното отношение при този вид предавки зависи не само от броя на колелата, но и от ъглите на наклона на зъбите

(4.240) $$\iota_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2.\cos\beta_2}{d_1.\cos\beta_1}.$$

Затова при проектирането на винтови предавки трябва да се осигури минимален ъгъл на наклона на зъбите на двете колела, а направлението им да бъде еднакво. При такива условия се намалява относителната скорост на плъзгане на профилите и следователно и на загубите от триене в предавката. Това означава, че при винтови предавки може да се осъществи предавателно отношение, различно от единица при еднакви диаметри на делителните окръжности, както и предавателно отношение, равно на единица при различни диаметри на делителните окръжности.

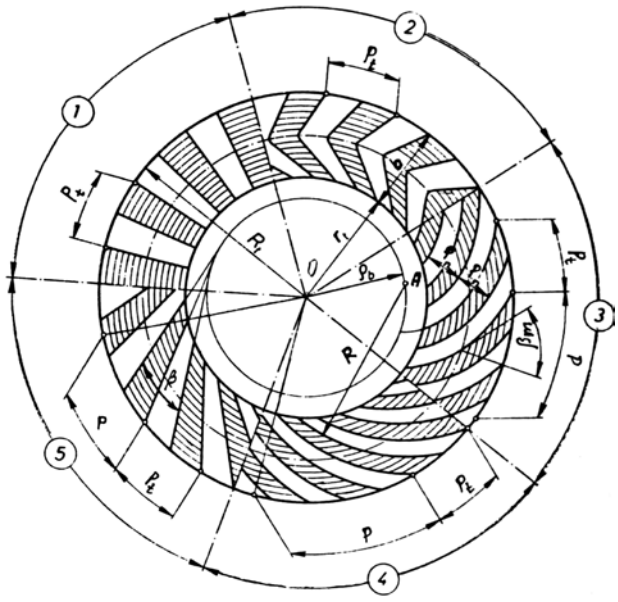
Предавателното отношение на този вид предавка достига най-често до 1,5.

20.5. КОНУСНИ ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ

20.5.1. Общи сведения. Видове. Геометрични зависимости.

Зъбните предавки, на които началните и делителните повърхнини са конусни, се наричат конусни зъбни предавки. Състоят се от две конусни зъбни колела (фиг.4.123 д, е, ж) и служат за предаване на движение и въртящ момент между валове, които се пресичат под ъгъл $\Sigma=\delta_1+\delta_2$. Този ъгъл може да се изменя в много широки граници (от 10 до 170°), но най-разпространена в машиностроенето е конусната предавка с ъгъл между осите $\Sigma=90°$, наречена ортогонална.

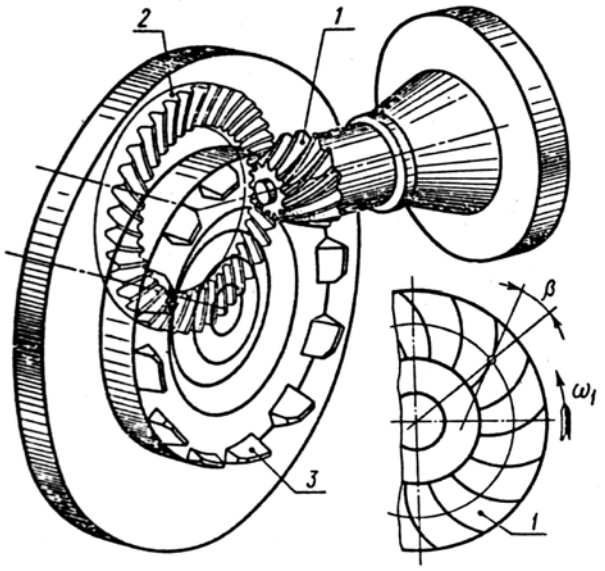
Конусните зъбни колела, изработени с прави зъби (фиг.4.123 д) се използуват при малки скорости (от 2 до 5 m/s). При по-големи скорости намират приложение конусните зъбни колела с неправи зъби. На практика различните видове колела с неправи зъби са например с форма на спирала (Архимедова или логаритмична) или дъга от окръжност (фиг.4.160 –4), еволвента (фиг.4.160 –3), шевронни (фиг.4.160 –2).



фиг.4.160. Схема на основните видове конусни зъбни колела
1 - с прави зъби; 2 - с шевронни зъби; 3 – с еволвентни зъби; 4 – с кръгли зъби;
5 – с наклонени зъби

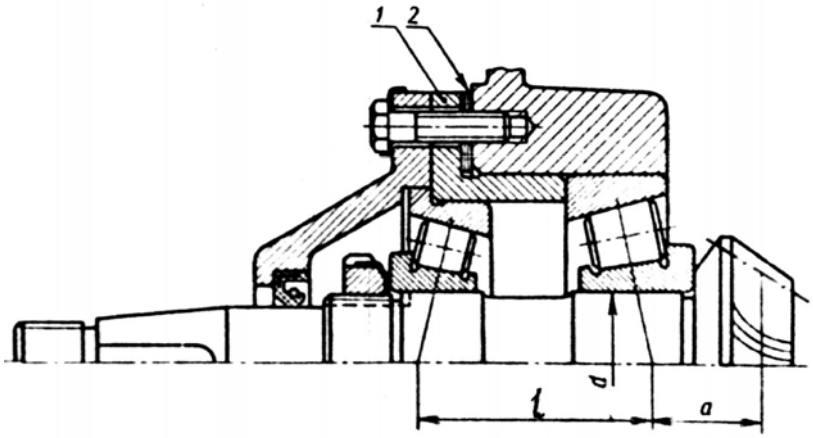
Най-голямо разпространение са получили колелата с кръгови зъби, еволвентните и тези с наклонени или тангенциални зъби.

Като основа за изработване на челната страна на зъба служи въображаема окръжност с радиус ς_b. Правите зъби (фиг.4.160 –1) се разполагат по делителния конус. Тангенциалните зъби (фиг.4.160 –5) се разполага по тангента към въображаемата окръжност и под ъгъл β, сключен между образуващите на два съседни зъба (от 25 до 30°). Кръговите зъби (фиг.4.160 –3) се разполагат по дъга от окръжност, по която се движи инструментът при нарязването на зъбите (фиг.4.161).



фиг.4.161. Нарязване на конусно зъбно колело с кръгови зъби

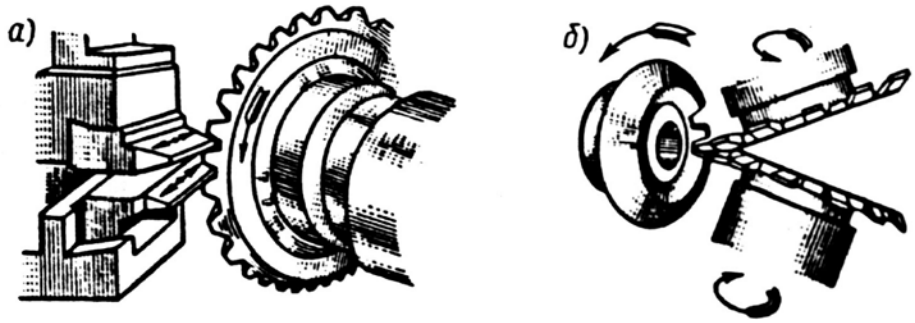
Центърът на окръжността – точка A на дъгата на зъбите се намира върху същата въображаема окръжност. Ъгълът на наклона β на зъба е променлив. Както за кръговите зъби, така и за еволвентните (фиг.4.160 –3) за оразмеряване се приема ъгълът β, заключен между радиална права, преминаваща през върха O и тангентата на профила на зъба по средния диаметър (фиг.4.161. Големината на средния ъгъл $\beta_{ср}$ е около 35^0.



фиг.4.162. Конструктивно оформяне на конзолно разположено малко конусно зъбно колело

В конусните предавки малкото зъбно колело се разполага конзолно (фиг.4.162). Вследствие на по-малката коравина на конзолния вал и деформацията на лагерите (особено сачмените) се увеличава неравномерността на разпределение на натоварването по дължината на зъба. Поради това конусните зъбни колела, в сравнение с цилиндричните, работят с по-голям шум. Лагерите на вала на малкото конусно колело се разполагат в чаша – 1 (фиг.4.162), за да се осигури възможност за осово регулиране на зацепването при монтажа чрез металните пръстеновидни пластини – 2. Монтажът на

конусните зъбни предавки е по-труден от този на цилиндричните зъбни колела. Освен допуските на размерите на зъбния венец тук е необходимо да се осигурят допуските на ъглите Σ, δ_1 и δ_2. При монтажа много важно е да се осигури съвпадане на върховете на конусите. При еднакви параметри с цилиндрична зъбна предавка цената им е по-висока, а товароносимостта – по-малка с около 15% от тази на цилиндричната предавка. За нарязването им са необходими специални машини и инструменти (фиг.4.163).

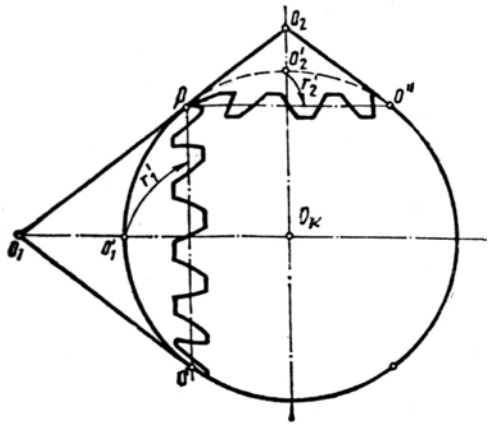


фиг.4.163. Нарязване на конусни зъбни колела с прави зъби

Независимо от тези недостатъци конусните зъбни предавки са разпространени много поради необходимостта да се пренася въртящ момент между валове, чиито геометрични оси се пресичат под ъгъл. Предавателното отношение за една двойка зъбни колела не трябва да надвишава 6.

Геометрични зависимости. Аналогични са на тези при цилиндричните зъбни предавки, като функцията на началните и делителните цилиндри се изпълнява от началните и делителните конуси. При конусните зъбни предавки те съвпадат, тъй като конусни зъбни колела не могат да имат модифицирани зъби, а предавки с изместване практически не се използуват (с изключение на равно изместената).

По същество тези предавки представляват сферични механизми, при които зацепването се разглежда не върху равнина, както е при цилиндричните предавки, а върху сферична повърхнина (фиг.4.164).

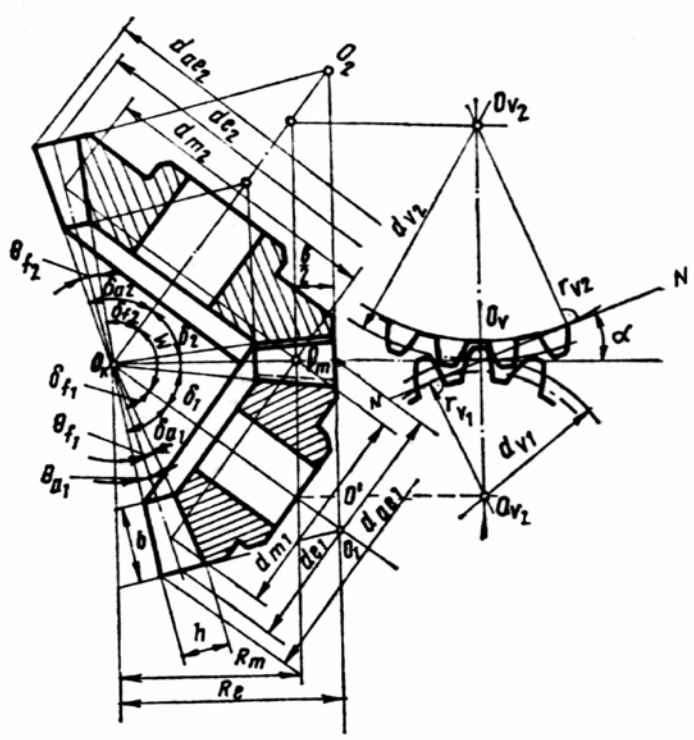


фиг.4.164. Схема на конусен сферичен механизъм

Разстоянието на всяка точка от линията $\overline{O_K O}$ до центъра $O_к$ остава постоянно и следователно, геометричното им място отговаря на съответните сферични повърхнини. За точка O сферичната повърхнина ще има радиус $\overline{O_K O}$ и съответната еволвента на точка O ще лежи върху тази повърхнина. Това означава, че еволвентите на зъбите са сферични.

Очертаването на профила на зъба върху сфера е трудно, а развивка на сфера не се прави. За да може да се изследва зацепването се налага зъбите да се проектират върху повърхнина, на която може да се направи развивка. Отклонението на формата на

профилите ще бъде нищожно, ако се разположат върху повърхнините на два конуса с върхове в точките O_1 и O_2 (фиг.4.164 и 4.165).



фиг.4.165. Геометрични параметри на конусна зъбна предавка

Образуващите на тези конуси са перпендикулярни към образуващите на делителните конуси, а самите т.нар. допълнителни конуси са съосни на делителните. Допълнителните конуси могат да се разгърнат в една равнина, като образуващите $\overline{O_1O}$ и $\overline{O_2O}$ ще представляват радиуси на началните (делителните) окръжности на цилиндричните зъбни колела с прави зъби. Върху разгънатите допълнителни конуси на фиг.4.165 са показани зъбните профили по средното сечение на зъба. Тук те са малко по-дебели в основата, отколкото ако са очертани върху сфера. Показани са и началните окръжности, линията на зацепване NN и ъгълът на зацепване ∝. Броят на зъбите на еквивалентните цилиндрични зъбни колела е

(4.241) $$Z_{v_1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1} \quad \text{и} \quad Z_{v_2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2},$$

където Z_1 и Z_2 са съответно броят на зъбите на малкото и голямото конусно зъбно колело.

Геометричните параметри на некоригирана конусна ортогонална предавка с прави зъби са:

- диаметри на външните делителни окръжности d_e

(4.242) $$d_{e_1} = z_1 m_e; \quad d_{e_2} = z_2 m_e;$$

- диаметри на външните върхови окръжности d_{ae}

(4.243) $$d_{ae_1} = d_{e_1} + 2m_e\cos\delta_1; \qquad d_{ae_2} = d_{e_2} + 2m_e\cos\delta_2;$$

- външно конусно разстояние R_e

(4.244) $$R_e = 0{,}5 m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}\ ;$$

- ъгъл на главата на зъба θ_a

(4.245) $$tg\theta_a = \frac{m_e}{R_e} = \frac{2}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}\ ;$$

- ъгъл на петата на зъба θ_f

(4.246) $$tg\theta_f = \frac{1{,}2 m_e}{R_e} = \frac{2{,}4}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}\ ;$$

- ъгли на върховите конуси δ_α

(4.247) $$\delta_{\alpha_1} = \delta_1 + \theta_\alpha\ ; \qquad \delta_{\alpha_2} = \delta_2 + \theta_\alpha\ ;$$

-ъгли на петовите конуси δ_f

(4.248) $$\delta_{f_1} = \delta_1 - \theta_f\ ; \qquad \delta_{f_2} = \delta_2 - \theta_f\ ;$$

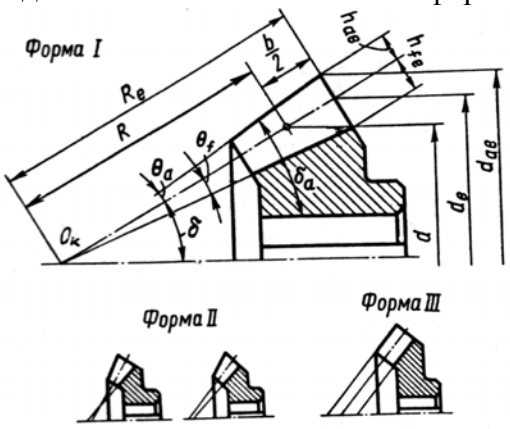
Зъбите на конусните зъбни колела в зависимост от изменението на размерите им по дължината на зъба се изпълняват в три форми (фиг.4.166)

- *форма I* – пропорционално намаляващи зъби. Върховете на делителния и вътрешния конус съвпадат. Прилага се за прави и кръгови зъби при m ≥ 2 mm и $\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 20.....100$;

- *форма II* – намаляващи зъби. Върховете на делителния и вътрешния конус не съвпадат. Използуват се в масовото производство;

- *форма III* – равно високи зъби. Образуващите на външния, делителния и вътрешния конус са успоредни. Височината на зъбите е постоянна по цялата дължина на зъба. Прилага се за кръгови зъби при $\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} > 100$.

По-нататък се разглеждат зъбни колела със зъби по форма I.



фиг.4.166. Форми на изпълнение на зъбите на конусни зъбни колела
форма I – пропорционално намаляващи зъби; формаII – намаляващи зъби;
форма III – равно високи зъби

20.5.2. Кинематичен и силов анализ

При задружната работа на две конусни зъбни колела началните им конуси се търкалят без приплъзване. Всяка точка от образуващата $\overline{O_\kappa O}$ ще има периферна скорост, еднаква за двата конуса. За произволна точка от общата образуваща, например точка O_m , може да се напише

(4.249) $$\omega_1 \frac{d_{m_1}}{2} = \omega_2 \frac{d_{m_2}}{2},$$

откъдето за предавателното отношение i_{12} се получава

(4.250) $$\imath_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{m_2}}{d_{m_1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Като се има предвид, че

(4.251) $$\frac{d_{m_1}}{2} = \overline{O_\kappa O}\sin\delta_1 \quad \text{и} \quad \frac{d_{m_2}}{2} = \overline{O_\kappa O}\sin\delta_2,$$

уравнение (4.250) може да получи вида

(4.252 $$\imath_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1}.$$

При зададено предавателно отношение i_{12} и междуосов ъгъл $\Sigma=\delta_1+\delta_2$ може да се определи големината на ъглите при върха на делителните конуси δ_1 и δ_2:

(4.253) $$\begin{aligned} \delta_1 &= arctg\frac{\sin\Sigma}{\imath_{12}+\cos\Sigma} \\ \delta_2 &= arctg\frac{\imath_{12}\sin\Sigma}{1+\imath_{12}\cos\Sigma} \end{aligned}.$$

За ортогонални предавки ($\Sigma=90°$)

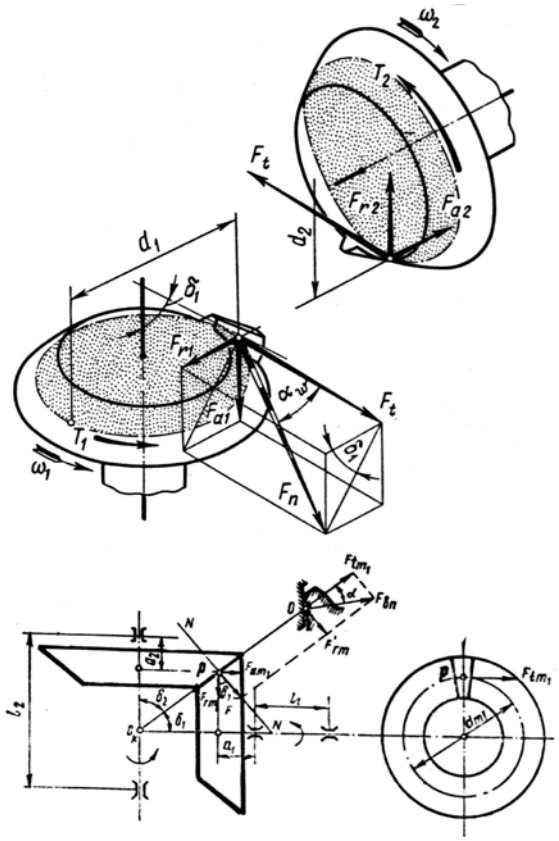
(4.254) $$tg\delta_1 = \frac{1}{\imath} = \frac{z_1}{z_2} \quad \text{и} \qquad tg\delta_2 = \imath = \frac{z_2}{z_1}.$$

При конусна зъбна предавка с прави зъби силите на взаимодействие се определят за средното сечение NN (фиг.4.167) на зъба, в което е приложена силата F_n по нормалата на спрегнатата повърхнина на зъба.

Силата F_n се разлага по три съставляващи: тангенциална F_t, радиална F_r и осова F_a .

Тангенциалната компонента F_t е периферната сила и може да се изрази чрез предавания въртящ момент

(4.255) $$F_t = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2M_1}{0{,}857d_{e_1}} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2M_2}{0{,}857d_{e_2}}.$$



фиг.4.167. Сили на взаимодействие на конусна зъбна предавка

Радиалната компонента F_r проявява действието си в равнината, която се определя от геометричните оси на валовете

(4.256) $$F_{r_1} = F_t tg \propto_w \cos\delta_1 = 0{,}36 F_t \cos\delta_1 \left(\propto_w = 20^0\right).$$

Осовата сила F_a също се изразява чрез периферната сила F_t

(4.257) $$F_{\alpha_1} = F_t tg \propto_w \sin\delta_1 = 0{,}36 F_t \sin\delta_1 .$$

Силите на голямото зъбно колело са съответно равни:

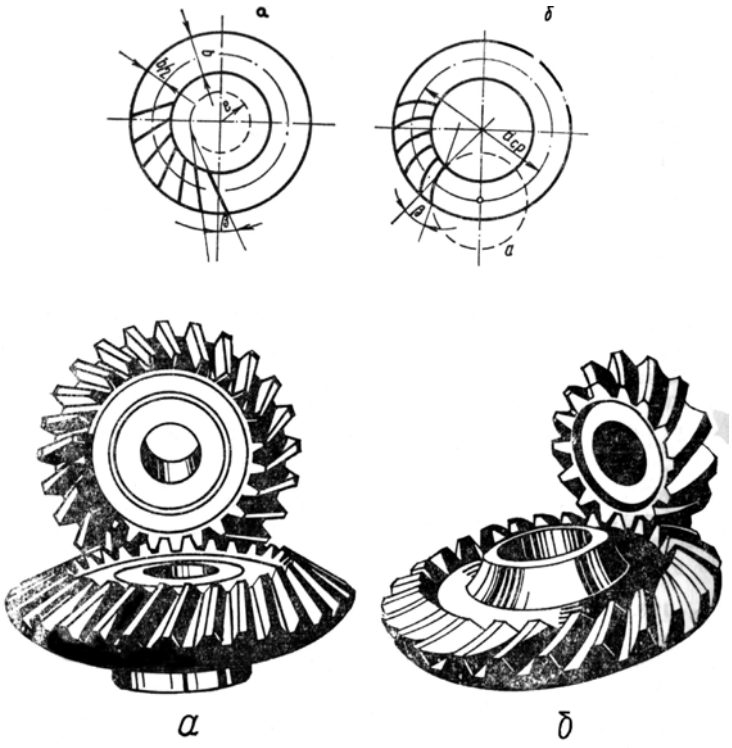
(4.258) $$F_{r_2} = F_{a_1}; \qquad F_{a_2} = F_{r_1} .$$

При конусна зъбна предавка с кръгови зъби, за да се избегне заклинване на зъбите е необходимо осовата сила F_a да се насочи към основата на делителния конус. За това е необходимо направлението на въртене на задвижващото зъбно колело (ако се гледа от страната на върха на конуса) и направлението на наклона на зъба β да съвпаднат.

На фиг.4.123 и на фиг.4.168 малкото зъбно колело *1* се върти по часовниковата стрелка, т.е. на дясно, следователно и зъбите му трябва да са наклонени на дясно. Тогава силите в зацепването за малкото зъбно колело, при $\propto_w$=20° и β=35° са

(4.259) $$F_{r_1} = F_t\left(0{,}44\cos\delta_1 + 0{,}7\sin\delta_1\right) \text{ и } F_{a_1} = F_t\left(0{,}44\sin\delta_1 + 0{,}7\cos\delta_1\right).$$

За голямото зъбно колело



фиг.4.168. Конусна зъбна предавка с неправи зъби
а – с тангенциални зъби; б – с кръгови зъби;

(4.260) $$F_{r_2} = F_{a_1} \quad \text{и} \quad F_{a_2} = F_{r_1} .$$

Големината на реакциите в шарнирните двоици – лагерите на двата вала, зависи от разстоянията α_1, α_2, ℓ_1 и ℓ_2 (фиг.4.167 а).

20.5.3. Якостно пресмятане

Якостното пресмятане на конусни зъбни колела с прави зъби се свежда до пресмятането на една условна еквивалентна цилиндрична зъбна предавка с прави зъби (фиг.4.165) със същата дължина на зъба и профил, съответствуващ на средния профил на допълнителния конус (средното сечение на зъба). Следователно, за проверочно пресмятане се използува уравнение 4.228, което получава вида

(4.261) $$\sigma_{\text{H}} = 0{,}44\sqrt{\frac{F_t}{d_{\nu_1} b_1 \vartheta_{\text{H}}}(\iota_\nu + 1)\text{K}_{\text{H}\beta}\text{K}_{\text{H}\nu}} \le [\sigma_{\text{HP}}], \text{ MPa.}$$

Тъй като $\iota_\nu = \dfrac{d_{\nu_2}}{d_{\nu_1}} = \dfrac{d_2 \cos\delta_1}{d_1 \cos\delta_2} = \iota \dfrac{\sin\delta_2}{\cos\delta_1} = \iota^2$ (вж. у-ние 4.252)

за d_{ν_1} се получава $d_{\nu_1} = \dfrac{d_1}{\cos\delta_1} = d_1\sqrt{1+tg^2\delta_1} = d_1\sqrt{1+\iota^2} = 0{,}857 d_{e_1}\sqrt{1+\iota^2}$.

Тогава уравнение 4.261 получава вида

(4.262) $$\sigma_{\text{H}} = 0{,}47\frac{F_t\sqrt{\iota^2+1}}{\vartheta_{\text{H}} d_{e_1} b}\text{K}_{\text{H}\beta}\text{K}_{\text{H}\vartheta} \le [\sigma_{\text{HP}}], \text{ MPa,}$$

където ϑ_H е коефициент, отчитащ вида на конусното зъбно колело; за прави зъби - ϑ_H=0,85; за кръгови - ϑ_H=1,3÷1,85.

При проектиране на конусна зъбна предавка със стоманени зъбни колела за диаметъра d_{e_1} на малкото зъбно колело се получава

(4.263) $$d_{e_1} \geq 0{,}17\sqrt[3]{\frac{M_1}{\vartheta_H[\sigma]}}K_{H\beta}, \quad \text{m}.$$

Аналогично на уравнение (4.261), за напрежението на огъване може да се напише

(4.264) $$\sigma_{F_1} = Y_{F_1}\frac{F_t}{\vartheta_H b m_e}K_{F\beta}K_{F\vartheta} \leq \left[\sigma_{FP_1}\right] \text{ и } \sigma_{F_2} = \sigma_{F_1}\frac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \leq \left[\sigma_{FP_2}\right],$$

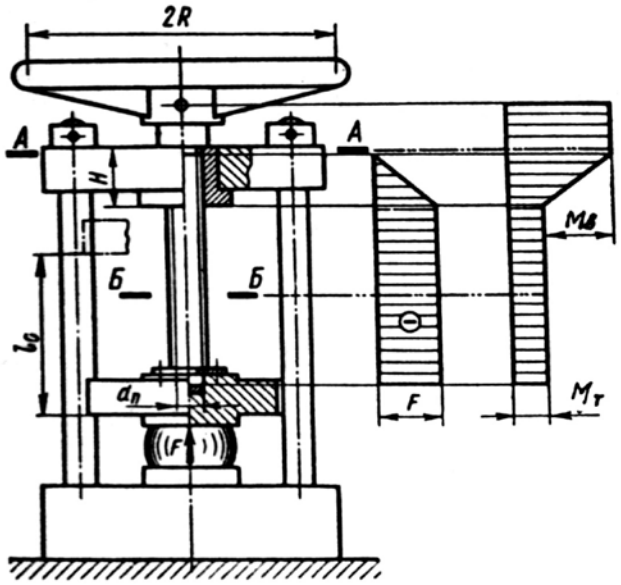
където m_e е челният модул – по диаметъра d_e; модулът m_e е определен след като е уточнен диаметърът d_{e_1} и проверен чрез уравнение (4.263).

20.6. ВИНТОГАЕЧНИ ПРЕДАВКИ

Винтогаечните механизми служат за преобразуване на въртеливо движение в постъпателно, като гайката и винта могат да имат само едно от тези движения, или и двете движения заедно. Използуват се за създаване на големи сили (преси, крикове, стиски и др.), за точни премествания (механизми за подавателни движения на работните машини, измерителни прибори, регулировъчни устройства и др.).

20.6.1. Винтогаечен механизъм с триене при плъзгане

На фиг.4.169 е показан един от видовете винтогаечне механизми с триене при плъзгане – винтова преса.



фиг.4.169. Винтова преса

Параметрите на резбата се определят, като се има предвид зададената скорост на преместване ϑ и натоварването на изпълнителното звено F. Кинематичната

характеристика на резбата е отношението на осовото преместване *dh* на един от елементите на резбовата двойка спрямо другия и ъгъла на завъртането $d\varphi$. При резби с постоянна стъпка *P*

(4.265) $$dh / d\varphi = \mathrm{P}_h / 2\pi = \imath\mathrm{P} / 2\pi \ .$$

След разделяне с *dt* се получава

(4.266) $$\frac{dh/dt}{d\varphi/dt} = \frac{\vartheta}{\omega_в} = \frac{\imath\mathrm{P}}{2\pi},$$

където $\vartheta = \frac{dh}{dt}$ е скоростта на преместване на изпълнителното звено, *mm/s*;

$\omega_в$ – скоростта на въртене на задвижващото звено, *rad/s*;

P – стъпката на резбата, mm;

i- броят на ходовете на резбата.

Тази формула може да се използува за определяне на стъпката и броя на ходовете на резбата или за определяне на ъгловата скорост $\omega_в$ (честотата на въртене на винта $n_в$) при съществуващ винт съобразно изискванията за самозадържане.

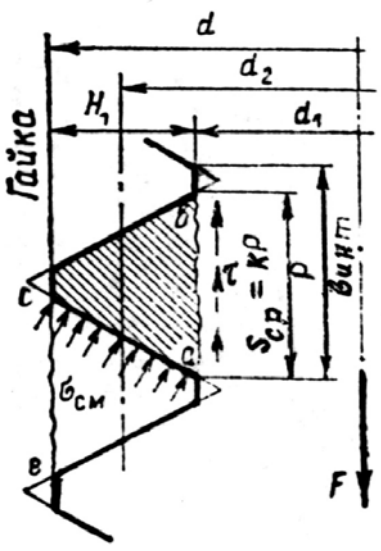
Изчисляване на винтовата двойка на износоустойчивост. Дотолкова, доколкото основният вид разрушаване е износването на задружно работещите винтови повърхнини, средният диаметър на резбата d_2 се избира в зависимост от критерия за работоспособност

(4.267) $$p_{\max} = \kappa_{\mathrm{HP}} \frac{F_n}{S} \le [p],$$

където F_n е нормалната сила в резбата, N;

S – лицето на повърхнината, натоварена на смачкване; $S = \pi d_2 \mathrm{H}_1 Z_в$;

H_1 – работната височина на профила на резбата (фиг.4.170), *mm;*



фиг.4.170. Застрашени сечения по резбата на винтова двойка

$Z_в$ – броя на навивките на резбата в гайка с височина $H_г$;

$K_{нр}$ – коефициентът на разпределение на налягането между навивките на резбата по височината на гайката.

Като се има предвид, че в процеса на износване става частично преразпределяне на налягането, изчислението се прави по средното налягане p, т.е. $k_{HP}=1$. Неравномерността на разпределението на налягането се компенсира чрез подходящ избор на допустимо налягане $[p]$, получено в резултат на експериментални изследвания.

Тъй като ъглите ψ и ς' са малки вместо F_n може да се използува осовата сила на изпълнителното звено, и тогава за средното налягане p се получава

$$p = \frac{F}{\pi d_2 H_1 Z_в} \le [p]. \qquad (4.268)$$

Чрез тази формула се определя средния диаметър на резбата d_2

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \lambda \xi [p]}}, \qquad (4.269)$$

където λ е коефициентът на височината на резбата; $\lambda = \frac{H_1}{P}$ зависи от вида на резбата, а не от размерите й; за трапецовидна резба λ=0,5, а за трионовидна – 0,75;

ξ - коефициентът на височината на гайката; $\xi = \frac{H_r}{d_2}$ и се изменя от 1,2 до 2,5.

Чрез коефициентът ξ се ограничава височината на гайката, за да се намали неравномерността на разпределението на натоварването между навивките й. Големината му се избира от конструктивни съображения.

В двигателните винтови двойки неравномерността на разпределението на натоварването по навивките на гайката може да се изравни чрез преработване на конструкцията й. При такива съединения се допуска гайката да има много по-голяма височина от тази на скрепителното винтово съединение. Освен това с увеличаване на височината на гайката се намалява диаметърът на винта.

Винтовете се изработват от стомана Ст5, 45, 50, 4ХГ и др. В отговорни случаи, за повишаване на износоустойчивостта се прилага закалка на винта и следващо шлифоване на резбата му. Гайките се изработват от оловен бронз, а при бавноходни механизми – от антифрикционен чугун.

Якостна проверка. Резбата на гайката се проверява на срязване, а стеблото на винта – на якост от действието на осовата сила F и усукващият момент M.

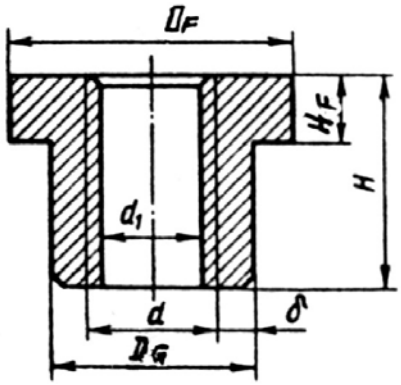
Силата на срязване на резбата на гайката F_S трябва да бъде по-малка или най-много равна на допустимата $[F_S]$,

$$F_S = \frac{\pi d_1 \kappa H_r \lfloor \tau_{cp} \rfloor}{K_{HP}} \le [F_S] \ , \qquad (4.270)$$

където k е коефициент, зависещ от геометрията на резбата; $k=\frac{S_{cp}}{P}$ (вж. фиг.4.170).

Геометричните размери на гайката D_G, D_F и H_F (фиг.4.171) се определят конструктивно. Външният диаметър на гайката се проверява чрез условието за якост на опън и усукване

$$\sigma_{ОП} = 1{,}3F \frac{\pi\left(D_G^2 - d^2\right)}{4} \le [\sigma_{ОП}]. \qquad (4.271)$$



фиг.4.171. Размери на гайка от винтогаечна предавка

Диаметърът на стъпалото на гайката D_F се проверява чрез условието за якост на смачкване

(4.272) $$\sigma_{см} = F\frac{\pi\left(D_F^2 - D_G^2\right)}{4} \le [\sigma_{см}].$$

За равномерно разпределение на натоварването по навивките на резбата на гайката, височината на стъпалото на гайката H_F се приема

(4.273) $$H_F=0{,}25H.$$

Якостта на стеблото на винта се проверява чрез еквивалентното напрежение

(4.274) $$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = (0{,}28 + 0{,}33)\sigma_S .$$

Участъкът от винта, който е натоварен на натиск от действието на осовата сила F, се проверява на устойчивост срещу изкълчване. Коефициентът на сигурност срещу изкълчване n се определя като отношение на опасното, разрушаващо натоварване, наречено критична сила $F_{кр}$, при която настъпва изкълчване, и действителната сила F , натоварваща винта

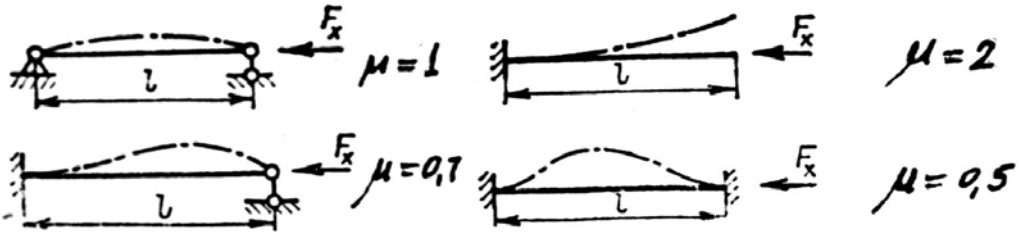
(4.275) $$n = \frac{F_{kp}}{F} \ge [n],$$

където $[n]$ е минималният коефициент на сигурност; $[n]$=2,5÷4.

Големината на критичната сила се пресмята по един от четирите Ойлерови случая на закрепване, т.е. стройността на стеблото на винта λ>110,

(4.276) $$\lambda = \frac{\mu\ell}{\iota_{\min}},$$

където λ е коефициентът, който зависи от начина на закрепване на винта и се избира от фиг.4.172;



фиг.4.172. Стойности на коефициента μ в зависимост от начина на закрепване на краищата на винта

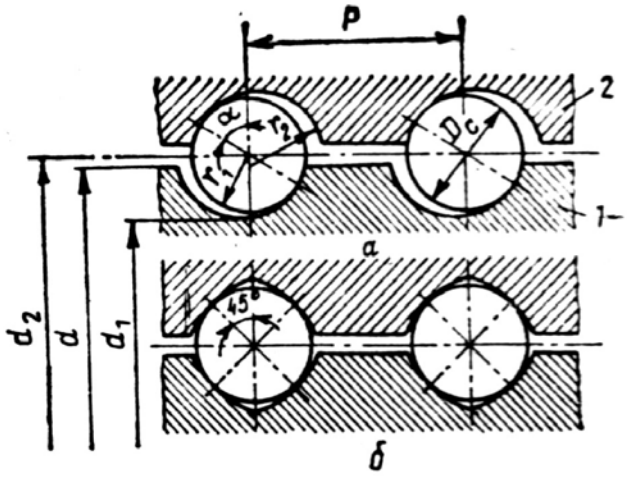
ℓ - най-голямата дължина от стеблото на винта, подложено на натиск (фиг.4.172);

i_{min} – минималният инерционен радиус на сечението на винта; $\iota_{\min} \approx \frac{d_1}{4}$.

Когато стройността на стеблото на винта е $\lambda<110$, големината на критичната сила се определя по метода на Тетмайер-Ясински [25].

20.6.2. Винтогаечен механизъм с триене при търкаляне

Както при предавките с триене при плъзгане, така и при предавките с триене при търкаляне произведението от броя на ходовете ι и стъпката на резбата P се определя от кинематичните условия и от изискването за самозадържане. Средният диаметър на резбата е $d_2=d_1+D_c$ (фиг.4.173), където $D_c\approx8\div10$ mm е диаметърът на сачмата.



фиг.4.173. Основни размери на винтова двойка с триене при търкаляне по сачми

Външният диаметър на винта е $d=d_2-0{,}04D_c$. Броят на работните сачми се определя от зависимостта

(4.277) $$Z_c = \frac{F\cos\psi}{[F]\cos\propto},$$

където ψ е ъгълът на изкачване на винтовата линия по средния диаметър; $\psi = arctg\frac{P_h}{\pi d_2}$ (обикновено $\psi=2\div5°$);

$\propto$ - ъгълът на контакта (обикновено $\propto=45°$);

$[F]$ – допустимата сила, натоварваща една сачма.

Общият брой сачми Z, намиращ се в контакта, е

(4.278) $$Z=1{,}3Z_C.$$

Допустимото натоварване на една сачма [F] се определя от условието за контактна якост при [σ_H]=2500÷3000 MPa. Големината му зависи от диаметъра на сачмата D_C и радиуса на профила на канала r_2. При r_2=0,52D$_C$ от формулата на Херц следва, че

(4.279) $$[F] = 0{,}33.10^{-3}[\sigma_{\mathrm{H}}]^2 D_C^2,$$

или при [σ_H]=2500 MPa се получава

(4.280) $$[F] \approx 20 D_C^2,\ \mathrm{N}.$$

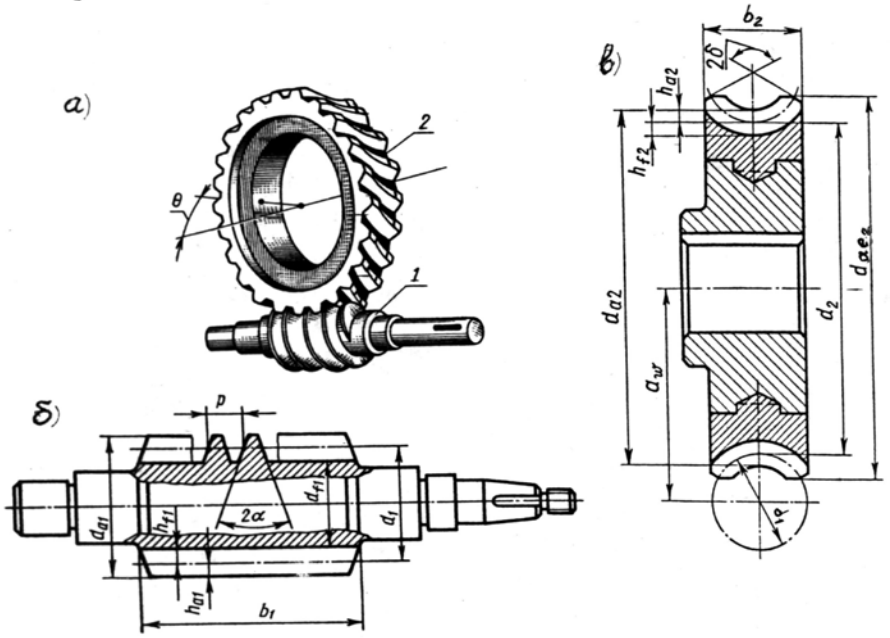
Изчисленият брой навивки на височината на гайката не трябва да бъде повече от 2 до 2,5.

Винтът и гайката се изработват от легирана стомана с голяма якост. Винтът – от ХВГ, 8ХВ, 7ХГ2ВМ и 20Х3МВФ, а гайката – от 9ХС, ШХ15, ХВГ, 18ХГТ, 12ХН3А и др., със следваща термообработка за достигане на твърдост, не по-малка от HRC 60.

20.7. ЧЕРВЯЧНИ ПРЕДАВКИ

20.7.1. Общи сведения

Червячните предавки се използуват, когато трябва да се предаде движение и въртящ момент между валовете, които са кръстосани под някакъв ъгъл (най-често прав).



фиг.4.174. Червячна предавка
а – общ вид; б – червяк; в – червячно зъбно колело

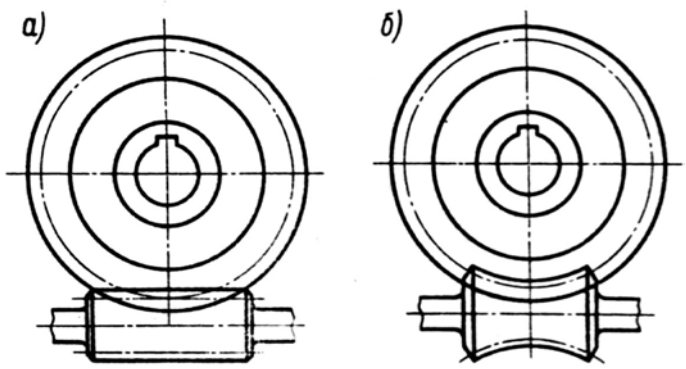
Състоят се от червяк и червячно зъбно колело (фиг.4.174). Червякът може да се разглежда като винтово зъбно колело с един, два или повече зъби, но и като едно-, дву- или много ходов винт с трапецовидна резба. Червячното зъбно колело може да се разглежда като цилиндрично зъбно колело с наклонени зъби.

И така червячната предавка представлява задружно работещи винт (червяк) и винтово (червячно) зъбно колело.

Всички термини, определения и означения за червячните предавки са регламентирани от БДС 3146-70. Този вид предавка се използува по-рядко от цилиндричните и конусни предавки, предимно при работа с прекъсване.

Предимствата на червячната предавка са: възможност за осъществяване на големи предавателни отношения при малки габарити – от 6 до 80, но са възможни и до 500; безшумност при работа и плавност при зацепването; възможност за самоспиране (при нисък к.п.д.).

Недостатъци: нисък к.п.д. при малки скорости на плъзгане и големи предавателни отношения, особено при едноходови червяци; необходимост от употреба на скъпи и дефицитни материали за венец на червячното зъбно колело (най-често бронз) за бързоходни предавки; повишаване на температурата при работа на машина с непрекъснато действие, което изисква допълнително устройство за охлаждане; голяма стойност на инструмента за нарязване на червячното зъбно колело – специална червячна фреза, а при шлифоване на червяка е необходима специална машина или сложни приспособления; използуване на червячни предавки при малки и средни мощности (обикновено от 50 до 100 kW и по-рядко до 200 kW) поради ниския к.п.д.



фиг.4.175. Видове червяци
а – цилиндричен; б - глобоиден

Според формата на повърхнината, върху която са нарязани навивките, червяците биват цилиндрични (фиг.4.175 а) и глобоидни (фиг.4.175 б).

Делителните и началните повърхнини на цилиндричните червяци са цилиндрични. На глобоидните – началната повърхнина е глобоид, който се нагажда така спрямо червячното колело, че обхваща едновременно по-голям брой от зъбите му. Това налага глобоидният червяк да бъде с променлива стъпка.

Глобоидните червяци имат повишена носеща способност. При точно изработване – четири пъти по-голяма от цилиндричните, а при средна точност – не повече от два пъти. За това се използуват при предаване на големи мощности. Тъй като изработването им е сравнително сложно, тези предавки едва сега започват да се използуват.

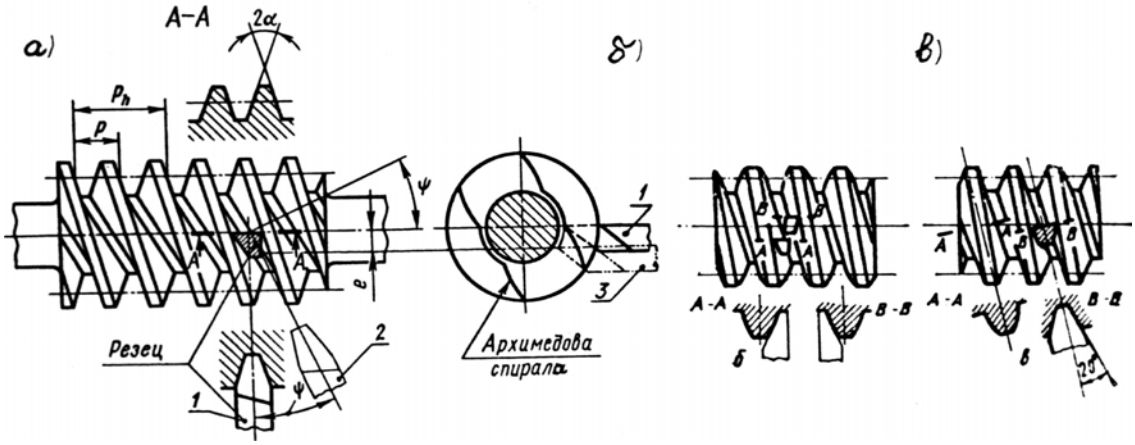
Според профила на навивките цилиндричните червяци биват : *архимедови, конволютни и еволвентни.*

Архимедовите червяци (фиг.4.176 а) в главното осово сечение отговарят на стандартния изходен зъбен контур, а зъбното му колело е с еволвентни зъби, които са наклонени под ъгъл, равен на ъгъла на изкачване на навивките на червяка.

Това означава, че модулът и ъгълът на зацепване са стандартни в челното сечение *($m_s = m$ и $a_s=a=20^o$).* Пресечната линия на навивките с равнина, перпендикулярна на геометричната ос на червяка (т.е. челният профил на червяка), представлява архимедовата спирала, откъдето произхожда названието му. Поради лесно изработване на струг архимедовите червяци имат най-голямо приложение и са стандартизирани. Точното им изработване чрез шлифоване е затруднено и това е причината за по-ниския им к.п.д.

Еволвентните червяци (фиг.4.176 б) имат еволвентен профил на навивките в нормалното сечение, а праволинеен трапецовиден профил – в сечение с равнина, успоредна на главното осово сечение и допирателна към основния цилиндър на червяка.

Следователно, еволвентният червяк представлява цилиндрично зъбно колело с наклонени еволвентни зъби, с брой, равен на броя на ходовете на червяка z_1 и с ъгъл на наклона β.



фиг.4.176. Видове цилиндрични червяци
а – архимедов; б – еволвентен; в - конволютен

Конволютните червяци (фиг.4.176 в) имат трапецовиден профил на навивките с праволинейни очертания в сечение, перпендикулярно на навивките. Това е така, защото се нарязва с нож с трапецовиден профил, разположен нормално спрямо средната винтова линия на междузъбието.

От трите вида червяци все още най-разпространени са архимедовите червяци и затова ще бъдат разгледани.

В зависимост от броя на ходовете z_1 червяците биват едноходови (z_1=1) и многоходови [z_1=2, 3, 4 (5, 6)], а според разположението им – най-често горен и долен.

Разстоянието, измерено по началния цилиндър между едноименни странични стени на две съседни навивки на червяка успоредно на оста му, се нарича стъпка P, а отношението $m = \frac{P}{\pi}$ - модул на зацепването в осовото сечение на червяка.

В цилиндричните червячни предавки с архимедови червяци стъпката на червяка P и челната стъпка на червячното зъбно колело P_t са равни. За краткост ще се бележат без индекс – P и m. Броят на ходовете на червяка z_1 се избира в зависимост от предавателното отношение i . При по-големи стойности на предавателното отношение се избират едноходови червяци, но така, че броят на зъбите на червячното зъбно колело z_2 да бъде в границите от 30 до 80. При малки стойности на предавателното отношение се избират многоходови червяци.

Ъгълът γ на изкачване на винтовата линия по делителния цилиндър на червяка (фиг.3.80) се определя от развивката й

$$tg\gamma = \frac{z_1 P}{\pi d_1} = \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1}. \qquad (4.281)$$

При нестандартни предавки този ъгъл се избира в границите между 4 и 26° в зависимост от броя на ходовете на червяка При z_1=1-γ=4÷7°; при z_1=2-γ=8÷14°; при z_1=3-γ=12÷20° и при z_1=4-γ=17÷26°. Избирането на по-голям ъгъл е нецелесъобразно както от гледна точка на изработването, така и от незначителната положителна промяна на к.п.д. с нарастване на ъгъл γ.

При стандартни червячни предавки ъгъл γ се избира съгласно БДС.

Геометрични зависимости. Определят се от параметрите на червячната предавка в главното осово сечение (фиг.4.174). Приемат се в съответствие със стандартния изходен контур, който е подобен на този при цилиндричните зъбни колела (α=20°, h^*=1,0) с тази разлика, че радиалната хлабина е по-малка (c^*=0,2). Главните размери са показани на фиг.4.174.

Диаметърът на делителния цилиндър d_1 на червяка (вж.уравн.4.281) е

(4.282) $$d_1 = \frac{z_1 \mathrm{P}}{\pi tg\gamma} = \frac{z_1 m}{tg\gamma} = qm,$$

където $q = \frac{z_1}{tg\gamma} = \frac{d_1}{m}$ се нарича коефициент на диаметъра на червяка. От него зависи деформацията на червяка и правилността на зацепването. Избира се в зависимост от модула в границите от 8 до 12 [50]. Останалите размери са:

(4.283)
$$\begin{aligned}
h_{\alpha_1} &= h_{\alpha_2} = h_\alpha^* .m = 1{,}0m;\\
h_{f_1} &= h_{f_2} = \left(h_\alpha^* + c^*\right)m = 1{,}2m;\\
h_1 &= h_2 = \left(2h_\alpha^* + c^*\right)m = 2{,}2m;\\
d_{\alpha_1} &= d_1 + 2h_{\alpha_1} = m\left(q + 2h_a^*\right) = m\left(q + 2\right);\\
d_{a_2} &= d_2 + 2h_{a_2} = m\left(z_2 + 2h_a^*\right) = m\left(z_2 + 2\right);\\
d_{f_1} &= d_1 - 2h_{f_1} = m\left(q - 2h_a^* - 2c^*\right) = m\left(q - 2{,}4\right);\\
d_{f_2} &= d_2 - 2h_{f_2} = m\left(z_2 - 2h_a^* - 2c^*\right) = m\left(z_2 - 2{,}4\right).
\end{aligned}$$

Дължината на нарязаната част на червяка се приема

(4.284) $$b_1 \approx \left(1 + \sqrt{z_2}\right)m.$$

Най-големият диаметър на червячното колело е

(4.285) $$d_{ae_2} \le d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Широчината на червячното колело b_2 е (0,65 – 0,75) d_{a_1}.

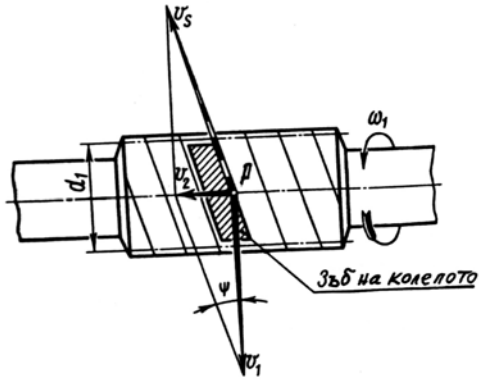
Делителното межуосово разстояние α_ω е

(4.286) $$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{q + z_2}{2}m.$$

20.7.2. Кинематичен анализ

При движение на червячната предавка навивките на червяка приплъзват по зъбите на червячното зъбно колело. Скоростта на плъзгане ϑ_s (фиг.4.177) е по тангентата към винтовата линия на делителния цилиндър на червяка и се определя от паралелограма на скоростите, където ϑ_1 е периферната скорост на червяка, а ϑ_2 – на червячното зъбно колело.

(4.287) $$\vartheta_S = \frac{\vartheta_1}{\cos\psi} = \frac{\omega_1 d_1}{2\cos\psi}.$$



фиг.4.177. Схема за определяне скоростта на плъзгане на червяка

От уравнение (4.287) се вижда, че винаги $\vartheta_s > \vartheta_1$, а това означава, че плъзгането в червячното зацепване повишава износването на зъбите на червячното зъбно колело и склонността към задиране.

Обикновено при определяне на предавателното отношение на зъбните предавки се сравняват векторите на периферните скорости на двете колела в плюса на зацепването. При червячната предавка тези вектори не могат да се сравнят, тъй като векторът, който изразява скоростта на полюса, като точка от червяка не лежи в главното сечение (фиг.4.177).

Приема се, че началният цилиндър на червяка с диаметър d_1 се движи със скорост ϑ_{a_1}

(4.288) $$\vartheta_{a_1} = \vartheta_1 tg\psi = \omega_1 \frac{d_1}{2} tg\psi = \frac{\omega_1}{2} z_1 m$$

по оста на червяка и същевременно се допира в полюса на зацепването P до зъб на червячното колело с диаметър d_2 на началният му цилиндър, завърта го около оста му с периферна скорост ϑ_{t_2}

(4.289) $$\vartheta_{t_2} = \omega_2 \frac{d_2}{2} = \frac{\omega_2}{2} z_2 m.$$

Тъй като това движение е без плъзгане (пълно зацепване), то

(4.290) $$\vartheta_{\alpha_1} = \vartheta_{t_2} \qquad \text{или} \qquad \frac{\omega_1}{2} z_1 m = \frac{\omega_2}{2} z_2 m,$$

където ω_1 и ω_2 са съответните ъглови скорости на червяка и червячното колело, *rad/s;*

z_1 и z_2 – брой на навивките на червяка и брой на зъбите на червячното колело.

Следователно, $\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ или

(4.291) $$\iota_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1 tg\psi}.$$

Това е действителното предавателно отношение. То не може да се отклонява от стандартното с повече от ±5% съгласно БДС 3146-70.

На практика в силовите предавки червяците са с брой на навивките Z_1=1; 2; 4. С нарастване на Z_1 нарастват и технологичните трудности при изработването на предавката и нараства броя на зъбите на червячното колело Z_2.

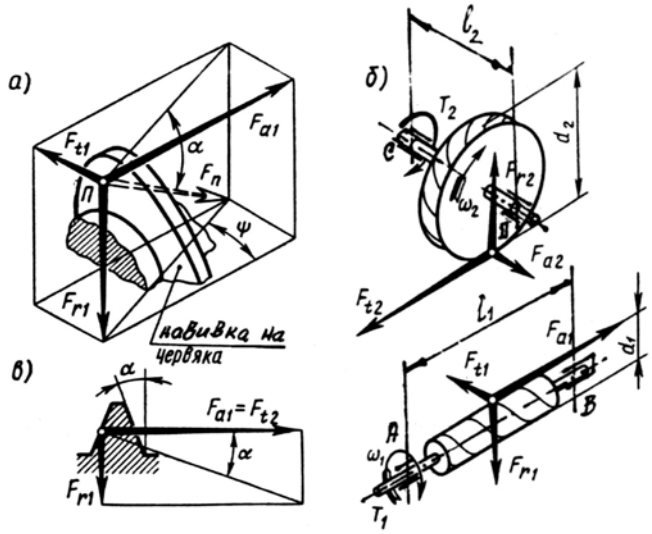
Броят на навивките на червяка Z_1 зависи от предавателното отношение. При i_{12}=8÷14 -Z_1=4; при i_{12}=14÷30 -Z_1=2; при i_{12}>30 - Z_1=1.

При определяне броя на зъбите на червячното зъбно колело, за да се избегне подрязване на зъбите в основата им се препоръчва $Z_2 \geq 26$. Оптималният брой е Z_2=40÷60 и следователно диапазона на предавателното отношение е i_{12}=10÷80.

След уточняване на предавателното отношение, като се има предвид че ω_1=const. и е известно, кинематичното изследване се свежда практически до пресмятане на ъгловата скорост ω_2.

20.7.3. Силов анализ

За определяне на силите, които действуват върху навивките на червяка и върху зъбите на червячното колело, се изхожда от въртящите моменти. Както и при зъбните предавки, силата от червяка се предава не на един, а на няколко зъба на червячното колело. Тази сила - F_n (фиг.4.178) се приема за съсредоточена и приложена в полюса на зацепването P по нормалата към работната повърхнина на навивката.



фиг.4.178. Схема на силите, действуващи в червячното зацепване

Разлага се по правилото на паралелограма по три взаимноперпендикулярни направления на $F_{t_1}, F_{r_1}, F_{a_1}$ (фиг.4.178 б) (за червяка).

Периферната сила на червяка F_{t_1} е числено равна на осовата сила на червячното колело F_{a_2}:

$$F_{t_1} = \frac{2M_1}{d_1} = F_{a_2} = \frac{2M_2}{d_2 . i . \eta} = \frac{F_{t_2} z_1}{q \eta}, \quad (4.292)$$

където η е коефициент на полезно действие на предавката.

Радиалната сила на червяка F_{r_1} е числено равна на радиалната сила на червячното колело F_{r_2}:

(4.293) $$F_{r_1} = F_{r_2} \approx F_{t_2} tg \propto,$$

където $\propto$ е ъгълът на зацепването; $\propto = \propto_s = 20^o$ (фиг.4.178 а, в).

Периферната сила на червячното колело F_{t_2} е числено равна на осовата сила на червяка F_{a_1}

(4.294) $$F_{t_2} = F_{a_1}.$$

Направлението на осовите сили на червяка и на червячното колело зависи от направлението на въртене на червяка и от направлението на навивките му. Направлението на силата F_{t_2} винаги съвпада с направлението на въртене на червячното колело, а силата F_{t_1} е с направление, противоположно на въртенето на червяка (фиг.4.178 б).

Размерите ℓ_1 и ℓ_2 (фиг.4.178 б) зависят от деформацията на червяка $f_{max} \leq (0{,}005 \div 0{,}01)\ m$. Провисването е минимално, когато между лагерното разстояние е възможно най-малко. Приема се $\ell_1 \approx d_{a_2}$, $\ell_2 \approx 1{,}6 d_{B_2} + (50 \div 60) mm$, където d_{B_2} е диаметърът на вала на червячното колело. С така уточнените размери, като се има предвид силите в зацепването, се определят реакциите в кинематичните двоици, т.е. лагерните реакции R_A, R_B, R_C и R_D.

20.7.4. Якостно пресмятане

Повредите на зъбите на червячното зъбно колело са същите, както при останалите зъбни предавки, но по типична повреда е износването. За сега не е приета международна методика за пресмятане на червячните предавки на износване.

Зъбите на червячните колела, както на всички други зъбни колела, се изчисляват на контактна якост и на огъване. Основно е изчислението на контактна якост, а изчисляването на огъване – проверочно. Поради голямото относително плъзгане между навивките на червяка и зъбите на колелото се налага и проверка на загряване.

Изчисляване на контактна якост. Максималното контактно напрежение σ_H в зоната на зацепване, както при зъбните предавки, се изчислява чрез формулата на Херц (у-ние 1.3), което получава вида

(4.295) $$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q}{\varsigma_{np}}},$$

където μ е числото на Поасон.

Окончателният вид на уравнението (4.295) се получава след заместване на E_{np}, μ, q, ς_{np} и $\propto = 20°$

(4.296) $$\sigma_H = 0{,}34 \sqrt{\frac{F_{t_2}}{d_1 d_2} K} \leq [\sigma_H],\ \text{MPa},$$

където K е коефициент на натоварване; $K = K_{H\beta}$, $K_{H\vartheta}$; $K_{H\beta}$ е коефициентът, отчитащ неравномерността на натоварването (фиг.4.157);

$K_{H\vartheta}$ е коефициентът, отчитащ допълнителното динамично натоварване - $K_{H\vartheta} = 1{,}2 \div 1{,}4$.

При задоволителна точност на изработване и постоянно натоварване се приема: $K = 1$ при $\vartheta_2 \leq 3$ m/s; $K = 1{,}1 \div 1{,}3$ при $\vartheta_2 > 3$ m/s, където ϑ_2 е периферната скорост на червячното зъбно колело.

След замяна в уравнение (4.296) на значенията $d_1=mq$; $d_2=mz_2$, $m=\dfrac{2a_w}{z_2+q}$ и се приеме, че $q\approx\dfrac{Z_2}{4}$ и K=1, се получава формула за проектно изчисляване на червячна предавка

(4.297) $$\alpha_w \geq 0{,}06\sqrt[3]{\frac{\mathrm{M}_2}{[\sigma_\mathrm{H}]^2}},\quad \mathrm{m}.$$

Ако червячната предавка трябва да бъде стандартна, следва полученият резултат за a_w да се съгласува със стандартното значение, на което съответстват m, q, z_1 и z_2.

За нестандартни червячни предавки получената стойност за a_w се закръглява до най-близката стойност от реда нормални линейни размери по БДС 3146-70.

Изчисляване на огъване.Изчисляването на зъбите на червячното зъбно колело на огъване е аналогично на това при цилиндричните зъбни колела с наклонени зъби, но поради дъгообразната форма на зъба, якостта им на огъване е по-голяма с 40%. Следователно, съгласно уравнение (4.264)

(4.298) $$\sigma_{OF_2}=Y_{F_2}Y_\beta Y_\varepsilon\frac{F_t}{b_w}\mathrm{K_I K_\nu K_{H\alpha} K_{H\beta}}\leq\left[\sigma_{OF_2}\right]=\frac{\sigma_{OF_2}\,\mathrm{lim}}{[n]}.$$

За червяка

(4.299) $$\sigma_{OF_1}=\sigma_{OF_2}\frac{Y_{F_1}}{Y_{F_2}}\leq\left[\sigma_{OF_1}\right]=\frac{\sigma_{OF_1}\,\mathrm{lim}}{[n]}.$$

Изчисляване на загряване. При непрекъсната работа на червячната предавка, определяща става мощността, която може да се предаде, без да се получи прегряване. Означава се като топлинна товароносимост $\mathrm{N_{Tlim}}$, W, и се определя от зависимостта

(4.300) $$\mathrm{N}_{\mathrm{T}\ell im}=\frac{k.S\Delta\mathrm{T}}{\psi},$$

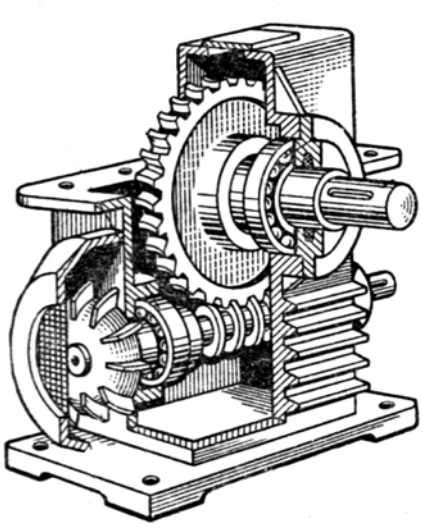
където k е коефициент на топлопредаване на материала на тялото на предавката, $\mathrm{W/m^2}$ ºC, който се приема от 8,7 до 17,5 - без обдухване, и от 20 до 30 – при обдухване на тялото;

S – площта на охлажданата повърхнина, $\mathrm{m^2}$;

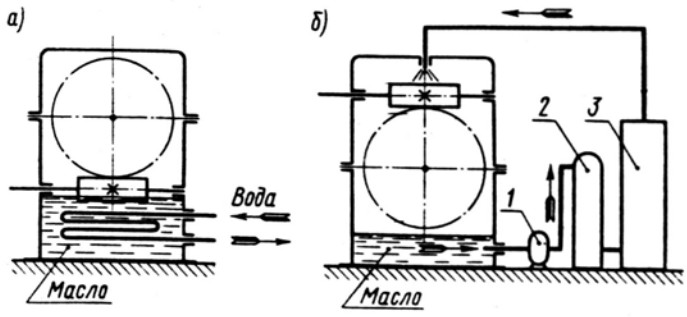
ΔT – температурната разлика между температурата на маслото в картера T (не повече от 60-70 °C и само в редки случаи – 80-90 ºC) и температурата на околната среда $\mathrm{T_0}$, приемана най-често 20 ºC, $\Delta T=T-T_{0;}$

ψ - общият коефициент на загубите на мощност, ψ=1-η; η е общият коефициент на полезно действие на предавката.

Тъй като червячните редуктори работят най-често с прекъсване, те могат да се натоварят повече, отколкото се предвижда от уравнение (4.300).



фиг.4.179. Охлаждане на червячен редуктор

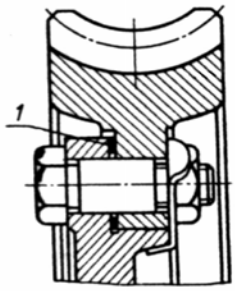


фиг.4.180. Схема на изкуствено охлаждане на червячна предавка

Когато температурата на маслото става по-висока от допустимата, се извършва изкуствено охлаждане на червячната предавка (фиг.4.179) чрез вентилация на тялото, поставяне на серпантини с охлаждаща течност в маслената вана (фиг.4.180 а), чрез охлаждане на маслото (фиг.4.180 б) и др. При червячните предавки се използува масло с по-голям вискозитет. Мазането обикновено е картерно. Много натоварените предавки се мажат със специално противозадиращо масло с прибавки от колоиден графит или молибденов бисулфид.

Високите скорости на плъзгане и неблагоприятните условия на мазане изискват материалите на червяка и червячното колело да имат антифрикционни свойства и повишено съпротивление на износване.

Червяците се изработват от въглеродна термообработена стомана (45, 50, 40Х, 40ХН, 12ХНЗА, 38ХМЮА), а червячните колела – от бронз, месинг или чугун. Червячните колела обикновено се изработват комбинирани – венецът от бронз или месинг, а останалата част от чугун марка СЧ 15, СЧ 20, СЧ 25 (фиг.4.181).



фиг.4.181. Конструктивно решение на комбинирано червячно колело с възможност за настройка чрез пластини

Коефициент на полезно действие на червячната предавка. Мазането в червячната предавка е много важен фактор, защото в зацепването се поражда плъзгане. При лошо мазане рязко нарастват загубите от триене и възможност за повреди на зъбите.

Червячната предавка фактически е винтово-зъбна, и поради това в нея възникват загуби, характерни както за зъбна предавка, така и за винтово-гаечна предавка. В общия случай коефициентът на полезно действие на червячната предавка η е

(4.301) $$\eta=\eta_{лаг}\eta_{з.зац}\eta_{в.дв}\eta_{м},$$

където $\eta_{лаг}$ е к.п.д., отчитащ загубите в лагерите;

$\eta_{з.зац}$ к.п.д.на зъбното зацепване;

$\eta_{в.дв}$ – к.п.д. на винтовата двойка;

$\eta_{м}$ – загуби от размесването на маслото.

Практически коефициента на полезно действие η на червенячната предавка се определя чрез уравнението за винтова двойка

(4.302) $$\eta = \frac{tg\psi}{tg\left(\psi + \varsigma'\right)}.$$

При необходимост от самоспиране (червячни предавки за преси, ръчни лебедки и др.) ъгълът на изкачване ψ на навивките на червяка се избира по-малък от приведения ъгъл на триене ς'. Това води до значително намаляване на к.п.д., който винаги е по-малък от 0,5. Следователно, ако няма специаллни изисквания, самоспиращи червячни предавки не трябва да се използуват. От уравнение (4.302) следва, че с увеличаване на ъгъла на изкачване на навивките ψ расте и к.п.д. на предавката. Отчитайки, че $tg\psi = \frac{Z_1}{q}$ се стига до извода, че с нарастване на Z_1 и намаляване на q в допустими граници, се осигурява нарастване на к.п.д. на червячната предавка. Освен това върху коефициента на полезно действие влияе и вида на маслото и грапавостта на контактните повърхнини, които не бива да бъдат по-груби от 0,63 μm.

В съвременните конструкции на червячни предавки общият к.п.д. се намира приблизително в следните граници: при Z_1=1-η=0,7÷0,85; при Z_1=2-η=0,78÷0,9 и при Z_1=3 и Z_1=4-η=0,82÷0,92. Тези стойности са получени при висококачествена обработка на червяка.

20.8. РЕДУКТОРИ СЪС ЗЪБНИ ЗАЦЕПВАНИЯ

20.8.1. Общи сведения. Видове.

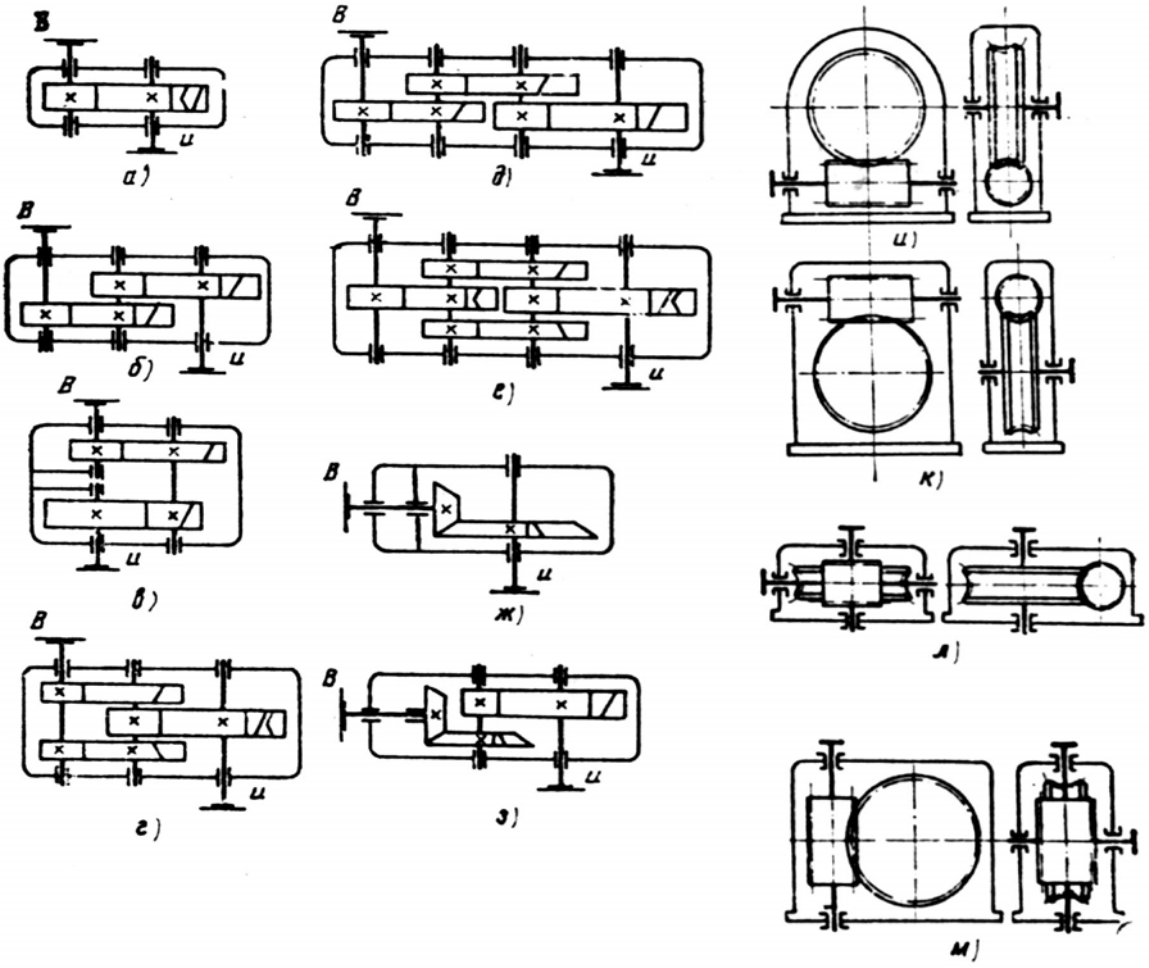
За възпроизвеждане на големи предавателни отношения се използуват последователно зацепени една или повече задружно работещи двойки зъбни предавки, които се наричат редуктори.

Създаването и използуването на тези механизми става по икономически съображения, тъй като на силовите машини са икономични високите скорости на движение, а на работните машини – ниските.

Поради голямото им приложение напоследък редукторите се произвеждат стандартни. Стандартът обхваща всички елементи, важни за зацепването: междуосово разстояние, модул на зацепването, ъгъл на наклона на зъбите и предавателно отношение.

В зависимост от главните конструктивни особености редукторите се класифицират:

1. *Според вида на зъбните предавки* – цилиндрични (обикновени – фиг.4.182 а÷е) и планетни (фиг.4.183), конусни (фиг.4.182 ж), червячни (фиг.4.182 и÷м) и комбинирани (фиг.4.182 з).



фиг.4.182. Кинематични схеми на редуктор
В – входящ вал; и – изходящ вал

2. *Според броя на зъбните предавки* – едностъпални (фиг.4.182 а, ж), двустъпални (фиг.4.182 б, в, г, з), три стъпални (фиг.4.182 д, е) и четири стъпални.

Ориентировъчно се спазва следната зависимост:

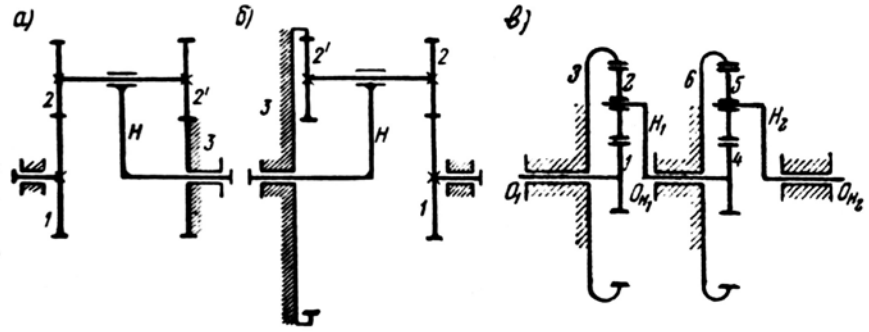
- за i=1÷8 – едностъпални;
- за i=8÷50 – двустъпални;
- за i=50÷500 – три стъпални.

3. *Според положението на валовете* – с успоредни (фиг.4.182 а÷е), със съосни (фиг.4.182 в), с пресичащи се (фиг.4.182 ж, з) и с кръстосани валове (фиг.4.182 и÷м) с хоризонтални и вертикални валове, с хоризонтален входящ и вертикален изходящ или с вертикален входящ и хоризонтален изходящ вал (вертикалните валове излизат нагоре или надолу); с противоположно разположение на входящия и изходящия вал; с един входящ и два изходящи вала и др.

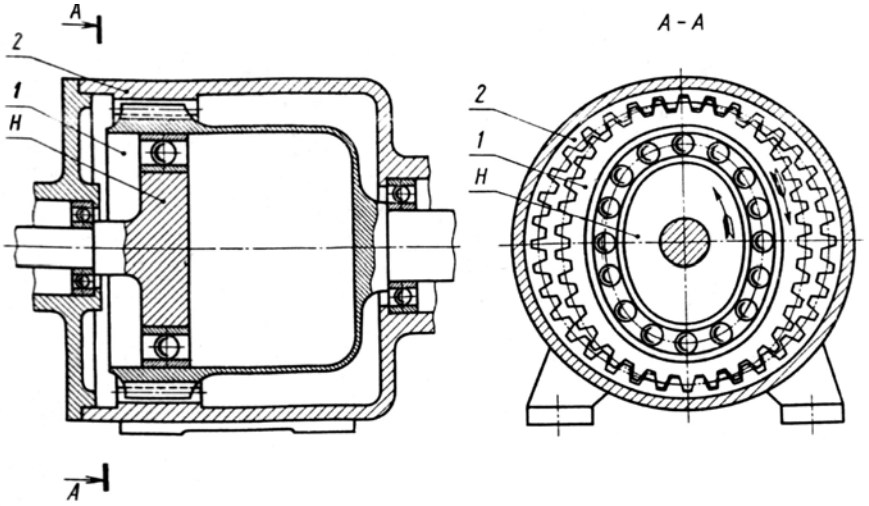
Червячните редуктори са с горен (фиг.4.182 к), с долен (фиг.4.182 и) и със страничен червяк (фиг.4.182 л), с хоризонтални валове (фиг.4.182 и, к) или с вертикален входящ или изходящ вал (фиг.4.182 л, м).

Освен тези видове редуктори все повече започват да се използуват планетните редуктори. Те имат малки размери и маса, но са с много големи редуциращи възможности.

Характерното за тях е това, че в кинематичната схема са включени зъбни колела с подвижна геометрична ос, наречени планетни (сателитни). Те извършват сложно движение, като най-често се въртят около собствената си геометрична ос и заедно с водилото им (крив лост, на който са лагерувани планетните колела) се въртят около централната геометрична ос на редуктора. Зацепването на планетните зъбни колела с централните (слънчеви) колела е външно или вътрешно.



фиг.4.183. Кинематични схеми на редуктори



фиг.4.184. Вълнова предавка с подвижно еластично звено

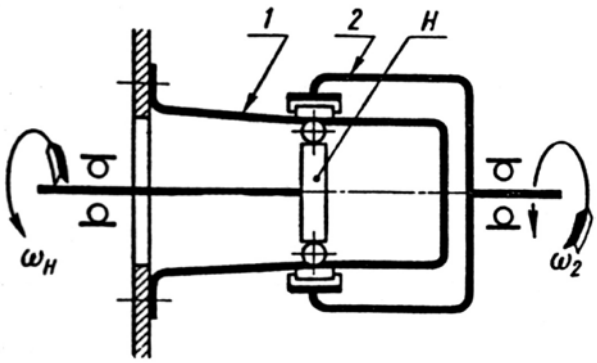
Планетните редуктори се изработват с едно, две и повече стъпала, а също с едно, две и повече планетни колела, с един, два и повече редове планетни колела и др. (фиг. 4.183).

На фиг.4.184 е показан вид планетен механизъм с едно гъвкаво звено – зъбно колело. Водилото Н се състои от овална гърбица и запресован върху нея еластичен търкалящ лагер (сачмен или ролков). Еластичното зъбно колело 1 е оформено във вид на чаша с тънка, лесно деформираща се стена, неподвижно закрепено за изходящия вал. Изработва се от стомана марки: 30ХГСА, +№ХМА, 40ХН2МА и др.

Зацепването на зъбите се осъществява след деформиране на еластичното зъбно колело от водилото. Деформираният зъбен венец 1 на еластичното зъбно колело става овален и с голямата си ос контактува с неподвижното зъбно колело 2 така, като че ли има две сателитни колела, зацепени с пълната височина на зъбите си. По малката ос на овала зъбите на двете колела не се допират, а между двата участъка зацепването е частично. По такъв начин се осигурява зацепване на голям брой зъби едновременно.

Преобразуването на движението си осъществява за сметка на деформацията на зъбния венец на еластичното колело. При въртенето на водилото деформационната вълна бяга по окръжността на еластичния зъбен венец, при което венеца се търкаля в обратно направление по неподвижното недеформируемо зъбно колело, въртейки чашата и вала. Поради това предавката се нарича вълнова, а водилото – вълнов генератор [50].

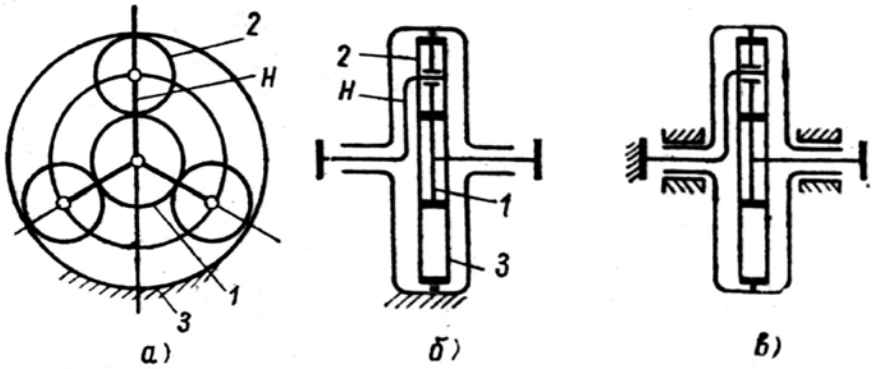
При въртенето на вълновият генератор овалната форма образува две вълни и затова механизма е двувълнов, а е възможно да бъде и три вълнов.



фиг.4.185. Схема на вълнова предавка с неподвижно еластично звено за движение в херметизирано пространство

На фиг.4.185 е показана схема на вълнов редуктор, предаващ движение в херметизирано пространство. При това конструктивно решение еластичното зъбно колело е неподвижно.

Предавателното отношение на планетните редуктори е в пряка зависимост от вида на редуктора и броя на зъбите на колелата. Определянето му става чрез метода за спиране движението на водилото (метод на Уилис). За целта на целия механизъм се задава мислено допълнително завъртане с ъглова скорост равна на тази на водилото, но с обратен знак, т.е. $-\omega_H$. Това довежда до спиране на движението на водилото и до задвижване на неподвижното централно колело. "Новият" механизъм се превръща в обикновен двустъпален зъбен механизъм, защото всички геометрични оси на зъбните колела са неподвижни, а сателитите се превръщат в паразитни колела.



фиг.4.186 Схема за определяне на предавателното отношение на планетен редуктор

Предавателно отношение на планетния механизъм, показан на фиг.4.186. На "новият" или приведеният механизъм предавателното отношение ще бъде (фиг.4.186 в)

$$(4.303) \qquad i_{13}^{H} = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = i_{12}^{H} i_{23}^{H} = -\frac{Z_3}{Z_1},$$

където $\omega_1 - \omega_H$ и $\omega_3 - \omega_H$ са съответно ъгловите скорости на колелата *1* и *3* спрямо водилото *H*;

Z_1 и Z_3 - броят на зъбите на централните зъбни колела.

Тук има голямо значение знакът на предавателното отношение. Прието е предавателното отношение да се счита за положително, ако в приведеният механизъм входящият и изходящият вал се въртят в една посока, и отрицателно, ако е в различна.

От уравнение (4.303), като се има предвид, че ω_3=0 (фиг.4.186.б) и движението се предава от зъбното колело 1 на водилото Н, предавателното отношение на реалния планетен механизъм ще бъде

$$\iota_{1H} = 1 - \iota_{13}^{H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}. \tag{4.304}$$

Когато движението се предава от водилото *H* към зъбното колело *1*, предавателното отношение i_{H1} ще бъде

$$\iota_{H1} = \frac{1}{1H} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3}. \tag{4.305}$$

Подобно е обяснението на работата на двустъпален планетен редуктор. Предавателното му отношение се изчислява по формулата

$$\iota_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}, \tag{4.306}$$

където Z_1, Z_2, Z_3 и Z_4 е броят на зъбите на съответните зъбни колела.

Предавателното отношение на вълновите редуктори се определя както на планетните редуктори. Ако редукторът е двувълнов, това означава, че за половин завъртане на вълновия генератор, зъбите на еластичното звено – зъбното колело 1 (фиг.4.184 и фиг.4.185) се преместват на една стъпка по делителната окръжност на неподвижното зъбно колело 2, а за цяло завъртане – на две стъпки. Това е възможно при условие, че разликата между броя на зъбите на колелата Z_2-Z_1=2 или е равен на броя на вълните на генератора.

Посоката на въртене на задвижвания вал при неподвижен зъбен венец (фиг.4.184) е обратна на посоката на въртене на генератора. Следователно предавателното отношение зависи от разликата в броя на зъбите на задружно работещите зъбни колела и се определя чрез метода на Уилис.

При неподвижно зъбно колело *2* (фиг.4.184)

$$\iota_{H1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{1}{\iota_{1H}} = \frac{1}{Z_2 - Z_1} = -\frac{Z_1}{2}, \tag{4.307}$$

където ω_H и ω_1 са ъгловите скорости на вълновия генератор и на еластичното зъбно колело.

Знакът "-" означава, че генераторът и еластичното зъбно колело се въртят в противоположни посоки.

При неподвижно еластично зъбно колело *1* (фиг.4.185)

$$\iota_{H2} = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{1}{\iota_{2H}} = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1} = \frac{Z_2}{2}, \tag{4.308}$$

където ω_2 е ъгловата скорост на подвижното зъбно колело *2*.

От уравнения (4.307) и (4.308) следва, че при малка разлика в броя на зъбите може да се постигне голямо предавателно отношение в едно стъпало (до 1000). Тази разлика може да се движи в широки граници при планетните предавки и да достигне даже единица. При вълновите предавки обаче не бива да бъде по-малка от 2, като най-често срещаната разлика е от 2 до 4 (т.е. това е двувълнова до четири вълнова предавка). Препоръчва се при стоманени еластични колела i=80÷315, а при пластмасови еластични колела - i=20÷315.

20.8.2. Избор на предавателно отношение и брой на зъбите

Предавателното отношение на редукторите зависи от задачата, която ще изпълняват. Това е определящо и при изборът на броя на зъбите на зъбните колела. Факторите, които оказват влияние при окончателният им избор са: предназначението на редуктора, пространството, в което ще се разположи, масата му, цената на материалите, от които ще се изработи и в зависимост от това дали предаваният въртящ момент може да бъде зададен точно, или е малко или много произволен.

Когато натоварването е спокойно, необходимо е материалът и на двете зъбни колела, влизащи в зацепване да осигури еднаква якост на огъване.

Когато пренасяният въртящ момент е периодично променлив, или когато се проявяват периодични удари при работата на задвижваната машина, едни и същи зъби на малкото зъбно колело поемат ударите, ако предавателното отношение е цяло число, например 2, 3, 4 и т.н.

Ако предавателното отношение е предписано като цяло число, необходимо е да се направи специален избор на материала на малкото зъбно колело. Такива предавателни отношения (изразени с цели числа или числа, делими на броя на зъбите на зъбните колела) трябва специално да се избягват, когато се работи с големи периферни скорости.

Ако предавателното отношение не е точно предписано, необходимо е броят на зъбите на колелата да се избере така, че да не се дели точно. Например $\iota = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{60}{41}$, или $\iota = \frac{21}{20}$, или $\iota = \frac{45}{23}$, вместо $\iota = \frac{60}{40}$, $\iota = \frac{20}{20}$, $\iota = \frac{46}{23}$. При такъв избор на предавателното отношение всички зъби на малкото зъбно колело ще влизат в зацепване периодично при най-неблагоприятните условия на работа.

За цилиндрични зъбни предавки с прави зъби се препоръчват следните предавателни отношения:

i_{max}=10÷18 – за механизми с ръчно задвижване и периодичен режим на работа;

i_{max}=7÷8 – за механизми при $\vartheta_{max} \le 2$ m/s;

i_{max}=5÷6 – за механизми при ϑ=2÷12 m/s;

$i_{max} \le 5$ – за механизми при $\vartheta > 12$ m/s.

Когато е необходимо предавателното отношение да бъде по-голямо от 8 се преминава към двустъпален механизъм, тъй като диаметърът на колелата стават много различни. Предавателното отношение на двустъпалните предавки достига до 50. Над тази стойност се прилагат три стъпални механизми с предавателно отношение до 300 (500).

Областите на периферните скорости могат да се разграничават приблизително така:

много малка скорост	-$\vartheta \le 0{,}8$ m/s;
малка скорост	-ϑ=0,8÷4 m/s;
умерена скорост	-ϑ=0,4÷12 m/s;
голяма скорост	-ϑ=12÷60 m/s;
много голяма скорост	-ϑ>60 m/s.

Броят на зъбите на малкото зъбно колело не се избира, съгласно уравнения (4.190) и (4.191) между 14 и 17. Броят на зъбите трябва да бъде по-голям, когато периферната

скорост е голяма (12÷60 m/s). Когато се работи по редуктор с ограничено между осово разстояние, може да се избере и по-малък брой зъби – до Z_{min}=10, но съпроводено с подходяща корекция. В случаите, когато скоростите са големи, броят на зъбите на малкото зъбно колело Z_1>30.

20.8.3. Конструктивни особености на елементите на редуктора

Зъбни колела на редуктора. Малкото зъбно колело от предавката се изработва най-често заедно с вала. Понякога (когато тялото е неделимо) малкото зъбно колело не може да се монтира заедно с вала през лагерните отвори и тогава се налага да се изработи отделно.

Големите зъбни колела се правят винаги отделно от вала. Когато диаметърът им е по-малък от 600 *mm* , те се изработват от стомана, като се изковават или щамповат. При диаметри над 600 *mm* те се отливат от чугун или стомана или пък се бандажират. Стоманеният зъбен венец се закрепва в горещо състояние върху лята чугунена или стоманена главина.

Зъбните колела се съединяват с валовете на редуктора чрез шпонки. Шлицови съединения се използуват по-рядко.

Тяло на редуктора. Отлива се най-често от доброкачествен сив чугун СЧ 15 и СЧ 20 или ВЧ 42-12, лята стомана или от алуминиеви сплави. При единично или дребно серийно производство се прави заварена конструкция от листова стомана.

Тялото на редуктора трябва да има достатъчна якост и стабилност, за да може да поема възникващите натоварвания при минимални деформации и да осигури нормална работа на лагерите, валовете и зъбните колела. Тези съображения трябва да се имат предвид при чугунени отливки, тъй като чугунът има по-малък модул на линейна деформация от стоманата.

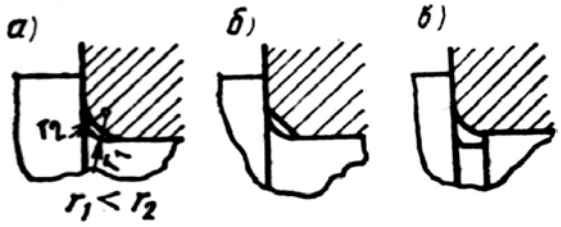
Болтовете, които свързват тялото и капака, трябва да бъдат осигурени против саморазвиване.

За да се осигури точно фиксиране на положението на капака спрямо тялото на редуктора, при съвместното разстъргване на отворите на лагерите и при монтажа се предвиждат два конусни щифта, които се разполагат в противоположните краища на делителната равнина.

Валове на редуктора. Изработват се от високовъглеродни стомани 40, 45, 40Х, 40ХН и др. Обикновено най-напред се определя формата на вала, а след това се проверява якостта на застрашените сечения.

Конструктивното оформяване на вала започва с определянето на диаметъра на най-тънката шийка. Пресмята се въз основа на усукващия и огъващия момент в нея. След това в зависимост от необходимите стъпала за удобно монтиране и странично ограничаване на закрепените върху вала лагери и зъбни колела се определя окончателната форма.

Преходите от едно стъпало на друго се правят с подходящо закръгление, за да се избегне концентрация на напрежение (фиг.4.187).



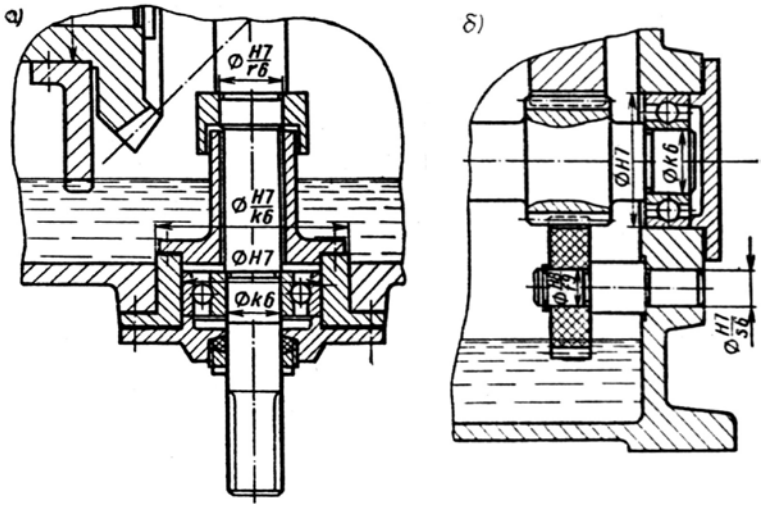
фиг.4.187. Оформяне на преходите в стъпалата на валове от редуктор

Лагери на редуктора. Валовете могат да се лагеруват на търкалящи или плъзгащи лагери. Търкалящите лагери се използуват предимно в редуктори от лек или среден тип.

Те имат по-висок к.п.д., малки размери по дължина и не се нагряват много при работа. Мазането им е по-лесно от това на плъзгащите лагери.

Плъзгащите лагери се използуват в тежки редуктори, чиито валове са с големи диаметри, тъй като радиалните им размери са по-малки от тези на търкалящите лагери.

Мазане на редукторите. Начинът на мазане на зъбните колела и лагерите на редукторите зависи от големината на периферните им скорости.



фиг.4.188. Начини на мазане на зъбни редуктори
а – картерно; б – чрез паразитно колело

При скорост до 12 m/s се прилага картерно мазане (фиг.4.188 а). При скорост над 12 m/s се използува паразитно колело (фиг.4.188 б).

При периферните скорости, по-големи от 15 m/s, зъбните колела се мажат централно, чрез циркулационна система. Чрез помпа специални дюзи впръскват масло в мястото на зацепването.

Червячните предавки с периферни скорости на червяка до 10 m/s се мажат чрез маслена вана. При скорост на червяка до 4 m/s се прилага долно разположение на червяка (фиг.4.182 и), така че да се потапя в маслото. При скорости над 4 m/s червякът се разполага горно или странично, тъй като в маслената вана се потапя червячното колело (фиг.4.182 к, л, м). За периферни скорости, по-големи от 10 m/s, се прилага принудително циркулационно мазане.

Търкалящите лагери се мажат по три начина: чрез пръскане (маслена мъгла), с грес и принудително циркулационно мазане. При малки периферни скорости на колелата (под 4 m/s) пръскането е недостатъчно. Това налага да се маже с грес, като пространството около лагерите се преграждa с шайби, закрепени върху вала. Когато периферните скорости и натоварвания са големи (до 60 m/s), се използува циркулационна система за принудително мазане на редуктора.

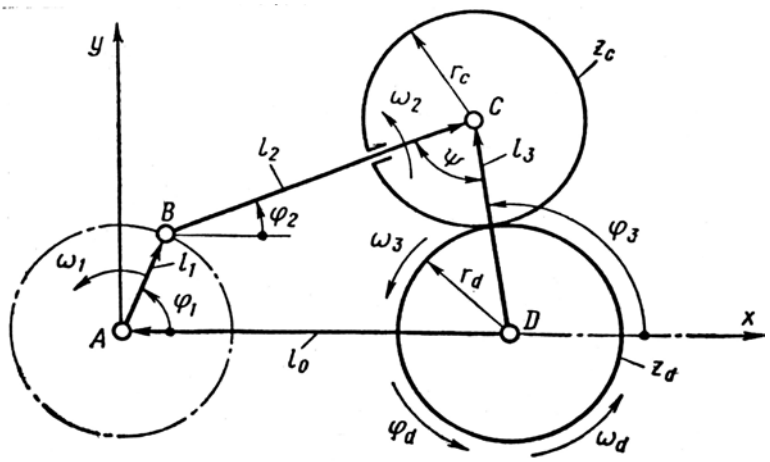
20.9. КОМБИНИРАНИ МЕХАНИЗМИ.

Необходимостта от комбинирани механизми се налага в случаите, когато трябва да се осъществи сложен закон на движение на определено звено, който не може да се реализира от чисти механизми (лостови, зъбни, гърбични и др.)

20.9.1. Комбинирани предавателни механизми

Предавателните механизми, известни като основни, възпроизвеждат зададена функционална зависимост между премествания или скорости на задвижващи звена, т.е. чрез тях се реализира зададен закон на движение. В случаите, когато се възпроизвежда сложен закон на движение се използуват различни съчетания на механизми, но от цялото многообразие от механизми практически се използува ограничен брой. Поради това тук се

показват по-често срещани комбинации на зъбни с лостови и зъбни с гърбични кинематични вериги.



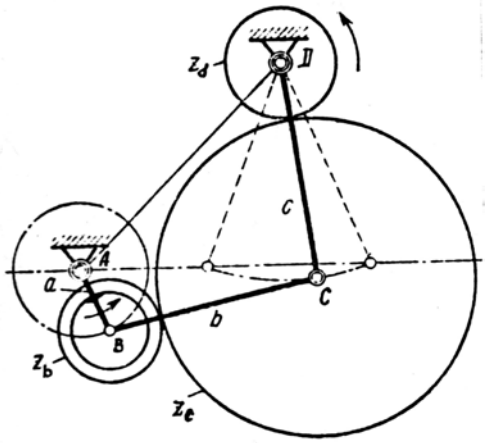
фиг.4.189. Кинематична схема на комбиниран зъбно-лостов механизъм с две зъбни колела

На фиг.4.189 е показана кинематична схема на комбиниран зъбно-лостов механизъм. Шарнирният четиризвенник A, B, C, D е комбиниран с две зъбни колела Z_C и Z_d така, че те и кобилицата *CD* (изпълняваща функцията на водилото) образуват диференциален механизъм със следното предавателно отношение

(4.309) $$\iota_{cd} = \frac{\omega_c - \omega_3}{\omega_d - \omega_3} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_d - \omega_3} = -\frac{r_d}{r_c},$$

откъдето

(4.310) $$\omega_d = \frac{\ell_3}{r_d}\omega_3 - \frac{r_c}{r_d}\omega_2.$$



фиг.4.190. Кинематична схема на комбиниран зъбно-лостов механизъм с три зъбни колела

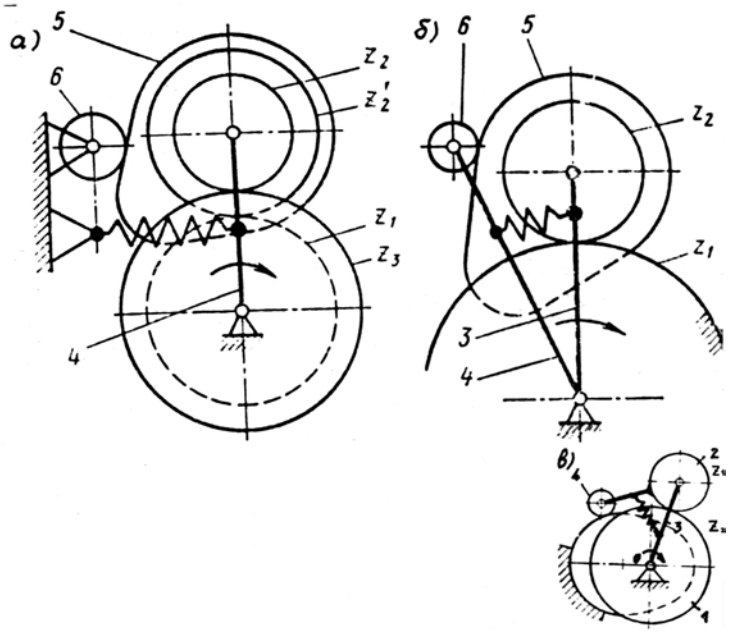
На фиг.4.190 шарнирният четиризвенник е комбиниран с три зъбни колела Z_b, Z_c, Z_d .Колелото Z_b, е неподвижно свързано с коляното *a* и поради това предавателното отношение i_{bc} е

(4.311) $$\iota_{bc} = \frac{\omega_b - \omega_2}{\omega_c - \omega_2} = -\frac{r_c}{r_d} \quad \text{и} \quad \iota_{cd} = \frac{\omega_c - \omega_3}{\omega_d - \omega_3} = -\frac{r_d}{r_c},$$

а за ъгловата скорост на колелото Z_c се получава

(4.312) $$\omega_c = \frac{\omega_b}{\iota_{bc}} - \omega_2\left(\frac{1-\iota_{bc}}{\iota_{bc}}\right).$$

Интерес представлява и комбинацията зъбно-гърбичен механизъм. Чрез нея могат да се реализират най-разнообразни и сложни движение на определено звено, но приложението им е сравнително ограничено поради наличието на контурна двоица. Обикновено се използуват за осъществяване на прекъсване на движение по зададена сложна функция, която да осигурява и двупосочно движение.



фиг.4.191. Кинематични схеми на комбинирани зъбно-гърбични механизми
а – с диференциален механизъм; б – с планетен механизъм;
в – с планетен механизъм и неподвижна гърбица

На фиг.4.191 зъбно-гърбичният механизъм се състои от диференциалният зъбен механизъм $Z_1, Z_{2'}, Z_2, Z_3$ и водилото 4 от една страна и гърбичната двойка 5,6 от друга. Гърбицата 5 е неподвижно закрепена към вала на планетния блок 2, 2' и се върти заедно с него, като контактува с ролката 6, лагерувана в стойката. Механизмът се задвижва чрез централното зъбно колело Z_1, т.е. законът на движението му $\varphi_1 = \omega_1 t$ е известен, а изпълнителното звено е централното зъбно колело Z_3, което трябва да осъществи временен престой въз основа на зададената функция $\varphi_3 = f(\varphi_1)$.

На фиг.4.191 б, комбинацията е от планетен и гърбичен механизъм. Задвижвано звено е кобилицата *4*, а задвижващо – водилото *3*. Законът на движение на звеното *4* зависи от профила на гърбицата, закрепена неподвижно към оста на планетното зъбно колело Z_2.

На фиг.4.191 в, зъбно-гърбичният механизъм е с неподвижна гърбица. Задвижващото звено е водилото *3*, а изпълнителното звено – централното зъбно колело Z_1. По профила на гърбицата *5* се търкаля ролката *4* на кобилицата.

Лагеруването на кобилицата е на оста на планетното колело Z_2. Допълнителното движение, което това колело получава е в границите на фазовите ъгли на гърбицата с променлива кривина. При търкалянето на ролката *4* по участъци от профила, описани като дъги от окръжност с център O_1, предавката се блокира и задвижваното звено Z_1 се върти с ъглова скорост, равна на ъгловата скорост на водилото *3*, т.е. $\omega_1=\omega_3$.

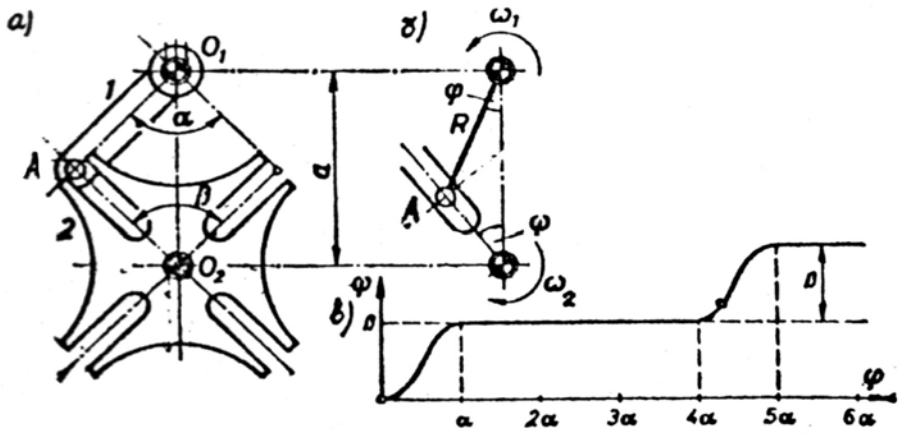
20.9.2. Механизми с прекъсвано действие

Комбинираните механизми, с които се осъществява прекъсвано движение на изпълнителното звено са сравнително сложни. В случаите, когато законът на движение не е от съществено значение могат да се използват конструктивно по-прости механизми: с променлива кинематична структура и с едностранно действуваща връзка.

Към механизмите с променлива кинематична структура се отнасят: малтийските механизми, механизмите с частични зъбни сектори и др.

Към механизмите с едностранно действуваща връзка се отнасят храповите и анкърните механизми. Те, както и механизмите с частични зъбни колела не могат да се използуват за предаване на високи скорости, особено в случаите, когато прекъсването на движението предизвиква удари в началото и в края на фазата движение.

Малтийски механизми. Сред механизмите с прекъсвано движение на изпълнителното звено голямо приложение имат малтийските механизми. За разлика от останалите, движението на това звено не е възвратно а въртеливо еднопосочно.



фиг.4.192. Малтийски механизми с праволинейни канали и с външно зацепване
а – общ вид; б – еквивалентния коляно-кулисен механизъм; в – закон на движение на малтийски кръст

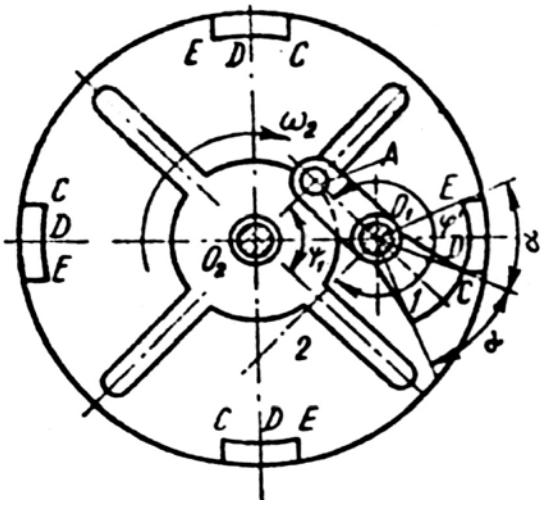
Състоят се от три звена (фиг.4.192): коляно 1, звено 2 наречено “малтийски кръст” поради прилика с кръстообразния знак на рицарски малтийски орден, с нарязани в него канали и подходяща стойка 3. В края на коляното е монтиран палец (най-често с ролка), който навлиза в каналите на кръста и периодично го задвижва.

Малтийският механизъм през време на зацепване е кинематично еквивалентен на кулисен механизъм с люлееща се кулиса (фиг.4.192 б). При крайните положения, в зависимост от това, коя от частите на която се дели кулисата от оста на палеца се използува, се получават малтийски механизми с външно зацепване, какъвто е разглеждания механизъм и с вътрешно зацепване (фиг.4.193).

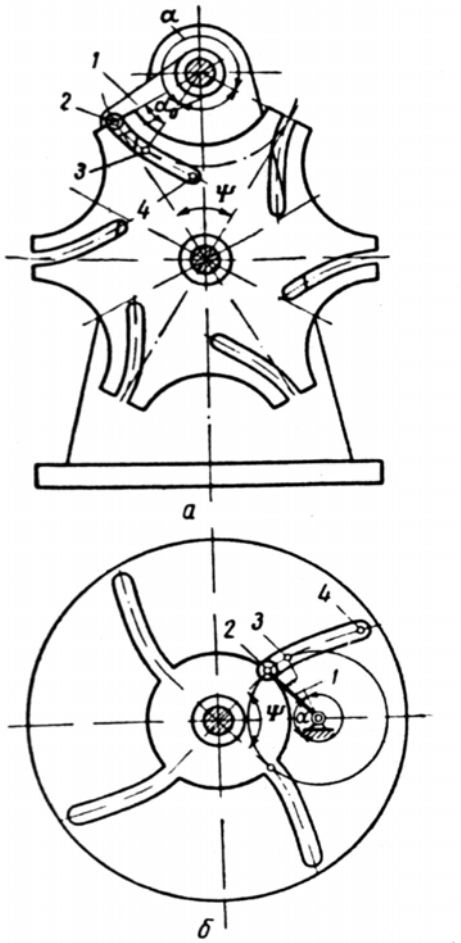
Тези механизми с вътрешно зацепване работят по-плавно, но имат малки ъглови престои на кръста.

На фиг.4.194 а, е показан малтийски механизъм с криволинейни канали, с външно зацепване, а на фиг.4.194 б – с вътрешно зацепване. Тези механизми дават възможност за произволен избор на отношение на времето на движение към времето на престой и за голям избор на закон на движение на задвижваното звено, намаляват инерционното

натоварване и за сметка на загубите на време през празния ход повишават производителността на управляваната машина.

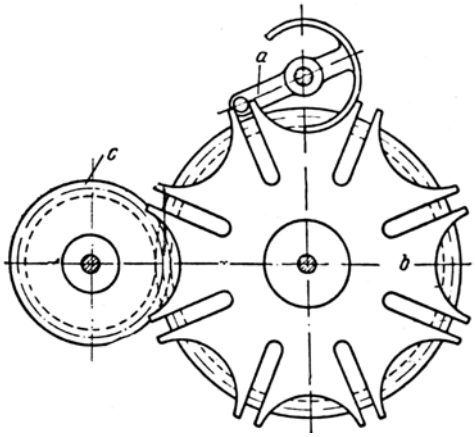


фиг.4.193. Малтийски механизъм с вътрешно зацепване



фиг.4.194. Малтийски механизъм с криволинейни канали
а – с външно зацепване; б – с вътрешно зацепване

Съществуват и многозвенни малтийски механизми, тъй като в конструкцията им са въведени допълнителни звена: между малтийския кръст и задвижваното звено или между задвижването на механизма и палеца.



фиг.4.195. Многозвенен малтийски механизъм с допълнително звено между малтийския кръст и задвижваното звено

Ако задвижваното от малтийския кръст звено с (фиг.4.195) трябва да има Z позиции, а малтийския кръст b-z броя канали (z≥3), различен от Z, то между тези звена се включва междинна цилиндрична зъбна предавка с предавателно отношение

$$\iota_{cb} = \frac{z}{Z}. \qquad (4.313)$$

Когато z > Z се получава комбиниран механизъм на който ъгловите ускорения на периодично задвижваното звено на машината ще бъдат по-малки по абсолютна стойност, отколкото ако z = Z. Понякога в междинната предавка се включват сменни зъбни колела, за да може с един малтийски механизъм да се осъществява въртене на задвижваното звено на различни ъгли.

Когато z < Z се получава комбиниран механизъм, на който ъгловите ускорения на периодично задвижвоното звено на машината ще бъдат по-големи по абсолютна стойност, отколкото ако z = Z.

В някои случаи вместо цилиндрична зъбна предавка може да се включи зъбен механизъм с променливо предавателно отношение, например с не кръгли зъбни колела. Центроидите на тези колела имат форма на елипси (фиг.4.196), въртящи се около фокусите им.

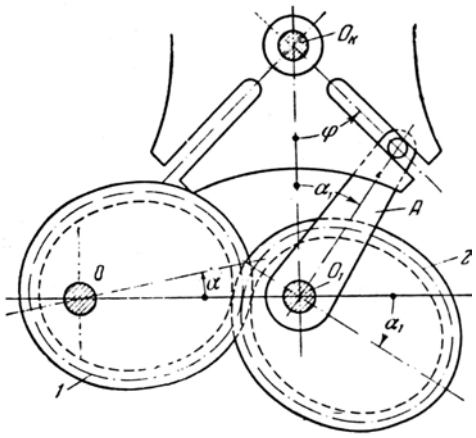
При такова конструктивно решение се оказва, че абсолютните стойности на ъгловото ускорение на кръста са значително по-малки от тези на тризвенните малтийски механизми, или когато в схемата е включена цилиндрична зъбна предавка.

В някои случаи е възможно вместо междинен зъбен механизъм, в кинематичната верига на малтийския механизъм да се включи гърбичен механизъм (фиг.4.197).

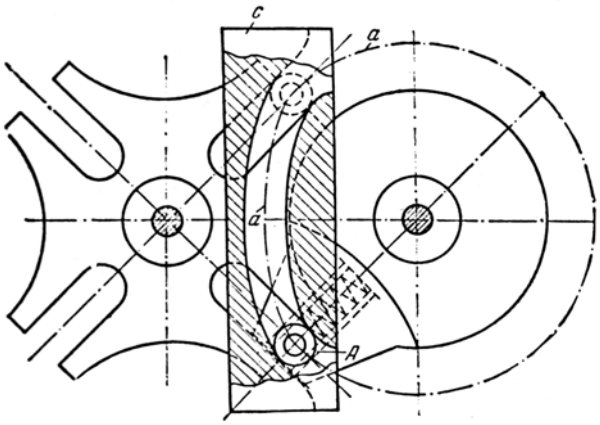
В този случай палецът А се движи така, че чрез гърбицата С описва криволинейна траектория *a*, от която зависи закона на движение на малтийския кръст.

Механизми с частични зъбни колела (зъбно-секторни механизми). За осъществяване на прекъсвано движение се използува специален вид зъбно зацепване, например, показано на фиг.4.198 зацепване на две зъбни колела, от които малкото е задвижващо, върти се непрекъснато и има само три зъба.

Останалата част е диск, диаметърът на който е равен на диаметъра на началната му окръжност от зъбното зацепване. Когато повърхнината на диска е в контакт с повърхнината, съответствуваща на изреза на задвижваното зъбно колело, то остава неподвижно. Следователно, голямото зъбно колело се завърта от трите зъба на малкото зъбно колело на една шеста от пълното си завъртане. Чрез изменение на съотношението на диаметрите на двете зъбни колела и начина на зацепването им могат да се получат предварително търсени резултати.

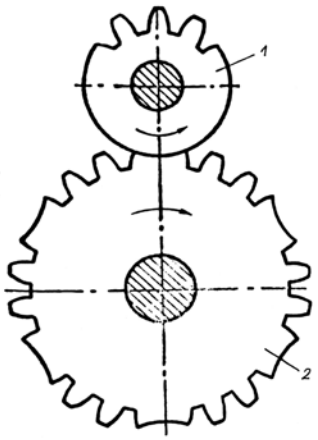


фиг.4.196. Многозвенен малтийски механизъм с допълнителна еластична зъбна предавка между задвижването на механизма и палеца



фиг.4.197. Многозвенен малтийски механизъм с междинно звено - гърбица

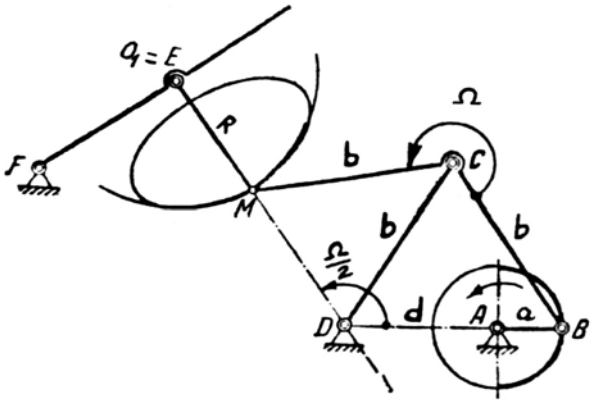
Лостови механизми с временен престой на изпълнителното звено. При непрекъснато движение на задвижващото звено е възможно една точка от звено на лостов механизъм със сложно движение, например точка *M* (фиг.4.199) на някой участък от траекторията й да описва приблизително дъга от окръжност или пък с безкрайно голям радиус, т.е. права линия (фиг.4.200).



фиг.4.198. Механизъм с частични зъбни колела

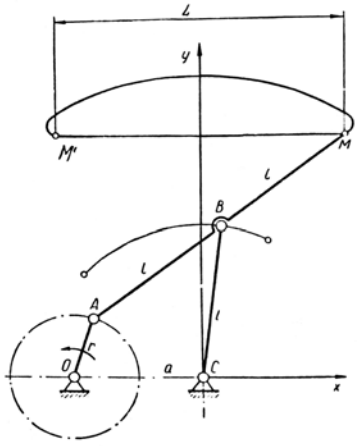
В първия случай (фиг.4.199) към точка *M* се добавя двузвенна асуарова група от *II* клас – в случая *MEF*, на която дължината на звеното *ME* е равна на радиуса *R* на кривина на дъгата. При съвпадане на шарнира *E* с центъра на окръжността O_1 той остава

неподвижен, докато външния шарнир M на групата се премества по дъга от окръжността с център O_1.

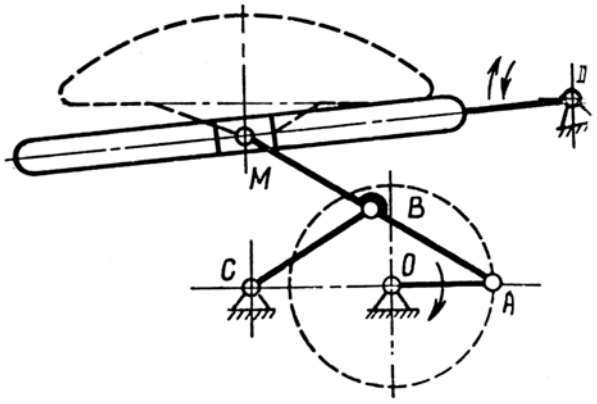


фиг.4.199. Схема на механизъм на Чебишев, за осъществяване на траектория – дъга от окръжност от точка на мотовилката

Във втория случай, когато траекторията на точка M е права линия в участъка MM' (фиг.4.200) вместо групата MEF се поставя асурова двузвенна група с вътрешна плъзгаща и две външни шарнирни двоици (фиг.4.201).



фиг.4.200. Схема на механизъм на Чебишев за осъществяване на траектория – права линия от точка на мотовилката



фиг.4.201. Схема на механизъм за осъществяване на колебателно движение с престой на изпълнителното звено

При движение на точка *M*, плъзгачът се движи по канала на кулисата и при съвпадение на средната линия на канала с праволинейния участък на траекторията, кулисата остава неподвижна до излизане на плъзгача от правата линия.

Траекторията на точка *M* в праволинейния участък трябва да има най-малко отклонение от правата. Задачата е решена от Чебишев, и условието може да бъде изпълнено, ако се спазват следните съотношения на звената:

(4.314) $$3\overline{OC} - \overline{OA} = 2\overline{AB},$$

където $\overline{AB} = \overline{BC} = \overline{BM}$.

Дължината на стойката $\overline{OC}$ може да се изменя в границите от $1{,}55\,\overline{OA}$ до $3\,\overline{OA}$. При $\overline{OC} = 3\,\overline{OA}$ и $\overline{BC} = 4\overline{OA}$ триъгълникът *ABC* в средно положение на механизма става равностранен. При $\overline{OC} = 2{,}22\overline{OA}$ се осигурява максимално отклонение от права линия с дължина 100 mm от 0,1 mm.

РАЗДЕЛ ПЕТИ

МАШИНЕН АГРЕГАТ

21. ИЗСЛЕДВАНЕ ДВИЖЕНИЕТО НА МАШИНЕН АГРЕГАТ

21.1. ИЗСЛЕДВАНЕ МАКРОДВИЖЕНИЕТО НА МАШИНЕН АГРЕГАТ

21.1.1. Предварителни сведения

Описаните в раздел четвърти най-употребявани механизми се характеризират преди всичко с постигането на целесъобразност в движението на звената. Машината, както беше уточнено, представлява механизъм или група механизми, комбинирани по подходящ начин за извършване на определена механична работа, свързана с конкретен технологичен процес или за трансформиране на механична работа в друг вид полезна работа. Комбинацията на силова машина, предавателен механизъм и работна машина е прието да се нарича машинен агрегат. В някои случаи е трудно практически да се раздели машинния агрегат на посочените три части. Поради това той се разглежда и като механизъм, който има задвижващи работни органи, на които е приложена двигателната сила, и други – които поемат съпротивителната сила. Както беше уточнено, наричат се задвижващо и изпълнително звено. Следователно, много често вместо машинен агрегат, се използува термина механизъм, или просто машина. Това обаче не е абстрактна механична система (изучавана в теоретичната механика), а реална механична система чийто звена са с конкретни масови параметри и са подложени на действието на различни сили и моменти.

Машинният агрегат притежава механична инерция (инертност), при отчитането на която трябва да се има предвид, че всичките му звена са с разпределена маса. Ако върху някой от валовете има неподвижно закрепени тежки колела, то масите им могат да се приемат за съсредоточени (дискретни).

Ако работната машина се задвижва от електродвигател, то агрегата притежава електромагнитна инерция, която се характеризира като съсредоточен параметър на вала на двигателя.

Еластичността на звената се характеризира с разпределени и съсредоточени параметри. Ако между двигателя и машината има еластичен съединител, коефициентът му на коравина може да се приеме за съсредоточен параметър. Следва да се има предвид, че коефициентът на коравина на еластичните елементи може да бъде постоянна или променлива величина.

Триенето в кинематичните двоици се характеризира като съсредоточен параметър. Същото е и с триенето в триещ съединител, включен в състава на машинен агрегат.

Следователно, машинният агрегат в общия случай представлява сложна система, теоретичното изследване на която е много трудоемко; необходимо е да се съставят много диференциални уравнения с променливи коефициенти, описващи движението на звената, и наречени уравнения на движението.

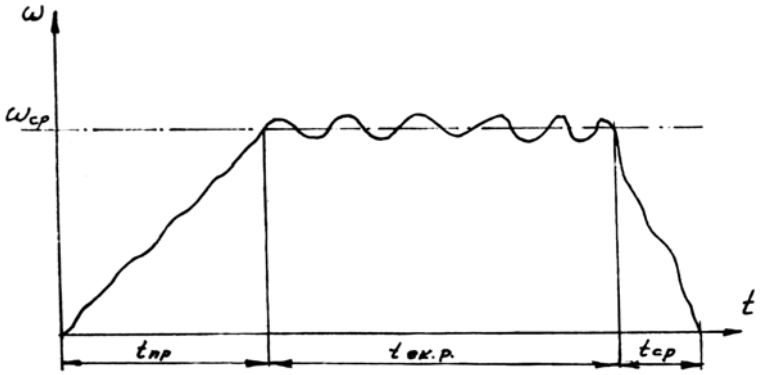
За да се улесни изследването на движението на машинния агрегат е удобно всички разпределени параметри да се представят като съсредоточени. Например, масите на звената ще се съсредоточат в масовите центри, а също така и масовите инерционни моменти, определени относно оси перпендикулярни на равнината на движение и минаващи през масовите центри. Еластичността на звената също може да се представи като съсредоточени параметри.

Независимо от това, че цялата система с разпределени параметри може да се представи като система с дискретни параметри, тя остава все още много сложна. Това дава основание да се пренебрегнат някои от по-несъществените параметри, например

електромагнитната индукция, еластичността на звената и триенето в кинематичните двоици, влиянието на които върху макродвижението на машината не е така осезателно. Като определящи остават инертността на системата, състояща се от звена, масата и масовият инерционен момент на които са известни. Външните сили, приложени върху звената са също известни, тъй като са зададени.

Изследване на движението на машинния агрегат се изразява в определяне на закона на движение на главния вал на агрегата, резултат от действието на приложените върху звената сили (двигателни и съпротивителни). Законът на движение на останалите звена се определя чрез методите на кинематичния анализ и представлява втората, кинематичната част на изследването.

При експлоатацията на машинните агрегати се различават три различни режима на работа, изразени чрез закона на движение по следния начин:



фиг.5.1. Графика на изменение на ъгловата скорост на главния вал на машинен агрегат

1. **Пусков режим** (фиг.5.1). Характеризира се с това, че работата на двигателните сили е по-голяма от работата на съпротивителните сили за всеки машинен период ϕ, независимо от преодоляването на инертността на механичната система и триенето в кинематичните двоици и околната среда. Продължителността на пусковия режим се отбелязва с времето $t_{п.р}$ определено от момента на пускането, когато ъгловата скорост на главния вал е ω=0, до момента в който $\omega=\omega_{ср}$ (фиг.5.1). През целия период кинетичната енергия на машинния агрегат нараства.

2. **Експлоатационен режим**. Характеризира се с това, че кинетичната енергия, макар и да се променя, варира около една средна стойност, резултат от съотношението на силите. Това означава, че всички механични величини – линейните скорости и ускорения на точки от звената, ъгловите скорости и ускорения на звената, силите и др. представляващи функции на времето, се изменят периодично с период ϕ, равен или кратен на честотата на въртене на главния вал.

Необходимото и достатъчно условие, за да бъде законът на движение периодична функция е

$$(5.1) \quad M_{Дср}=M_{Сср}$$

където $M_{Дср}$ и $M_{Сср}$ са средните интегрални стойности на приведените двигатели и съпротивителни моменти (сили).

Това означава, че уравнение (5.1) не изразява просто статично равновесие между двигателните и съпротивителните сили, а е условие за динамично равновесие. Следователно ъгловата скорост на главния вал ще се колебае около една средна стойност $\omega_{ср}$

(5.2) $$\omega_{cp} = \frac{1}{\phi}\int_0^{\phi} \omega d\varphi = \frac{\pi n}{30} \ ,$$

където n е честотата на въртене на главния вал, $\min^{-1}$.

Времето $t_{ек.р}$, изразяващо продължителността на експлоатационния режим на агрегата може да бъде много кратко или много продължително (минути,часове, дни, години) и зависи от конкретния технологичен процес.

3. **Спирачен режим**. Характеризира се с това, че работата на съпротивителните сили е по-голяма от работата на двигателните сили (най.често равна на нула), което е съпроводено с непрекъснато намаляване на кинетичната енергия. Времето $t_{с.р}$, изразява продължителността на спирачния режим, определено от момента, в който ъгловата скорост на главния вал от $\omega_{ср}$ започва да намалява и достига до $\omega = 0$.

Когато се изследва макродвижението на машинен агрегат, фактически се изследва закона на движение на главния вал през време на експлоатационния режим на движение.

На голяма група машинни агрегати експлоатационният режим се характеризира с много малка промяна на кинетичната енергия, т.е. $E \approx const$. Това означава, че движението на главния вал е равномерно и съотношението между линейните и ъгловите скорости на звената са постоянни. Изследването на такъв режим на движение от кинематична и динамична гледна точка не представлява интерес и става чрез кинетостатичния метод.

Когато в кинематичната верига на машинния агрегат има по-сложни от структурна гледна точка механизми (лостови, гърбични, не кръгли зъбни колела и др.) съотношенията между линейните и ъгловите скорости на звената не са постоянни, поради променливите предавателни отношения на тези механизми. Това се изразява във периодично изменение на ъгловата скорост за всеки машинен период на агрегата. Размахът на екстремните стойности $\Delta\omega_{ex} = \omega_{\max} - \omega_{\min}$ характеризира динамичното поведение на машинния агрегат и затова представлява приоритет при изследването. При по-големи стойности на $\Delta\omega_{ex}$ могат да се предизвикат периодични (еластични) трептения на звената, да нарасне динамичния натиск в кинематичните двоици, да се увеличи загубата на мощност, да се влошат условията на протичане на технологичния процес и възбудените трептения, да се предадат от машината на фундамента, а от там, чрез почвата и на други машини. Това означава, че изследването на експлоатационния режим на движение на такива машинни агрегати представлява интерес и е необходимо да се направи обективна оценка за състоянието на динамичното поведение на агрегата.

Ако ω_{max} и ω_{min} са максималната и минималната ъглова скорост в границите на които се колебае ъгловата скорост на главния вал, то в интервала от време, съответстващ на изменението на ъгловата скорост в тези граници, уравнението на движение може да се запише така

(5.3) $$A_Д - A_C = A_{изл} = I\left(\frac{\omega_{\max}^2}{2} - \frac{\omega_{\min}^2}{2}\right),$$

където $A_Д$ е работата на двигателните сили за посочения интервал;

A_C – работата на съпротивителните сили;

$A_{изл}$ – т.нар. излишна (остатъчна) работа, изразяваща липсата на силово равновесие за посочения интервал;

I – масов инерционен момент на агрегата, за улеснение приет за постоянен.

От уравнение (5.3) се установява принципно, че при една и съща големина на $A_{изл}$ ограничаването на размахът $\Delta\omega_{ex}$ на ъгловата скорост може да стане, ако към масовият инерционен момент на агрегата се прибави масовия инерционен момент I_M на маховик избран подходящо.

Колебания на ъгловата скорост могат да се получат и в резултат на периодично изменящи се двигателни сили, ако машинния агрегат се задвижва например с бутална машина (парна, двигател с вътрешно горене). Енергийният процес, протичащ в буталния двигател, създава периодично изменящи се двигателни сили, така че и при постоянни съпротивителни сили не може да се запази равенство на работите им. И в този случай регулирането на размаха на ъгловата скорост на главния вал става чрез маховик.

Изменения на ъгловата скорост могат да се получат при внезапни промени на съпротивителните сили и то със стойност по-голяма от ω_{max} или по-малка от ω_{min}. В такива случаи възстановяването на големината на $\Delta\omega_{ex}$ не може да стане чрез маховик, а чрез регулатор, като се намалява или увеличава притокът на енергия по подходящ начин и момент.

Машинните агрегати с електродвигатели не са снабдени с регулатори, тъй като електродвигателят има свойството да се саморегулира. Изразява се в това, че при изменение на съпротивителните сили дори в големи граници, автоматично се регулира притокът на движещите сили, в резултат на което дори при незначителни изменения на ъгловата скорост на ротора между двигателните и съпротивителните сили настъпва необходимото равновесие (съответствие). Колкото е по-голяма мощността на електродвигателя, толкова колебанията на ъгловата скорост на ротора са по-малки. При синхронните електродвигатели ъгловата скорост е постоянна, независимо от условията на работа.

Следователно периодичните колебания на ъгловата скорост на главния вал на машинния агрегат за един машинен период могат да се ограничат с помощта на махова маса.. При изменение на външните условия, водещи до промени на ъгловата скорост в непредвиден момент от работния период, за възстановяването на динамичното равновесие се използуват регулатори. Стационарните електродвигатели не се нуждаят от регулатори.

Както беше установено в 15.3.1. за да се състави математичен модел, чрез който да се опише движението на машинния агрегат, необходимо е механичната му система да се сведе към подходящ динамичен модел. За машинен агрегат с една степен на свобода това е един от динамичните модели показани на фиг.4.55.

Масовата характеристика на модела се определя чрез уравнение (4.55 а), т.е. $E_{мод}=E_{орг}$. Кинетичната енергия на едномасовия модел е

$$E_{мод} = J_{П}\frac{\omega_{П}^2}{2} \qquad \text{или} \qquad E_{мод} = m_{П}\frac{\upsilon_{П}^2}{2} \tag{5.4}$$

където $J_п$ ($m_п$) е приведеният масов инерционен момент (приведената маса) на модела, приет като условно понятие;

$\omega_п$ ($\upsilon_п$) – скоростта на избраното реперно звено.

Кинетичната енергия на едно звено от оригинала, което извършва общо равнинно движение, е

$$E_t = \frac{1}{2}\left(m_t\upsilon_{S_t}^2 + J_{S_t}\omega_t^2\right), \tag{5.5}$$

а на всички (n на брой) звена

(5.6) $$\mathrm{E}_{орг} = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}\left(m_i \upsilon_{S_i}^2 + J_{S_i}\omega_i^2\right),$$

където $J_{S_i}(m_i)$ е масовият инерционен момент (масата) на *i*-тото звено на оригинала;

$w_i(\upsilon_{S_i})$ - ъгловата скорост (скоростта на масовия център) на *i*-тото – звено.

Тогава от уравнение (4.55 а) за масовата характеристика на модела с ротационно реперно звено се получава

(5.7) $$J_n = \sum_{i=1}^{n} m_i\left(\frac{\upsilon_{S_i}}{w_n}\right)^2 + J_{S_i}\left(\frac{\omega_i}{w_n}\right)^2 = J_n(\varphi) = J_0 + \Delta J(\varphi),$$

а когато реперното звено се движи транслационно,

(5.8) $$m_n = \sum_{i=1}^{n} m_i\left(\frac{\upsilon_{S_i}}{\upsilon_n}\right)^2 + J_{S_i}\left(\frac{\omega_i}{\upsilon_n}\right)^2 = m_n(S) = m_0 + \Delta m(S).$$

За пресмятане на масовите характеристики не трябва да се познават кинематичните параметри. Те са неизвестни, тъй като законът на движение подлежи на определяне. Пресмятането става чрез техните отношения – предавателните отношения, които са геометрични характеристики (уравн.4.76 и 4.77) и зависят от положението на механизма и размерите му и следователно са инвариантни на закона на движение.

Когато големината на променливата съставяща $\Delta J(\varphi)$ или $\Delta m(s)$ е с два-три порядъка по-малка от постоянната $J_0(m_0)$, при решения, където не се търси голяма точност, може да се приеме, че

(5.9) $$J_n \approx J_0 \quad \text{и} \quad m_n \approx m_0.$$

Силовата характеристика (условното еквивалентно усилие) на динамичния модел, наречена приведен момент $\mathrm{M_П}$ или приведена сила $\mathrm{F_n}$, се определя въз основа на уравн.4.55 в, чрез равенството на елементарната работа на този момент (сила) и елементарните работи на моментите и силите, които действуват върху звената на оригинала $\mathrm{A_{мод}}=\mathrm{A_{орг.}}$

Тъй като равенството на елементарните работи при стационарни геометрични връзки едновременно означава равенство на мощностите, следва, че

(5.10)
$$\mathrm{M_П}\omega_{\mathrm{П}} = \sum_{i=1}^{n}\mathrm{P}_i = \sum_{i=1}^{n}\left(F_i \upsilon_{S_i}\cos a_i + \mathrm{M}_i\omega_i\right),$$
$$F_{\mathrm{П}}\upsilon_{\mathrm{П}} = \sum_{i=1}^{n}\mathrm{P}_i = \sum_{i=1}^{n}\left(F_i \upsilon_{S_i}\cos a_i + \mathrm{M}_i\omega_i\right),$$

където Pi е мощността на моментите и силите, приложени на i -тото звено;

a_i са ъглите между директрисите на векторите на силите и на скоростите на приложните им точки.

В уравнение (5.10) е прието, че приведеният момент и ъгловата скорост и приведената сила и скорост съвпадат по посока.

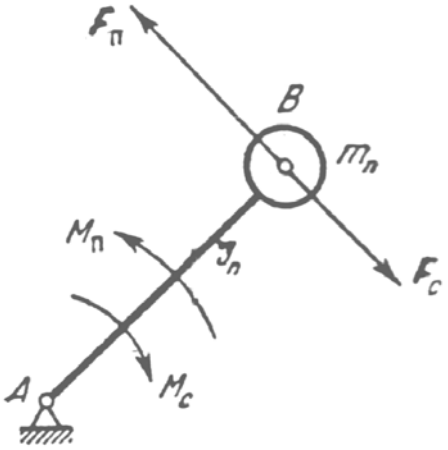
Тогава според (4.55 в) за динамичен модел с реперно звено с ротационна движение приведеният момент ще бъде

(5.11) $$M_{П} = \sum_{i=1}^{n}\left(F_i \frac{\upsilon_{S_i}}{\omega_{П}} \cos a_i + M_i \frac{\omega_i}{\omega_{П}} \right),$$

а когато реперното звено се движи транслационно, приведената сила ще бъде

(5.12) $$F_{П} = \sum_{i=1}^{n}\left(F \frac{\upsilon_{S_i}}{\upsilon_{П}} \cos a_i + M_i \frac{\omega_i}{\upsilon_{П}} \right).$$

От уравнение (5.11) и (5.12) се вижда, че и при постоянни стойности на действуващите сили и моменти върху звената на оригинала приведените силови характеристики са променливи величини, зависещи от положението на механизма и от предавателните отношения, т.е. инвариантни на закона на движение.



фиг.5.2. Динамичен модел на машинен агрегат с една степен на свобода

Обикновено двигателните моменти (сили) и съпротивителните моменти (сили) се привеждат отделно (фиг.5.2).

След определянето на вида, масовите и силовите характеристики на динамичния модел се съставя диференциалното уравнение на движението му, т.е. математичният модел. Чрез него се определя законът на движение на агрегата или се изчислява някоя неизвестна сила или момент, ако е зададен законът на движение.

В много случаи истинската скорост на движение на реперното звено може да се определи чрез теоремата за изменение на кинетичната енергия

(5.13) $$E - E_0 = A_{Д.С} + A_{ПС.} + A_{В.С} + A_{Т} + A_{ел},$$

където E и E_0 е кинетичната енергия на динамичния модел съответно в разглеждания момент и в избрания начален момент;

$A_{д.с}$ – работата на двигателните сили;

$A_{п.с}$ – работата на полезните съпротивителни сили;

$A_{в.с}$ – работата на вредните съпротивителни сили (на триене и съпротивление на средата);

$A_{т}$ – работата на силите на тежестта;

$A_{ел}$ – работата на еластичните сили.

Уравнение (5.13) за едномасов динамичен модел – ротиращо тяло, може да се запише във вида

(5.14) $$\frac{J_{\Pi}\omega^2}{2}-\frac{J_{\Pi O}\omega_O^2}{2}=\int_O^{\varphi} M_{\Pi}d\varphi=\int_O^{\varphi} M_{Д.С}d\varphi-\int_O^{\varphi} M_C d\varphi,$$

а за реперно звено с транслационно движение

(5.15) $$\frac{m_{\Pi}\upsilon^2}{2}-\frac{m_{\Pi O}\upsilon_0^2}{2}=\int_O^{S} F_{\Pi}ds=\int_O^{S} F_{ДС}ds-\int_O^{S} F_C d\varphi\,,$$

където $M_п=M_{д.с}-M_с$ е приведеният момент на агрегата, представляващ разликата между приведените моменти на двигателните и съпротивителните сили; аналогично и за приведената сила $F_п$.

В по-нататъшните разглеждания се използува динамичен модел ротиращо тяло, тъй като е по-разпространен. Всички изведени уравнения могат лесно да се приведат за модел с реперно звено с транслационно движение след заместване на съответните масови, силови и кинематични характеристики.

Ефективно средство за определяне на движението на динамичния модел е диференциалното уравнение на Лагранж. Написват се толкова уравнения, колкото е броят на обобщените координати q (в случая е избран ъгълът на завъртане на репера φ). Следователно за разглеждания случай е достатъчно едно диференциално уравнение на Лагранж:

(5.16) $$\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial E}{\partial \dot{q}}-\frac{\partial E}{\partial q}=Q$$

където Q е обобщената сила, съответствуваща на обобщената координата q;

$\dot{q}$ - обобщената скорост.

За динамичния модел уравнението (5.16) получава конкретния вид

(5.17) $$\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial E}{\partial \omega}-\frac{\partial E}{\partial \varphi}=M_{\Pi},$$

където φ, ω е обобщеното преместване (q) и съответната обобщена скорост $\left(\dot{q}\right)$ на реперното звено.

Тъй като приведеният инерционен момент $J_п$ зависи само от ъгъла на завъртане φ, следователно

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \omega}\right)=\frac{d}{dt}\left(J_{\Pi}\omega\right)=J_{\Pi}\frac{d\omega}{dt}+\omega^2\frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi}=J_{\Pi}\varepsilon+\omega^2\frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi},$$

и $$\frac{\partial E}{\partial \varphi}=\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(J_{\Pi}\frac{\omega^2}{2}\right)=\frac{\omega^2}{2}\frac{\partial J_{\Pi}}{d\varphi}.$$

Тогава за окончателния вид на уравнение (5.17) се получава

(5.18) $$J_{\Pi}\frac{\partial\omega}{dt}+\frac{\omega^2}{2}\frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi}=J_{\Pi}\varepsilon+\frac{\omega^2}{2}\frac{\partial J_{\Pi}}{d\varphi}=\mathrm{M}_{\Pi}$$

или за модел с транслационно движение на репера

(5.19) $$m_{\Pi}\frac{d\upsilon}{dt}+\frac{\upsilon^2}{2}\frac{am_{\Pi}}{ds}=m_{\Pi}a+\frac{\upsilon^2}{2}\frac{dm_{\Pi}}{ds}=F_{\Pi},$$

където a и ε са линейното и ъгловото ускорение на реперното звено.

Уравнения (5.18) и (5.19) могат да се получат и направо от теоремата за изменение на кинетичната енергия, ако се напише в диференциална форма, т.е. $dE=dA$. Може да се постъпи и обратно, например уравнение (5.18) да се запише във вида

(5.20) $$d\left(\frac{J_{\Pi}\omega^2}{2}\right)=\mathrm{M}_{\Pi}d\varphi$$

и чрез интегриране да се получи уравнение (5.14), което представлява първият интеграл на (5.18).

Ако лявата страна на уравнението (5.18) се означи като сума от моменти на инерционни сили, се получава

(5.21) $$\mathrm{M}_{\Phi}=j_{\Pi}\varepsilon+\frac{\omega_{\Pi}^2}{2}\frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi}=\mathrm{M}_{\Phi}^{'}+\mathrm{M}_{\Phi}^{''}$$

и тогава уравнението (5.18) се записва така:

(5.22) $$\mathrm{M}_{д.п}-\mathrm{M}_{c}-\mathrm{M}_{\Phi}=0.$$

Според принципа на Даламбер реперното звено ще бъде в равновесие, ако към него условно се приложи приведеният момент на инерционните сили M_{Φ}.

От уравнение (5.21) следва, че моментът на инерционните сили е сума от две събираеми, като първото събираемо – $\mathrm{M}_{\Phi}=\mathrm{J}_{\Pi}\varepsilon$, се нарича момент на инерционните сили в началното движение. Тъй като в началото на движението $\omega=0$, следва, че и $\mathrm{M}_{\Phi}^{''}=\frac{\omega^2}{2}\frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi}=0$ и следователно през това време приведеният момент е равен на момента на инерционните сили в началното движение, т.е. $\mathrm{M}_{\Phi}=\mathrm{M}_{\Phi}^{'}$.

Ако реперното звено се върти равномерно, $\varepsilon=0$ и $\mathrm{M}_{\Phi}=\mathrm{M}_{\Phi}^{''}$, т.е. равен е на момента на инерционните сили при перманентното движение $\frac{\omega^2}{2}\frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi}$.

Интегриране на диференциалното уравнение на движение. Обикновено уравнението на движение е нелинейно от втори порядък с променливи коефициенти и интегрирането му е възможно само числено или графично. В случаите, когато приведеният инерционен момент $J_{\Pi}=\text{const}$ и приведеният момент $M_{\Pi}=\text{const}$, може да се намери общо решение на уравнение (5.18) в краен вид. Получават се известните формули

(5.23) $$\varepsilon = \frac{M_{\Pi}}{J_{\Pi}} = const, \qquad \omega = \omega_0 + \varepsilon t \quad \text{и} \quad \varphi = \omega_0 t + \varepsilon \frac{t^2}{\varphi}.$$

Ако $M_п$=0, следва, че и ε=0 и тогава уравнение (5.23) описват равномерно въртене.

Когато $J_п$=const и $M_п$=$M_п$(φ) или $M_п$=$M_п$(ω), или $M_п$=$M_п$(t), а също така и в случаите, когато $J_п$=$J_п$(φ) и $M_п$=$M_п$(φ), диференциалното уравнение (5.18) се интегрира в квадратури, които съдържат определен интеграл.

В общия случай, когато $J_п$=$J_п$(φ) и $M_п$=$M_п$(φ,ω,t), уравнение .(5.18)

$$M_{\Pi}(\varphi,\omega,t) = J_{\Pi}\frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi}$$

може да се интегрира чрез числени методи, като тези на Ойлер, Рунге и др. Тук е изложен методът на Баранов [11], алгоритъмът на който се получава, като се изразява уравнение (5.18) в подходяща форма:

$$\frac{2M_{\Pi}(\varphi\omega t)}{\omega}d\varphi = 2J_{\Pi\varepsilon}d\omega + \omega dJ_{\Pi},$$

а след това чрез заместване на безкрайно малките величини с крайни разлики се получава

(5.24) $$\frac{2M_{\Pi}(\varphi_{\varepsilon},\omega_{\iota},t_{\iota})}{\omega_{\iota}}\Delta\varphi = 2J_{\Pi}(\omega_{\iota+1} - \omega_{\iota}) + \omega_{\iota}(J_{\Pi(\iota+1)} - J_{\Pi\iota}),$$

където Δφ е стъпката на интегриране, която трябва да бъде подходящо малка. Величините, означени с индексите ι и ι+1, съответствуват на две положения на механизма, които съвпадат с началото и края на стъпката Δφ.

Алгоритъмът за численото интегриране се получава, като се изрази ъгловата скорост $ω_{ι+1}$ на реперното звено от уравнение (5.24) в края на изследваната и следователно в началото на следващата стъпка

(5.25) $$\omega_{\iota+1} = \frac{M_{\Pi}(\varphi_{\iota},\omega_{\iota},t_{\iota})}{J_{\Pi\iota}\omega_{\iota}}\Delta\varphi + \frac{3J_{\Pi i} - J_{\Pi(i+1)}}{2J_{\Pi\iota}}\omega_{\iota}.$$

Времето t_{i+1}, което съответствува на края на стъпката, се определя, като се заменят диференциалите от израза $dt = \frac{d\varphi}{\omega}$ с крайни нараствания, а ъгловата скорост ω - със средната аритметична скорост в интервала Δφ

(5.26) $$t_{\iota+1} = t_{\iota} + \frac{2\Delta\varphi}{\omega_{\iota} + \omega_{\iota+1}}.$$

При изследването се разполага със зависимостите $M_п$ (φ,ω,t), $J_п$=$J_п$(φ) и началните условия $φ_0$, $ω_0$ и t_0. С тях чрез уравнения (5.25) и (5.26) се получава поредица от точки на закона на движение ω=ω(φ), а така също t=t(φ). След изключване на параметъра φ се намира законът на движение като кинематична характеристика ω=ω(t).

Както се установява от изложеното до тук, решаването на конкретните математически модели, описващи специфичните особености на динамичните модели не

винаги е възможно. Освен това характеристиките на зададените сили са известни приблизително и най-често се задават графично и това налага освен чрез числени методи на интегриране, да се прилагат и графоаналитични методи с характерните за тях предимства и недостатъци.

След уточняване на закона на движение ω=ω(t) на модела на експлоатационния режим, следва да се решат следните задачи:

1. При необходимост, регулиране на периодичните колебания на ъгловата скорост на главния вал чрез маховик;

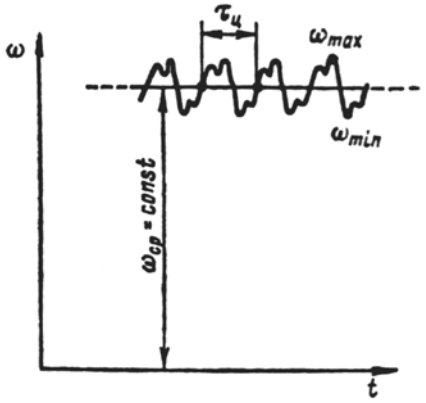
2. При необходимост, регулиране на непериодичните колебания на ъгловата скорост на главния вал чрез регулатор.

21.1.2. Регулиране на периодичните колебания на ъгловата скорост на главния вал чрез маховик

Законът на движение на главния вал на машинния агрегат се определя от взаимодействието на двигателните и съпротивителните сили. Това взаимодействие определя моментната стойност на ъгловата скорост и предизвиква колебанията (измененията й). Колебания на скоростта се предизвикват и когато приведения масов инерционен момент на реперното звено е променлива величина.

Максималният размах на ъгловата скорост определя динамичното поведение на механичната система. При по-значителни стойности могат да се предизвикат периодични (еластични) трептения на звената, да нарасне динамичният натиск в кинематичните двоици, да се увеличи загубата на мощност и да се влошат условията на протичане на технологичния процес.

Периодични трептения са тези, при които промяната на ъгловата скорост има определен цикъл, кратен или равен на времето за един, два и т.н. оборота на главния вал или на част от оборот. В началото и в края на всеки цикъл ъгловата скорост получава една и съща стойност (фиг.5.3)



фиг.5.3. Графика на ъгловата скорост на машинен агрегат при експлоатационен режим

Следователно, важна характеристика на установеното движение на машинен агрегат са периодичните колебания на ъгловата скорост на главния вал. Те характеризират неравномерността на движението и затова се нуждаят от обективна оценка. Това се извършва чрез безразмерната величина *степен на неравномерност* δ, която изразява отношението на максималният размах на колебанията на ъгловата скорост $\Delta\omega_{ex}$ към средната й стойност $\omega_{ср}$ в границите на един цикъл $\tau_ц$

(5.27)
$$\delta = \frac{\Delta\omega_{ex}}{\omega_{cp}} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}},$$
$$\delta = \frac{\Delta\upsilon_{ex}}{\upsilon_{cp}} = \frac{\upsilon_{\max} - \upsilon_{\min}}{\upsilon_{cp}},$$

където

(5.28)
$$\omega_{cp} \approx \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad \text{и} \quad \upsilon_{cp} \approx \frac{\upsilon_{\max} + \upsilon_{\min}}{2}.$$

Колкото степента на неравномерност δ е по-малка, толкова е по-равномерно движението и е по-високо качеството на машинния агрегат. За сравнения се използуват практически установени допустими стойности, които са различни за различните групи машини. Например, за помпи δ=0,03÷0,05 за компресори и двигатели с вътрешно горене δ=0,007÷0,012, за металообработващи машини δ=0,02÷0,05, преси и ножици δ=0,1÷0,15 и т.н.

Не се препоръчва нормалната експлоатация на машинен агрегат при установен режим на движение да става със степен на неравномерност, по-малка от общоприетата, тъй като това излишно оскъпява машината. Но ако се установи, че степента на неравномерност е по-голяма от допустимата стойност, налага се корекция на приведения масов инерционен момент на репера. Това е обратната задача, когато параметрите на режима на движение са зададени и се налага определянето на такава маса, чийто инерционен момент да осигури този режим при съществуващите зададени сили. Допълнителната (маховата) маса се оформя като диск или шайба и се нарича *маховик*. Много често за маховик се използуват подходящо оразмерени зъбни колела, ремъчни шайби и др. Правилно избраният маховик акумулира нарасналата кинетична енергия на машинния агрегат при превишаване на работата на двигателните сили над съпротивителните (главният вал се върти ускорително). Следователно маховикът поддържа неравномерността на движението в предварително избрани граници.

Определянето на приведения масов инерционен момент на маховика $J_м$ зависи от вида на силовите характеристики на динамичния модел. Възможно е приведеният момент на двигателните сили да е функция на положението (позиционни сили), а приведеният момент на съпротивителните сили да се приеме за постоянна величина, както е например при парната машина, двигателите с вътрешно горене, турбините и др. Много често приведеният момент на съпротивителните сили е функция на положението, а приведеният двигателен момент се приема за постоянна величина, както е например при работните машини – компресори, бутални помпи, металорежещи машини и др.

Когато машинният агрегат се задвижва от електродвигател двигателният му момент може само приблизително да се приеме за постоянен, а в действителност зависи от ъгловата скорост на ротора. При малки стойности на степента на неравномерност δ допускането, че $M_{дв}$ е постоянен, не внася съществени грешки.

Следователно, предварително определените масови и силови характеристики на динамичния модел, средната стойност на ъгловата скорост на установеното движение и степента на неравномерност, която трябва да се осигури, са необходимите величини, чрез които се определя приведеният масов инерционен момент на маховика спрямо репера. За целта се използува теоремата за изменение на кинетичната енергия $\Delta A_{max}=\Delta E_{max}$ при П=0. Полученото уравнение

(5.29) $$\Delta A_{max} = \Delta\left(J_{\Pi} \frac{\omega^2}{2} \right)$$

се интегрира в границите на координатите на положенията на динамичния модел, които съответстват на абсолютните екстремуми на скоростта ω_{max} и $\omega_{min,}$ т.е. от $\varphi_{(min)}$ до $\varphi_{(max).}$

(5.30) $$\Delta A \Big|_{\varphi(min)}^{\varphi_{(max)}} = J_{\Pi(min)} \frac{\omega_{min}^2}{2}.$$

Екстремните стойности на ъгловата скорост ω_{max} и ω_{min} се изразяват чрез известните величини ω_{cp} и δ посредством уравнение (5.27) и (5.28), повдигат се на квадрат и като се пренебрегнат величините от втори порядък, се получава

(5.31) $$\omega_{max}^2 \approx \omega_{cp}^2 (1+\delta) \qquad \text{и} \qquad \omega_{min}^2 \approx \omega_{cp}^2 (1-\delta)$$

Тогава (5.30) се представя във вида

(5.32) $$\Delta A \Big|_{\varphi(min)}^{\varphi(max)} = \frac{1}{2} \omega_{cp}^2 \left[J_{\Pi max} (1+\delta) - J_{\Pi(min)} (1-\delta) \right].$$

Приведените масови инерционни моменти, които съответстват на ъгъла на завъртане на репера φ, когато $\omega=\omega_{max} \rightarrow J_{n(max)}$ и $\omega=\omega_{min} \rightarrow J_{n(min)}$, за повечето случаи за сума от три съставящи,

(5.33)
$$J_{\Pi(max)} = J_M + J_0 + \Delta J_{(max)} = J_C + \Delta J_{(max)},$$
$$J_{\Pi(min)} = J_M + J_0 + \Delta J_{(min)} = J_C + \Delta J_{(min)},$$

където J_0 е приведения масов инерционен момент на всички въртящи се звена на машинния агрегат, например, ротор на електродвигател, зъбни колела, гърбици, ремъчни шайби, съединители и особено тези, които са монтирани на бързовъртящи се валове; той е известна и постоянна величина;

$\Delta J_{(max),}$ $\Delta J_{(min)}$ – променливата, съставяща на приведения масов инерционен момент за съответните положения на репера $\varphi_{(max)}$ и $\varphi_{(min);}$ също известна величина.

Уравненията (5.33), заместени в (5.32), дават възможност за определянето на търсения приведен масов инерционен момент на маховика$J_м$:

(5.34) $$J_M = \frac{\Delta A \Big|_{\varphi(min)}^{\varphi(max)}}{\omega_{cp}^2 \delta} - J_0 - \frac{1}{2\delta} \left[\Delta J_{(max)} (1+\delta) - \Delta J_{(min)} (1-\delta) \right]$$

Тъй като ΔJ е малка величина спрямо $J_м$ и може да се пренебрегне, уравнението (5.34) се опростява

(5.35) $$J_{\text{М}} = \frac{\Delta \text{A}\Big|_{\varphi(\min)}^{\varphi(\max)}}{\omega_{cp}^2 \delta} - J_0.$$

От уравнение (5.35) се вижда, че колкото е по-голям масовият инерционен момент на маховика $J_{\text{м}}$, толкова е по-малка степента на неравномерност δ и работата на машината е по-спокойна. Установява се също така, че върху големината на маховика влияе и големината на средната стойност на ъгловата скорост. При бавноходните машини маховиците са със значителни размери.

Характерът на изменението на силите определя големината на остатъчната работа ΔA_{max}. Пресмятането й става при условие, че се познават координатите на положенията на репера φ_{max} и φ_{min}, при които ъгловата му скорост получава абсолютен екстремум. При извеждане на уравнение (5.35) е прието условно, че тези координати са известни. За тяхното определяне и за изчисляването на ΔA, т.е. $J_{\text{м}}$, съществуват различни методи.

Един от методите за определяне на координатите $\varphi_{(max)}$ и $\varphi_{(min)}$ е на Артоболевски [5]. За решаване на задачата се използува диференциалното уравнение на Лагранж (у-ние (5.18) съобразно с уравнение (5.33), като се има предвид, че екстремните стойности на функцията ω=ω(φ) съответствуват на нулеви стойности на първата й производна, и че за ω_{max} втората й производна е отрицателна, а за ω_{min} - положителна.

(5.36) $$\text{M}_{\Pi} = J_{\Pi}\frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi} = \left(J_C + \Delta J\right)\frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2}\frac{d}{d\varphi}\left(\Delta J\right).$$

Тъй като ъгловото ускорение при $\omega=\omega_{max}$ и при $\omega=\omega_{min}$ е ε=0, следва, че приведеният момент $M_{\text{п}}$ ще зависи само от втория член на уравнение (5.36) и ще се изрази така

(5.37) $$\text{M}_{\Pi(\max)} = \frac{1}{2}\omega_{\max}^2\frac{d}{d\varphi}\left(\Delta J\right)$$
$$\text{M}_{\Pi(\min)} = \frac{1}{2}\omega_{\min}^2\frac{d}{d\varphi}\left(\Delta J\right),$$

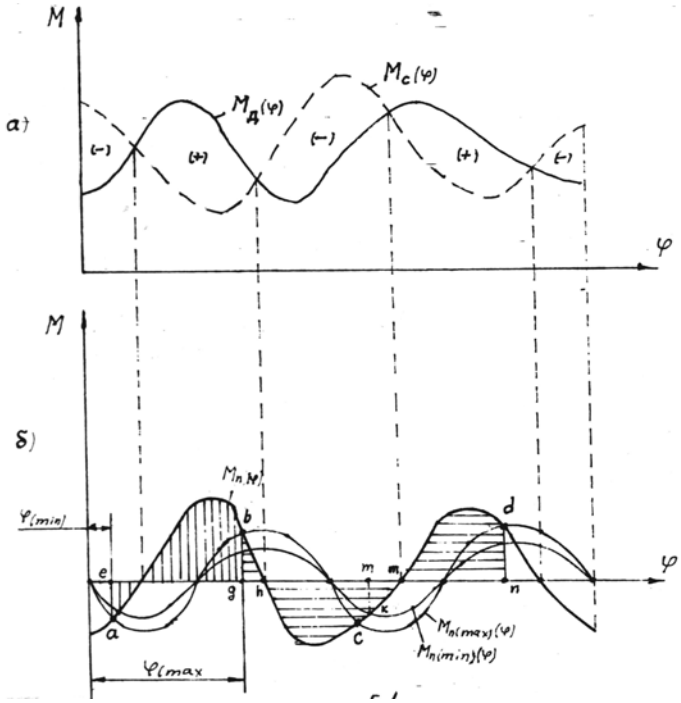
или съобразно уравнение (5.31)

(5.38) $$\text{M}_{\Pi(\max)} = \frac{1}{2}\omega_{cp}^2\left(1+\delta\right)\frac{d}{d\varphi}\left(\Delta J\right)$$
$$\text{M}_{\Pi(\min)} = \frac{1}{2}\omega_{cp}^2\left(1-\delta\right)\frac{d}{d\varphi}\left(\Delta J\right),$$

Съгласно интерпретацията на Жуковски на уравнение (5.21), моментите $M_{\text{п(max)}}$ и $M_{\text{п(min)}}$(уравнение 5.38) могат да се разглеждат като приведени моменти на инерционните сили на две перманентни движения (движения с променлива скорост, но с ускорение равно на нула) с ъглови скорости ω_{max} и ω_{min}.

Тъй като степента на неравномерност δ се задава съобразно предназначението на машинния агрегат, а средната ъглова скорост е известна, следва че моментите $M_{\text{п(max)}}$ и $M_{\text{п(min)}}$ зависят само от обобщената координата на динамичния модел φ, т.е. $M_{\text{п(max)}}=M_{\text{п(max)}}$ (φ) и $M_{\text{п(min)}}=M_{\text{п(min)}}$ (φ), и лесно могат да се изразят графично само чрез едно графично диференциране на масовата характеристика на модела $J_{\text{п}}= J_{\text{п}}(\varphi)$.

Обикновено, при определянето на силовата характеристика на динамичния модел, двигателните моменти (сили) и съпротивителните моменти (сили) се привеждат отделно.



фиг.5.4. Графично решение на задачата за определяне на ъгловите координати $\varphi_{(max)}$ и $\varphi_{(min)}$
а – графики на приведения двигателен момент $M_д(\varphi)$ и на съпротивителния момент $M_c(\varphi)$;
б – графики на приведения момент $M_п(\varphi)$ и на функциите $M_п(max)$ и $M_п(min)$

На фиг.5.4 а са показани примерни графични изображения на $M_д(\varphi)$ и $M_c(\varphi)$, а общият – приведеният момент $M_п(\varphi)$ на фиг.5.4 б. На същата фигура (5.4 б) са нанесени и примерни графики на функциите $M_{п(max)}(\varphi)$ и $M_{п(min)}(\varphi)$.

Тази графична интерпретация за конкретен машинен агрегат може да бъде приложена и в аналитична форма.

На фиг.5.4 б е показан случай, в който пресечните точки са повече от две. Кои от тях съответствуват на координатите на абсолютните екстремуми $\varphi_{(max)}$ и $\varphi_{(min)}$ се установява по следния начин: точките b и d могат да съответствуват на максимуми (втората производна е отрицателна), тъй като кинетичната енергия нараства и работата на приведения момент $M_п$ е положителна. Аналогично точките *a* и *c* съответствуват на минимуми (втората производна е положителна), тъй като кинетичната енергия намалява и работата на приведения момент $M_п$ е отрицателна.

Точките, които съответствуват на абсолютните максимум и минимум се разкриват по знака на сумарната работа $A\Big|_b^d$, респективно $A\Big|_a^c$ в интервалите от b до d и от *a* до *c*, който определя посоката на изменение на кинетичната енергия. Възможно е $A\Big|_{b<}^{d\geq}0$. Тогава, ако $A\Big|_b^d > 0$, следва, че кинетичната енергия нараства от b към d и следователно абсолютния максимум на ъгловата скорост е при координатата d. Ако $A\Big|_b^d < 0$ - във b, а ако A=0, следва, че ъгловите скорости при координатите b и d са еднакви.

Аналогични разсъждения се правят за определяне на координатите на абсолятния минимум.

Ако се предположи, че ω_{max} е в точка g, а ω_{min} – в точка e, следва, че координатата $\varphi_{(max)}$ е φ_g, а $\varphi_{(min)}$ е φ_e. Тогава

(5.40) $$\Delta A\Big|_{\varphi(\min)}^{\varphi(\max)} = \Delta A\Big|_{\varphi_e}^{\varphi_g} = k_\alpha \left(S_{eh} + S_{mn} - S_{gm}\right),$$

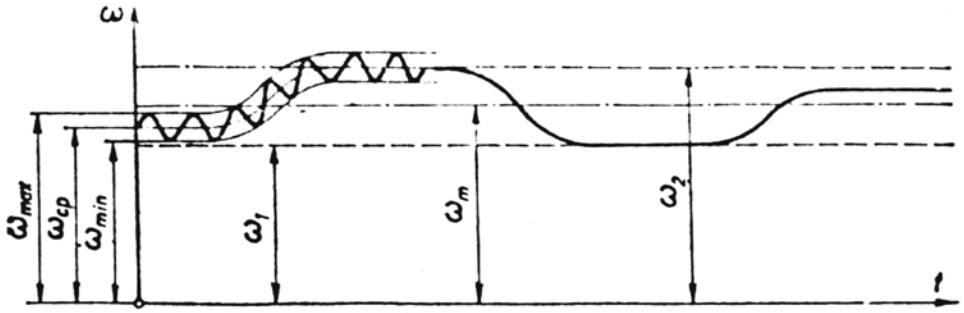
където $к_а$ е мащабна константа.

От уравнение (5.35) и уравнение (5.40) за необходимия масов инерционен момент на маховика се получава

(5.41) $$J_M = \frac{k_\alpha \left(S_{eh} + S_{mn} - S_{gm}\right)}{\delta \omega_{cp}^2} - J_0.$$

21.1.3. Регулиране на непериодичните колебания на ъгловата скорост на главния вал чрез регулатор

Както беше установено, в зависимост от необходимата степен на неравномерност δ маховикът (заедно с другите въртящи се маси) осигурява минимален размах между екстремните стойности на ъгловата скорост, ако средната ъглова скорост е постоянна. В действителност обаче средната ъглова скорост се променя и границите на интервала се запазват приблизително само по отношение на променливата средна ъглова скорост (фиг.5.5).



фиг.5.5. Графично изображение на не периодично изменение на ъгловата скорост на машинен агрегат

Изменението на средната ъглова скорост не е периодично, тъй като при стационарен режим на движение съществува не просто статично равновесие между двигателните и съпротивителните сили, а равенство на средно-интегралните им стойности. Това означава, че се допуска съществуването на редица непериодични преходни процеси в рамките на стационарния режим на движение.

За да няма периодични преходни процеси (ω_m=const), необходимо е или да се намалят двигателните сили (чрез регулатор), или да нараснат съпротивителните сили (чрез модератор – често модераторът се нарича регулатор).

Регулаторът изменя интензивността на подаването на носителя на енергия (топлина, пара, сгъстен въздух, вода), който постъпва към двигателя и възстановява стационарното движение. Възстановената средна скорост ω_m е различна от първоначалната ω_{cp} и процесът на регулиране получава вида, показан на фиг.5.5. Изменението на средната стойност на ъгловата скорост се характеризира чрез безразмерен коефициент, който изразява степента на неравномерност на скоростта

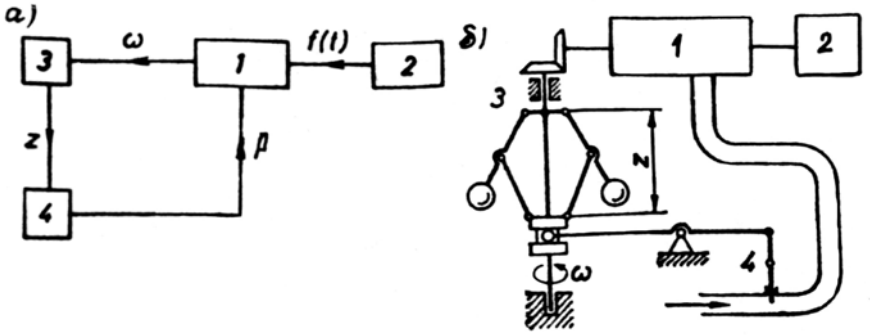
(5.42) $$\varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m},$$

където $\omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$.

Докато задачата за регулиране на скоростта чрез маховик се ограничава в границите на един машинен период и се определя от условието $\omega_{min}<\omega<\omega_{max}$, задачата за регулиране на непериодичните колебания на ъгловата скорост се отнася за целия работен период и се определя от (фиг.5.5).

(5.43) $\omega_1<\omega_{cp}<\omega_2$.

Условието (5.43) може да се изпълни чрез пряко или непряко автоматично регулиране.



фиг.5.6. Структурна схема на пряко регулиране на машинен агрегат
а – чрез центробежен регулатор; б – реализация на схемата

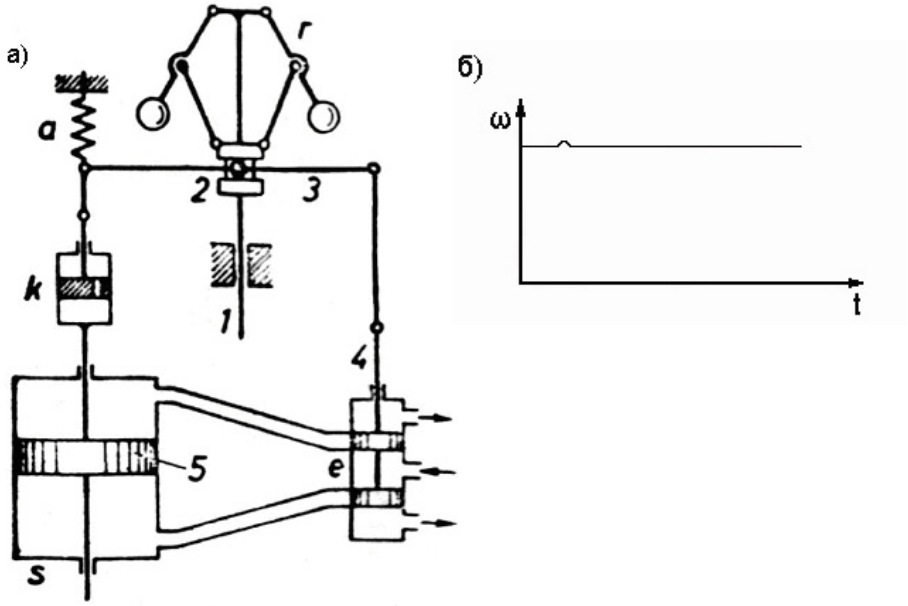
Структурната схема на пряко регулиране е показана на фиг.5.6 а. Съставните части, които се наричат звена на системата за регулиране, са: *1* – регулируем обект (двигател); *2* – източник на непериодични колебания (работна машина): *3* – чувствителен елемент (регулатор); *4* – регулиращ орган. Реализацията на тази схема с чувствителен елемент – центробежен регулатор, е показана на фиг.5.6 б.

Входните и изходните величини са : $f(t)=M_c$- натоварване, ω - ъглова скорост, z – координата на втулката на центробежния регулатор, *P* – мощност на двигателя. Показаната схема на системата за регулиране е със затворен контур, което означава, че има обратна връзка. Следователно, когато двигателят действа на регулатора, тогава регулаторът в зависимост от несъгласуваността между средната скорост на цикъла $\omega=\omega_{cp}$ и номиналната средна скорост $\omega=\omega_m$ (фиг.5.5) въздействува на двигателя.

Непрякото регулиране се прилага в случаите, когато е необходимо да се усили сигналът на чувствителния елемент, ако той не е достатъчно силен да задвижи регулиращия орган. Например, за задвижване на системата направляващи лопатки на хидротурбина е необходима сила от няколко десетки хиляди нютони.

В системата за непряко регулиране между чувствителния елемент *3* и регулиращия орган *4* се включва усилвател на импулсите, наречен серводвигател. Много често се използува хидравличен серводвигател s с еластична обратна връзка (фиг.5.7 а) клапата *к* на който контролира притока на енергия към двигателната машина *1*.

Ако натоварването се намали, ъгловата скорост на вала *1* на регулатора нараства и втулката му *2* се придвижва нагоре. Лостът *3* премества нагоре буталото на разпределителя *4*, а буталото *5* на сердводвигателя започва да се движи надолу, като разтегля пружината *а* (маслото не успява да премине през малкия отвор на буталото на клапата *к*) и притокът на източник на енергия към двигателя намалява.



фиг.5.7. Структурна схема на непряко регулиране на машинен агрегат

В разглежданата система преходните процеси протичат така: при преместване на буталото *5* надолу разтегнатата пружина а на клапата се свива, разпределителят се придвижва надолу, а буталото на серводвигателя нагоре, като увеличава притока на носителя на енергия към двигателя. Валът *1* започва да се върти по-бързо, втулката на регулатора се издига и прекратява притока на масло към серводвигателя. С подходящ избор на параметрите на регулатора колебателният процес може да стане бързозатихващ и ъгловата скорост на агрегата остава приблизително постоянна (фиг.5.7 б) с отклонения през време на преходните процеси.

Условие за сигурност на процеса на регулиране представлява статична устойчивост на регулатора и динамичната устойчивост на цялата система за автоматично регулиране. Динамичната устойчивост на системата е обект на теория на автоматичното регулиране. За изясняването й се съставят линеаризирани диференциални уравнения на движение на звената на системата, обединени в една линейна система от диференциални уравнения от п-ти порядък – система на регулиране. Корените на характеристичното уравнение на системата трябва да се намират в отрицателната полуравнина на комплексните числа. За изясняване на това обстоятелство са разработени критерии на динамичната устойчивост от Вишнеградски, Раус, Гурвиц, Михайлов и др.

Установено е, че устойчивостта на стационарния режим на агрегата зависи само от стръмностите на механичните характеристики на работната $\frac{\partial \mathrm{M}_c}{\partial \omega}$ и на силовата машина $\frac{\partial \mathrm{M}_Д}{\partial \omega}$ т.е.

$$\frac{\partial \mathrm{M}_c}{\partial \omega} - \frac{\partial \mathrm{M}_Д}{\partial \omega} = F_a, \qquad (5.44)$$

в околността на стационарния режим.

Разликата в стръмностите на механичните характеристики F_a се нарича *фактор на устойчивостта*. Чрез него се формулира необходимото и достатъчно условие за устойчивост на стационарния режим

(5.45) $F_a>0$.

Следователно стръмността на механичната характеристика на работната машина в околността на стационарния режим трябва да бъде по-голяма от тази на силовата машина. Колкото факторът устойчивост е по-голям, толкова по-спокоен е стационарният режим на движение на машинния агрегат.

21.2. Изследване на микродвижението на машинен агрегат

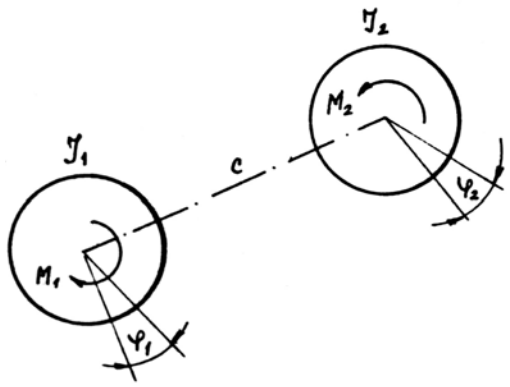
Съвременните машинни агрегати се характеризиран с нарастване на скоростта на изпълнителните звена и на силите, които са зададени, и тези които възникват, по време на движение. Това съчетание води до нарастване и на еластичните деформации на звената, т.е. до съответно натрупване на потенциална енергия. При достигане на съизмеримост на тази енергия с кинетичната енергия или с работата на силите се появяват допълнителни динамични явления, т. нар. *трептения.* Те възникват преди всичко поради допълнителните степени на свобода от еластичността на звената. Трептенията могат да бъдат: нежелателни – и в някои случаи да предизвикват умора на материала на звената, маловажни – и следователно могат да се пренебрегнат, и необходими – за осъществяване на дадена задача, т.е. полезни (вибрационни транспортьори, сита, виброударни машини и др.). Поради това общите методи на динамичния анализ се развиват преди всичко в направления, свързани с теорията на механичните трептения (вибрации).

Изследването на трептенията дава възможност да се разбере и определи влиянието им върху динамичната характеристика и надеждността на изследваната система. В някои случаи съществува опасност от резонанс, т.е. съвпадение на честотата на свободните трептения на механичната система с честотата на някои от възбуждащите хармониции. Определянето на собствената честота на трептене дава предварителна количествена оценка за опасност от резонанс.

При анализиране на динамичните процеси възниква необходимост от реално отчитане на еластично-дисипативните свойства, влиянието на хлабините и силите на триене в кинематичните двоици. Поради това важен етап от изследването е преходът на реалната конструкция към подходящ модел, тъй като от това зависи достоверността на получените резултати. Конструирането на динамичния модел трябва да се съобрази с отчитането на главните фактури, които оказват определящо влияние на динамичните свойства на изследваната система. Затова, като не се отчита, че всички звена са носители едновременно на свойствата инертност, еластичност и дисипасия, тези свойства се преписват на подходящи звена и се определят броят на дискретните маси на модела и видът на еластичните безмасови звена.

Както беше описано, машинният агрегат се състои от силова и работна машина, свързани чрез предавателен механизъм.

В повечето конструкции предавателният механизъм е ремъчна предавка, но се срещат зъбни или верижни предавки, или директно свързване – чрез еластичен съединител. Във всички случаи обаче приведената коравина на предавателния механизъм се различава с няколко порядъка от тази на свързаните машини. Този факт дава основание за изследване на влиянието на еластичността върху основната характеристика на стационарния режим на движение – степента на неравномерност δ, както и на масовата преоразмереност на звената на работната машина.



фиг.5.8. Двумасов динамичен модел на машинен агрегат за изследване на усукващи трептения

При такава постановка на проблема машинният агрегат се свежда към двумасов динамичен модел (фиг.5.8), като основното свойство еластичност при усукване от трептенията на двете маси се преписват на безмасовото звено, което ги свързва. За реперно звено най-често се приема валът на електродвигателя. Дискретните маси J_1 и J_2 са приведените масови инерционни моменти на силовата и работната машина и съответните към тях звена на предавателния механизъм. Определят се чрез уравн. (5.11). Коравината на еластичното безмасово звено се привежда също към репера и е означена с c. Определя се въз основа на уравнение (4.55 б), изразяващо равенството на моментните стойности на потенциалните енергии на оригинала и модела.

Потенциалната енергия от еластичната деформация на безмасовото звено (модела) е

$$\Pi_{мод} = c\frac{\delta_{\Pi}^2}{2}, \tag{5.46}$$

където $\delta_п$ е приведената деформация.

Потенциалната енергия от еластичността на усукване на *n* броя звена на оригинала е

$$\Pi_{орг} = \sum_{\iota=1}^{n} c_{\iota}\frac{\delta_{\iota}^2}{2}, \tag{5.47}$$

където $c_ι$ и $\delta_ι$ са съответно обобщената коравина и обобщеното преместване от усукващата деформация.

Следователно, съгласно с уравнение (4.55 б) за реперната коравина се получава

$$c_n = \sum_{\iota=1}^{n} c_{\iota}\left(\frac{\delta_{\iota}}{\delta_n}\right)^2. \tag{5.48}$$

За определяне на математичния модел, описващ движението на двете дискретни маси, може да се използува принципът на Даламбер за динамичното равновесие

$$\begin{aligned} J_1\ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) - \mathrm{M}_1 = 0, \\ J_2\ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) + \mathrm{M}_2 = 0, \end{aligned} \tag{5.49}$$

където $J_1\ddot{\varphi}_1$ и $J_2\ddot{\varphi}_2$ са моментите на инерционните сили на съответните дискретни маси;

$c(\varphi_1 - \varphi_2) = \mathrm{M}_{12}$ е моментът на еластичните сили (възстановяващ момент);

$\mathrm{M}_2 = \mathrm{M}_1 + \mathrm{M}\sin\omega_{cp}t$ моментът на съпротивителните сили.

Двете уравнения се разделят – първото на J_1, а второто на J_2, и се изваждат едно от друго (второто от първото). Получава се едно уравнение

$$\ddot{\mathrm{M}}_{12} = \mathrm{M}_{12}c\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} = c\frac{\mathrm{M}_1 J_2 + \mathrm{M}_2 J_1}{J_1 J_2}. \tag{5.50}$$

Ако изразът от лявата страна на уравнението $c\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}$ се замени сΩ^2, т.е.

$$\Omega^2 = c\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}, \tag{5.51}$$

ще има физическия смисъл на кръгова честота на собствени трептения на механичната система. Тогава уравнението (5.50) получава вида

$$\ddot{\mathrm{M}}_{12} + \Omega^2\mathrm{M}_{12} = \Omega^2\mathrm{M}_1 + \Omega^2\mathrm{M}\frac{J_1}{J_1 + J_2}\sin\omega_{cp}t. \tag{5.52}$$

Полага се

$$\mathrm{M}_{12} - \mathrm{M}_1 = \mathrm{A}\sin\omega_{cp}t, \tag{5.53}$$

където A е амплитудата на еластичния момент. Замества се в уравнение (5.52)

$$-A\omega_{cp}^2 + \Omega^2 A - \Omega^2\mathrm{M}\frac{J_1}{J_1 + J_2} = 0. \tag{5.54}$$

Следователно за амплитудата A се получава

$$\mathrm{A} = \mathrm{M}\frac{J_1}{J_1 + J_2}\cdot\frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_{cp}}{\Omega}\right)^2}. \tag{5.55}$$

Тази стойност се замества в уравнение (5.80), откъдето

$$\mathrm{M}_{12} = \mathrm{M}_1 + \mathrm{M}\frac{J_1}{J_1 + J_2}\cdot\frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_{cp}}{\Omega}\right)^2}. \tag{5.56}$$

Полученият резултат се замества най-напред в уравнение (5.49 а)

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + \mathrm{M}_1 + \mathrm{M}\frac{J_1}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_{cp}}{\Omega}\right)^2} \sin \omega_{cp} t - \mathrm{M}_1 = 0$$

и тогава втората производна на ъгловата деформация е

(5.57) $$\frac{d}{dt}\dot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_1 = -\mathrm{M}_1 \frac{\sin \omega_{cp} t}{\left(J_1 + J_2\right)\left[1 - \left(\frac{\omega_{cp}}{\Omega}\right)^2\right]}.$$

След интегриране на границите $\dot{\varphi}_{10} < \dot{\varphi}_1 < \dot{\varphi}_1$ и $0 \le t \le t$ следва

(5.58) $$\frac{d\varphi_1}{dt} = \dot{\varphi}_1 = \omega_1 = \omega_{10} + \frac{\mathrm{M}}{\omega\left(J_1 + J_2\right)} \cdot \frac{\cos \omega t - 1}{1 - \left(\frac{\omega_{cp}}{\Omega}\right)^2}$$

и за закона на движение се получава

(5.59) $$\varphi_1(t) = \varphi_{10} + \varphi_{10} t + \frac{\mathrm{M}}{\omega\left(J_1 + J_2\right)} \cdot \frac{\sin \omega t - \omega_{cp} t}{1 - \left(\frac{\omega_{cp}}{\Omega}\right)^2}.$$

След това резултатът за M_{12} (уравн.5.56) се замества в уравня(5.49 б) и аналогично за скоростта и закона на движение на втората дискретна маса се получава

(5.60) $$\frac{d\varphi_2}{dt} = \dot{\varphi}_2 = \omega_2 = \omega_{20} + \frac{\mathrm{M}}{\omega_{cp} J_2}\left(\frac{1}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_{cp}}{\Omega}\right)^2} - 1\right)\left(1 - \cos \omega_{cp} t\right),$$

(5.61) $$\varphi_2(t) = \varphi_{20} + \dot{\varphi}_{20}\, t - \frac{\mathrm{M}\left(\sin \omega_{cp} t - \omega_{cp} t\right)}{\omega_{cp}^2 J_2}\left(\frac{J_1}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_{cp}}{\Omega}\right)^2}\right),$$

където ω_{10} и ω_{20} са началните стойности на ъгловата скорост при установен режим на движение.

От получените резултати се вижда, че законът на изменение на скоростта зависи от работата на външните сили и от отношението $\frac{\omega_{cp}}{\Omega}$, т.е. от отношението на честотата на

възбуждащата сила $\omega_{ср}$ и на собствената честота на системата Ω. При съвпадение на двете честоти се получава явлението резонанс. Това явление е недопустимо от гледна точка на нормалната работа на машинния агрегат. При резонанс амплитудите на вибрационните процеси могат да станат опасни и за здравината на еластичните звена. Тези явления могат да се преценят предварително и да се отстранят чрез анализ на резонансните режими. Това е важна съставна част на задачите, които се решават в динамиката на машините с еластични звена.

Ако резултатът от уравн. (5.59) и (5.61) показва съществени разлики между действителния закон и законът на движение, т.е. на степента на неравномерност δ.

От уравн.(5.58) и (5.60) се определя степента на неравномерност на двете дискретни маси

(5.62) $$\delta_1 = \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_{cp}} = \frac{2M_\alpha}{(q\omega)^2(J_1 + J_2)} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{q\omega}{\Omega}\right)^2},$$

(5.63) $$\delta_2 = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{cp}} = \frac{2M_\alpha}{(q\omega)^2 J_2} \cdot \left(\frac{J_1}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{q\omega}{\Omega}\right)^2} - 1 \right),$$

Ако изразът $\frac{2M_\alpha}{(q\omega)^2(J_1 + J_2)}$, който представлява степента на неравномерност при абсолютно твърда връзка между силовата и работната машина, се отбележи с δ_0, отношението $\frac{J_1}{J_2}$ с a_j и $\left(\frac{q\omega}{\Omega}\right)^2$ с x^2, за степента на неравномерност на двете дискретни маси се получава

(5.64) $$\delta_1 = \delta_0 \frac{1}{1 - x^2},$$

(5.65) $$\delta^2 = \delta_0 \left(1 + \alpha_j - \frac{\alpha_j}{1 - x^2}\right) = \delta_0 (1 + \alpha_j) - \delta_1 \alpha_j.$$

Ако параметърът x е много по-малък от единица, следва,че $\delta_1 = \delta_2 = \delta_0$, което означава, че силовата и работната машина могат да се разглеждат като една приведена маса.

Ако параметърът x е около единица, агрегатът работи в околността на резонанса и се налагат промени на масовите параметри за излизане от резонансната зона.

Ако параметърът x е много по-голям от единица, следва, че степента на неравномерност на първата дискретна маса клони към нула, а

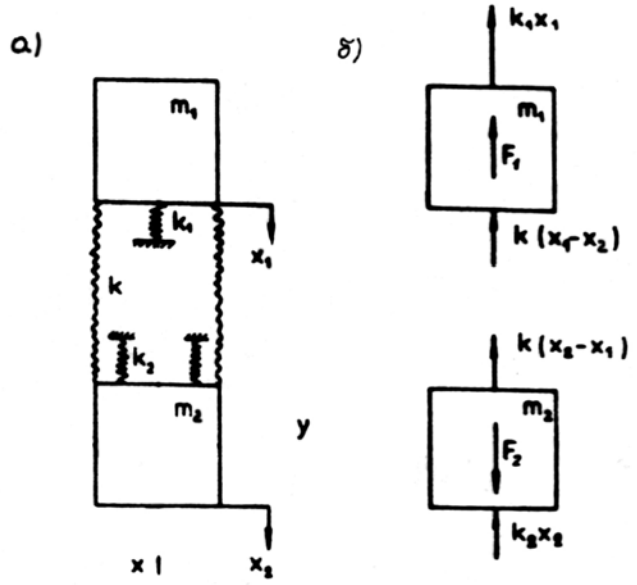
(5.66) $$\delta_2 = \delta_0 (1 + \alpha_J) = \frac{2M_\alpha}{(q\omega)^2 J_2}$$

и следователно неравномерността на движението на силовата машина не се предава чрез еластичната връзка – предавателния механизъм на работната машина.

От това изследване могат да се направят заключения за масовата преоразмереност или необходимостта от маховик.

Има случаи, дефинирани от конструктивните особености на машината, когато главен фактор, който оказва определящо влияние на динамичните й свойства, са трептенията, предизвикани от линейни деформации на някои звена. За пример може да се даде влиянието на вертикалните трептения в банциговата машина, които при преминаване на определена граница дестабилизират режещия инструмент – лентовия трион.

Видът на динамичния модел се различава от досега използувания, въпреки че динамичния модел е двумасов. На фиг. 5.9 а двете дискретни маси m_1 m_2 са свързани чрез еластични безмасови звена помежду и със стойката с коравини $к_1$, $к$ и $к_2$.



фиг.5.9. Двумасов динамичен модел на машинен агрегат за изследване на вертикални (надлъжни) трептения
а – вид на динамичния модел; б – силова схема на модела

Силовите параметри на модела се определят в съответствие със силовата схема от фиг.5.9 б. Върху дискретните маси действуват:

- силите от външното въздействие (зададените сили);
- постоянните сили на тежестта m_1q и m_2q;
- еластичните сили k_1x_1, $k(x_1-x_2)$, $k(x_2-x_1)$ *и* k_2x_2, които имат посока, винаги противоположна на преместването x_i.

Тъй като силите на тежестта се уравновесяват от статичните деформации на еластичните елементи, те не са отбелязани върху силовата схема и няма да участвуват при съставянето на уравнението на движение.

Математичният модел, който описва движението на динамичния модел с две степени на свобода, се синтезира въз основа на уравнението на Нютон

(5.67) $$m_i \ddot{x}_i = \Sigma F_i,$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -kx_1 - k(x_1 - x_2) + F_1^{\alpha} \sin(\omega t + \varphi),$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -k_2 x_2 - k(x_2 - x_1) + F_2^{\alpha} \sin(\omega t + \varphi),$$

или

$$
\begin{aligned}
&m_1 \overset{\bullet\bullet}{x}_1 + (k_1 + k)x_1 - kx_2 = F_1^a \sin(\omega t + \varphi),\\
&-k_1 x_1 + m_2 \overset{\bullet\bullet}{x}_2 + (k_2 + k)x_2 = -F_2^a \sin(\omega t + \varphi).
\end{aligned}
\tag{5.68}
$$

За решаване на задачата се прилага принципът на суперпозицията. Най-напред се определя вибрационното преместване x_1' и x_2' от действието само на вертикалната съставяща на външното въздействие върху дискретната маса m_1. Тогава математичният модел получава вида

$$
\begin{aligned}
&m_1 \overset{\bullet\bullet}{x}_1' + (k_1 + k)x_1' - kx_2' = F_1^a \sin(\omega t + \varphi),\\
&-k_1 x_1' + m_2 \overset{\bullet\bullet}{x}_2' + (k_2 + k)x_2' = 0.
\end{aligned}
\tag{5.69}
$$

За решаването на уравнение (5.69) може да се приложи методът на механичния импеданс [51]

$$
\vec{F} = J_m\left[F_1^\alpha \cdot e^{j(\omega t + q)}\right] = F_1^\alpha \sin(\omega t + \varphi).
\tag{5.70}
$$

Тогава за големината на вибрационното преместване на двете маси се записва

$$
x_1'(t) = \overline{X_1'}.e^{j(\omega t + \varphi)},\ x_2'(t) = \overline{X_2'}.e^{j(\omega t + \varphi)},
\tag{5.71}
$$

където $\overline{X_1'}$ и $\overline{X_2'}$ са съответните комплексни амплитуди.

След диференциране на уравнението (5.71)

$$
\overset{\bullet}{x}_1'(t) = J\omega' \overline{X_1'}.e^{j(\omega t + \varphi)}; \qquad \overset{\bullet}{x}_2'(t) = J\omega' \overline{X_2'}.e^{j(\omega t + \varphi)};
$$

$$
\overset{\bullet\bullet}{x}_1'(t) = -\omega^2 \overline{X_1'}.e^{j(\omega t + \varphi)}; \qquad \overset{\bullet\bullet}{x}_2'(t) = -\omega^2 \overline{X_2'}.e^{j(\omega t + \varphi)};
$$

и заместване в уравнение (5.68) се получава

$$
\begin{aligned}
&\left(k_1 + k - m_1\omega^2\right)\overline{X_1'} - k\overline{X_2'} = F_1^a\\
&-k\overline{X_1'} + \left(k_2 + k - m_2\omega^2\right)\overline{X_2'} = 0.
\end{aligned}
\tag{5.72}
$$

Определянето на комплексните амплитуди $\overline{X_1'}$ и $\overline{X_2'}$ от уравнението (5.72) става чрез правилото на Крамер

$$
\overline{X_1'} = \frac{D_1'}{D} = \overline{X_1'}.e^{-\iota\varphi_1'}; \qquad \overline{X_2'} = \frac{D_2'}{D} = \overline{X_2'}.e^{-\iota\varphi_2'};
\tag{5.73}
$$

където $X_1', X_2', \varphi_1', \varphi_2'$ са амплитудите и фазовите ъгли на преместването $x_1'(t)$ и $x_2'(t)$.

Детерминантите се определят от уравнението (5.72)

$$(5.74)\quad D=\begin{vmatrix} k_1+k-m_1\omega^2 & -k \\ -k & k_2+k-m_2\omega^2 \end{vmatrix}=\left(k_1+k-m_1\omega^2\right)\left(k_2+k-m_2\omega^2\right)-k^2.$$

$$(5.75)\qquad D_1^{'}=\begin{vmatrix} F_1^a & -k \\ O & k_2+k-m_2\omega^2 \end{vmatrix}=F_1^a\left(k_2+k-m_2\omega^2\right).$$

$$(5.76)\qquad D_2^{'}=\begin{vmatrix} k_1+k-m_2\omega^2 & F_1^a \\ -k & O \end{vmatrix}=F_1^a k.$$

Тъй като смущаващата сила $F_1^a\sin(\omega t+\varphi)=J_m F.e^{j(\omega t+\varphi)}$, от (5.71) за вибрационното преместване се получава

$$(5.77)\qquad x_1^{'}=J_m\overline{X_1^{'}}.e^{j(\omega t+\varphi)}=J_m\left[X_1^{'}.e^{-\iota\varphi_1^{'}}.e^{j(\omega t+\varphi)}\right]=X_1^{'}\sin\left(\omega t-\varphi_1^{'}+\varphi\right),$$

$$(5.78)\qquad x_2^{'}=J_m\overline{X_2^{'}}.e^{j(\omega t+\varphi)}=J_m\left[X_2^{'}.e^{-\iota\varphi_2^{'}}.e^{j(\omega t+\varphi)}\right]=X_2^{'}\sin\left(\omega t-\varphi_2^{'}+\varphi\right)$$

Всички величини в уравнението (5.77) и (5.78) са действителни числа, следователно фазовите ъгли $\varphi_1^{'}$ и $\varphi_2^{'}$ могат да бъдат или 0, или 180^0. Това означава, че преместванията $x_1^{'}$ и $x_2^{'}$ са във фаза или в противофаза със смущаващата сила.

Изследването на фазовите ъгли се извършва чрез уравнение (5.73), които се представят във вида

$$(5.79)\qquad \overline{X_1^{'}}=\frac{\left(\frac{k_2+k}{m_2}-\omega^2\right)F_1}{m_1\left(\omega^2-\Omega_1^2\right)\left(\omega^2-\Omega_2^2\right)}=X_1^{'}.e^{-\iota\varphi_1^{'}},$$

$$\overline{X_2^{'}}=\frac{kF_1}{m_1\left(\omega^2-\Omega_1^2\right)\left(\omega^2-\Omega_2^2\right)}=X_2^{'}.e^{-\iota\varphi_2^{'}}.$$

Тук Ω_1 и Ω_2 са корените на характеристичното уравнение D(Ω)=0 (уравн.5.79). Тези корени са собствените честоти на системата. Лесно се вижда, че

$$(5.80)\qquad \Omega_1^2<\frac{k+k_2}{m_2}<\Omega_2.$$

Следователно, ако:

$\omega^2<\Omega^2_1$ – отношенията в уравнение (5.79) са положителни и $\varphi'_1=\varphi'_2=0^0$;

$\Omega_1^2 < \omega < \frac{k+k_2}{m_2}$ - отношенията са отрицателни и φ'_1и $\varphi'_2=180^0$;

$\omega^2 = \frac{k+k_2}{m_2}$ - следва, че $x'_1(t)=0$, но $x'_2\neq 0$.

Окончателният резултат за стойността на фазовите ъгли се получава след определянето на собствените честоти на трептене на дискретните маси Ω_1 и Ω_2. Тогава от уравнение (5.73) се получава

(5.81) $$\overline{X'_1} = \frac{D'_1}{D}.e^{\imath\varphi'_1} \quad \text{и} \quad \overline{X'_2} = \frac{D'_2}{D}.e^{\imath\varphi'_2}.$$

Вибрационното преместване x''_1 и x''_2 от действието само на външното въздействие върху дискретната маса m_2 се определя аналогично

(5.82) $$x''_1 = X''_1 \sin\left(\omega t - \varphi''_1 + \varphi\right),$$

(5.83) $$x''_2 = X''_2 \sin\left(\omega t - \varphi''_2 + \varphi\right),$$

където

(5.84) $$X''_1 = \frac{D''_1}{D}.e^{\imath\varphi''_1} \text{ и} \qquad X''_2 = \frac{D''_2}{D}.e^{\imath\varphi''_2}.$$

Общият резултат от изследването е

(5.85) $$x_1 = x'_1 + x''_1 \quad \text{и} \quad x_2 = x'_2 + x''_2.$$

Получените уравнения след привеждането им в явен вид представляват аналитична зависимост между големините на вибропреместванията, силовите, масовите и еластичните характеристики на изследваната механична система. Чрез тях се създава възможност за предварителна оценка на тези параметри с оглед ограничаване на вибропреместванията в определени граници.

21.3. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ МЕЖДУ МАШИНЕН АГРЕГАТ - ФУНДАМЕНТ

21.3.1. Принудени трептения на системата машинен агрегат-фундамент

При нормалната експлоатация на машинни агрегати в резултат на недостатъчна уравновесеност възникват принудени трептения. Те не само влошават работата на агрегата, но чрез фундамента му и почвата се предават на съседни машини, съоръжения, измерителни уреди и др. Получените по този начин непредвидени трептения предизвикват умора на елементите на машините, пречат на точната им работа и е възможно да предизвикат резонансни явления с всички вредни последици от това.

Естествен стремеж е породените в машинния агрегат трептения да не се предават напълно на фундамента Тази задача се решава, като между машинния агрегат и

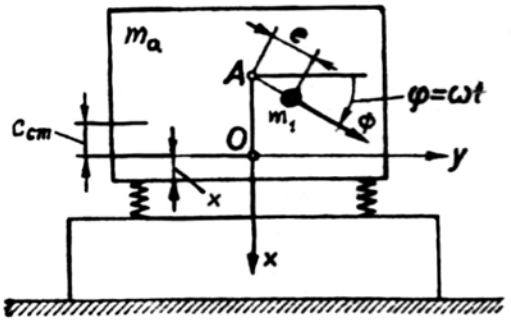
фундамента се поставя еластичен елемент, а понякога и демпфер със сухо или течно триене, т.е. *виброизолация*.

Когато целта на виброизолацията е възбудените трептения в машинния агрегат да не се предават на фундамента, виброизолацията е активна. Когато целта е да се защити машината от трептене, което е разпространено от съседни машини, тогава виброизолацията е пасивна.

Определянето на параметрите на виброизолацията (коравина с и дисипация ξ) е свързано с изясняване на деформационните явления, които съпътстват движението на системата машинен агрегат-фундамент. Общото решене на задачата е много сложно и е обект на специален курс. Тук е изследвано само вертикалното движение на тази система под действието на смущаващи сили. Те могат да имат различна същност – неуравновесени инерционни сили, неравномерност в хода на работната машина и двигателя, неравности по пътя (за транспортни средства) и др.

За решаване на задачата при тези условия трептящата система се свежда към определена система с една степен на свобода, представена чрез едномасов динамичен модел (фиг.5.10)

Масата на машинния агрегат се представя чрез масата на модела m и се приема за абсолютно твърда. Съставена е от стойка с маса m_0 и неуравновесен ротор с маса m_1 и ексцентрицитет e. Неуравновесеността се измерва с произведението на масата m_1 и ексценрицитета e .



фиг.5.10. Едномасов динамичен модел на машина-фундамент

Еластичното закрепване се опира на абсолютно твърд фундамент. То е безинерционно с коравина c и коефициент на дисипация ξ.

Силовите параметри на модела са: смущаващата инерционна сила на ротора Ф, която предизвиква принудените вертикални трептения, и съпротивителните сили, насочени винаги срещу скоростта, възстановяващата (еластичната) сила на еластичното закрепване и съпротивителната дисипативна сила, в случая приета за линейна.

Вертикалното деформационно движение на системата се изразява като малко движение в околността на едно равновесно положение и може да се опише от математичен модел, синтезиран въз основа на уравнението на движение

$$m\ddot{x} = \Sigma F_{ix}, \tag{5.86}$$

или

$$m\ddot{x} = -\xi\dot{x} - cx + \Phi(t), \tag{5.87}$$

където $\Phi(t) = \Phi_0 \sin\varphi = m_1 e\omega^2 \sin(\omega t + \delta)$ е смущаваща сила;

ω - ъгловата скорост на въртене на неуравновесения ротор;

$\xi \dot{x}$ - дисипативната сила;

cx – възстановяващата сила (потенциалната еластична сила).

Тъй като силата на тежестта G=mg се уравновесява от статичната деформация – $c_{ст}x$, тези сили не участвуват в математичния модел, респективно в уравнението на движение. Тогава уравнението (5.87) получава вида

$$m\ddot{x} + \xi\dot{x} + cx = \Phi_a \sin(\omega t + \varphi). \tag{5.88}$$

Ако се използуват означенията

$\lambda = \sqrt{\frac{c}{m}}$ - кръгова честота на свободните трептения на масата m при липса на триене;

$n = \frac{\xi}{2m}$ - коефициент, характеризиращ триенето в трептящата система (очевидно n>0), се получава общоизвестното диференциално уравнение на принудените трептения на система с линейни съпротивления

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \lambda^2 x = \frac{\Phi_a}{m}\sin\omega t. \tag{5.89}$$

Решението на диференциалното уравнение по отношение на обобщената координата x дава закономерностите на породените в системата трептения. Общият интеграл е сума от общия интеграл на хомогенното диференциално уравнение и един частен интеграл.

Общият интеграл на хомогенното диференциално уравнение отговаря на свободните трептения на системата, които се дължат на началните условия. Поради наличие на триене тези трептения затихват бързо и не представляват практически интерес.

Частният интеграл отговаря на принудените трептения, които са с честота, равна на честотата на смущаващата сила. От очевидни физични съображения частният интеграл се търси във вида

$$x = \mathrm{A}\sin(\omega t + \delta + \varepsilon). \tag{5.90}$$

Задачата се свежда до определяне на амплитудата A на принудените трептения в зависимост от собствената кръгова честота λ и кръговата честота ω на смущаващата сила и фазовото отместване δ на преместването x спрямо смущаващата сила.

След двукратно диференциране на уравнението (5.90) за получаване на $\dot{x}$ и $\ddot{x}$ и заместването им заедно с x от уравнение (5.90) в (5.89) се получава търсената зависимост

$$\mathrm{A} = \frac{\Phi_a}{m\sqrt{\left(\lambda^2 - \omega^2\right)^2 + 4n^2m^2\omega^2}} = \frac{\Phi_a}{m\sqrt{\left(\lambda^2 - \omega^2\right)^2 + \xi^2\omega^2}}, \tag{5.91}$$

$$\delta = arctg\frac{2\omega n}{\lambda^2 - \omega^2} = arctg\frac{\omega\xi}{m\left(\lambda^2 - \omega^2\right)}.$$

За изразяване на амплитудата A в безразмерна форма се приема и означението $r = \frac{\omega}{\lambda}$ - режимен параметър.

Тъй като непосредственото определяне на коефициента n е много трудно, целесъобразно е да се въведе безразмерният коефициент на дисипасия (поглъщане)

$$\gamma = \frac{\xi}{m\lambda}$$

Тогава за амплитудата A се получава по-удобен израз

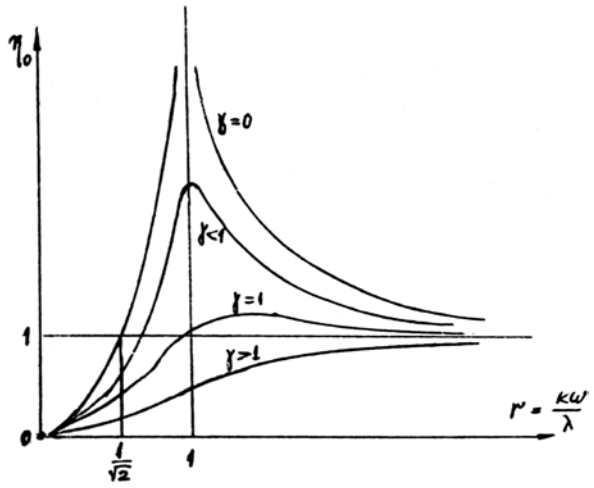
(5.92) $$\mathrm{A} = \pm\frac{\Phi_a}{m\omega^2}\cdot\frac{r^2}{\sqrt{\left(1-r^2\right)^2+\gamma^2 r^2}} = \pm\frac{\Phi_a}{c}\eta_0 = \pm\mathrm{A}_0\eta_0,$$

където A_0 е равновесната амплитуда, представляваща статичната деформация на еластичния елемент под действието на максималната смущаваща сила Φ_a; това е фактически амплитудата на трептене на напълно свободен агрегат под действието на същите сили;

(5.93) $$\eta_- = \frac{\mathrm{A}}{\mathrm{A}_0} = \frac{r^2}{\sqrt{\left(1-r^2\right)^2+\gamma^2 r^2}}$$

се нарича коефициент на динамичност.

Коефициентът на динамичност дава възможност да се изследва разликата в поведението на агрегата, свързан еластично с фундамента спрямо движението на свободен агрегат.



фиг.5.11. Графика на изменението на коефициента на динамичност η_0

На фиг.5.11 е показана графиката на изменение на коефициента на динамичност η_0 в зависимост от изменението на режимния параметър r за някои по-характерни стойности на γ.

От фиг.5.11 се вижда, че при $\gamma<1$, което е характерно за реалните машинни агрегати, само в зоната от r=0 до $r = \frac{1}{\sqrt{2}}$, т.е. r=0,7, коефициентът на динамичност $\eta_0<1$.

Във всички останали случаи наличието на еластичен елемент предизвиква нарастване на трептенията, а при r=1 в системата възниква резонанс.

21.3.2. Активна виброизолация

Активната виброизолация е необходима, когато от практически интерес се налага намаляване на трептенията на агрегата. Това означава, че в резултат на еластичното закрепване (виброизолация между абсолютно твърдия агрегат и абсолютно твърдия фундамент) трябва да се реализират стойностите на $\eta_0<1$. Необходимите условия за това могат да се установят, ако уравнение (5.93) се представи като неравенство

$$r^2 \le \sqrt{\left(1-r^2\right)^2+\gamma^2 r^2}, \tag{5.94}$$

което след опростяване получава вида

$$r=\frac{\omega}{\lambda} \le \frac{1}{\sqrt{2-\gamma^2}} \tag{5.95}$$

Следователно, за да се намали нивото на трептенията, е необходимо да се изпълни условието (5.95), т.е.

$$\lambda \ge \omega\sqrt{2-\gamma^2}, \tag{5.96}$$

а това означава, че експлоатационният режим на агрегата трябва да бъде в дорезонансната зона, т.е. еластичното закрепване да бъде твърдо. Както беше споменато, границата, до която еластичното закрепване ще осигурява намаляване на трептенията на машинния агрегат, е $r=\frac{1}{\sqrt{2}}$ при γ=0.

Опитът от експлоатацията на машинните агрегати показват, че трептенията на самия агрегат не оказват особено въздействие на нормалната работа. В повечето случаи необходимостта от активна виброизолация се проявява при изискването да се намали големината на предаваната възбуждаща сила на фундамента, за да не предизвика вибрационни явления извън системата машинен агрегат-фундамент.

Ако свързването на машинния агрегат с фундамента е твърдо, смущаващата сила $\Phi(t)=\Phi_a \sin\omega t$ се предава направо на фундамента.

Ако машинният агрегат е напълно свободен (c=0, ξ=0), уравнение (5.88) получава вида

$$m\ddot{x}=\Phi_a \sin\omega t, \tag{5.97}$$

а решението му е

$$x=\frac{\Phi_a}{m\omega^2}\sin(\omega t+\beta)=\mathrm{A}_0\sin(\omega t+\beta). \tag{5.98}$$

При еластично закрепване (c≠0, ξ≠0) силата Q, която се предава на фундамента, е

(5.99) $$Q = cx + \xi \dot{x}.$$

След диференциране на уравнение (5.98) изразите за x и $\dot{x}$ се заместват в уравнение (5.99), откъдето

(5.100) $$Q = c\mathrm{A}_0 \sin(\omega t + \beta) + \xi\omega\mathrm{A}_0 \cos(\omega t + \beta).$$

Ако се въведат означенията

$$c\mathrm{A}_0 = Q\sin\psi \text{ и } \xi\omega\mathrm{A}_0 = Q\cos\psi,$$

зависимостта (5.100) получава по-удобен вид

(5.101) $$Q = Q_0 \sin\psi \sin(\omega t + \beta) + Q_0 \cos\psi \cos(\omega t + \beta) = Q_0 \sin(\omega t + \beta + \psi),$$

където

$Q_0 = \sqrt{(c\mathrm{A}_0)^2 + (\xi\omega\mathrm{A}_0)^2}$ е амплитудата на търсената сила;

$\psi = arctg\dfrac{\xi\omega}{c}$ - дефазирането й спрямо трептенето x.

За характеристика на ефекта на еластичното закрепване спрямо предаваната сила на фундамента Q се използува отношението

(5.102) $$\chi = \frac{Q_0}{\Phi_a} = \frac{\sqrt{(c\mathrm{A}_0)^2 + (\xi\omega\mathrm{A}_0)^2}}{\Phi_a},$$

наречено *коефициент на предаване на силата.*

Ако коефициентът χ се изрази чрез безразмерните параметри γ и r на механичната система, (5.102) получава вида

(5.103) $$\chi = \frac{\sqrt{1 + \gamma^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + \gamma^2 r^2}}.$$

Очевидно е, че колкото коефициентът на предаване на силата χ е по-малък ($\chi \le 1$), толкова качеството на активната виброизолация е по-добро. Необходимите условия за това могат да се установят, ако уравнение (5.103) се представи като неравенство:

(5.104) $$1 + \gamma^2 r^2 \le (1 - r^2)^2 + \gamma^2 r^2$$

или

(5.105) $$1 - r^2 \ge \pm 1.$$

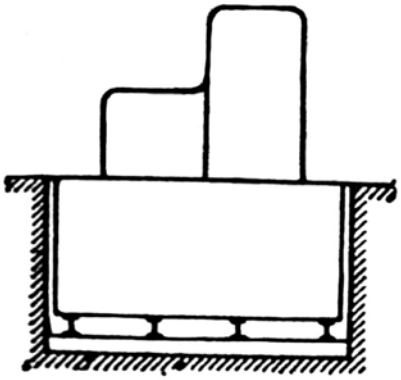
Тъй като режимният параметър r е положително число, тогава

(5.106) $$r \geq \sqrt{2}.$$

Това означава, че експлоатационния режим трябва да бъде в след резонансната зона на трептение на системата машинен агрегат-фундамент. Еластичното закрепване, което осигурява това условие, се нарича *меко*. В този случай уравнение (5.106) може да се изрази така: $r = \frac{\omega}{\lambda} \geq \sqrt{2},$ или

(5.107) $$\omega \gg \lambda\sqrt{2} = \sqrt{\frac{c}{m}}\sqrt{2}.$$

За да се изпълни това условие е необходима мека пружина, но такива пружини се изработват много трудно. Необходимият ефект може да се получи чрез увеличаване на масата *m* на машинния агрегат (фиг.5.12).



фиг.5.12. Еластично закрепване на машинен агрегат към фундамент

От казаното до тук следва, че чрез активна виброизолация може да се осъществи снижаване на трептенията на машинен агрегат чрез *твърдо окачване* и намаляване на големината на предаваната сила от машинния агрегат на фундамента (без да може да се погаси напълно) *чрез меко закрепване.* Тъй като условията за реализирането им са крайно противоположни, необходимо е да се определи кое от двете изисквания е определящо.

Трябва да се има предвид, че при твърдо закрепване трептенията на машинния агрегат са по-големи от тези, ако агрегатът е свободен. Поради това коефициентът на динамичност η_0 се нарича често коефициент на нарастване на амплитудата. Ето защо при прилагане на пасивна виброизолация машинният агрегат трябва да има колкото е възможно по-малка амплитуда A_0 от гледна точка на условието за нормална работа на агрегата.

21.3.3. Пасивна виброизолация

Пасивната виброизолация е необходима, когато машинният агрегат трябва да се защити от трептения, разпространени от съседни машини. Следователно смущаващото въздействие върху системата е резултат от трептенето на фундамента *x=x(t)* (фиг.5.13) и тъй като може да се измери, се приема за известно.

Инерционната сила, предизвикана от трептенето на масата *m,* е равна на $m\ddot{x}_1(t)$, където $\ddot{x}_1$ е абсолютното ускорение. Предполага се, че фундаментът е получил преместване *x(t)*. Силата на пружината е пропорционална на деформацията и е равна на - *c(x1-x)*. Демпфиращата сила е пропорционална на относителната скорост $\left(\dot{x}_1-\dot{x}\right)$ и е равна на - $\xi\left(\dot{x}_1-\dot{x}\right)$. Тогава диференциалното уравнение, което описва поведението на динамичния модел, ще бъде

(5.108) $$m\ddot{x}_1+\xi\left(\dot{x}_1-\dot{x}\right)+c\left(x_1-x\right)=0.$$

Тъй като *x* и $\dot{x}$ са известни, уравнението може да се запише така:

(5.109) $$m\ddot{x}_1+\xi\dot{x}_1+cx_1=cx+c\dot{x}.$$

Ако смущаващата сила е хармонична (трептене), уравнението получава вида

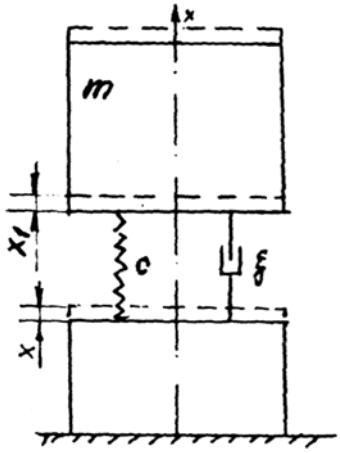
(5.110) $$m\ddot{x}_1+\xi\dot{x}_1+cx_1=F_0\sin(\omega t+\delta),$$

където

$$F_0=x_0\sqrt{c^2+\xi^2\omega^2} \quad \text{и} \quad \delta=arctg\frac{\xi\omega}{c}.$$

Това уравнение е същото, както (5.88) и решението му е известно

(5.111) $$x_1=\mathrm{A}_1\sin(\omega t+\delta+\varepsilon).$$



фиг.5.13. Динамичен модел на машинен агрегат-фундамент за изследване на пасивна виброизолация

След въвеждане на безразмерните параметри r и γ за отношението η_1 между амплитудите на трептене A_1 на машинния агрегат и амплитудата A на фундамента се получава вече известната зависимост

(5.112) $$\eta_1 = \frac{\sqrt{1+\gamma^2 r^2}}{\sqrt{\left(1+r^2\right)^2+\gamma^2 r^2}}.$$

Тя също се нарича коефициент на динамичност, но фактически напълно съвпада с израза за коефициента на предаване на сила χ . Това означава, че за намаляване на трептенията на агрегата, предизвикани от трептенията на фундамента, е необходимо да се осъществи максимално възможното *меко* закрепване.