

Гая Велкова Дунчева

МАШИНИ ЕЛЕМЕНТИ



2026

проф. дн инж. Галя Великова Дунчева

МАШИНИ ЕЛЕМЕНТИ



УНИВЕРСИТЕТСКО ИЗДАТЕЛСТВО
“**ВАСИЛ АПРИЛОВ**”
ГАБРОВО, 2026

Книгата е предназначена за всички, които желаят
да изучават основите на машинните елементи с общо предназначение.

© Галя Великова Дунчева – автор, 2026

© Университетско Издателство “ВАСИЛ АПРИЛОВ” – Габрово, 2026

ISBN: : 978-954-683-741-7

ПРЕДГОВОР

Независимо от различните професионални направления в работата на инженера – конструиране, технологично обезпечаване на производството, дейности по ремонт и поддръжка, тя е свързана с различни технически изделия. Всички те, в по-голяма или в по-малка степен съдържат някаква механична част, изградена от различни *машинни елементи*. Независимо от голямото им разнообразие, някои от тях имат доминиращо значение, защото се съдържат в почти всички технически изделия. Такива са резбовите елементи, осите, валове, съединителите, механичните предавки и др., известни като *машинни елементи с общо предназначение*. Те са обект на настоящия учебник.

Познаването на машинните елементи има няколко аспекта – функционално предназначение, конструкция (структура и геометрия на елементите), критерий (критерии) за работоспособност, изчисления и конкретни приложения. Поради това машинните елементи са разгледани комплексно в следната последователност – основна функция, конструкция, теоретични основи, принципна схема на натоварване и произтичащите от това критерии за работоспособност и изчисление. Акцентът е поставен *върху схематизирането на машинните елементи в етапа на тяхното изчисление, т.е. замяната на реалната конструкция с изчислителен модел и произтичащите от тази условност последици*. В такъв аспект водещ е принципът за творчески анализ на конкретното конструктивно решение и резултатите от изчисленията. В случаите, където методиките за изчисление съответстват на съответни български, международни (по *ISO*) и европейски (по *EN*) стандарти, това изрично е посочено.

Разгледани са съвременните тенденции в развитието на науката и техниката, като са пречупени през призмата на машинните елементи. Отделно са показани примерни приложения на съвременни компютърни (числени) методи за инженерен анализ на някои машинни елементи, с цел да се демонстрират големите им възможности за придобиване на широк спектър инженерна информация. Направено е сравнение между резултатите, получени от числени симулации с тези от аналитичните решения.

Необходимата при проектирането справочна информация във вид на числени данни и графики е обект на стандарти, фирмени каталози и др., и поради тази причина в настоящия учебник са включени някои отделни фрагменти по методични

съображения. Посочени са различни литературни източници, съдържащи необходимата база данни справочна информация.

При написване на настоящия учебник е отразен натрупаният опит в катедра МЕТЧ при Технически университет – Габрово [2, 3], както и този в публикуваните други издания на курса по Машинни елементи [1, 5, 6, 7, 9, 17]. Учебникът е предназначен за обучение на студенти от образователна степен “бакалавър”, но може да се използва както от студенти от образователна степен “магистър”, така и от инженери в практиката.

Габрово, 2026 г.

проф. дн Галя Дунчева

§ 1. МАШИНОСТРОИТЕЛНО ПРОЕКТИРАНЕ И КОНСТРУИРАНЕ ОСНОВНИ ПОНЯТИЯ И ОСНОВНИ ПРИНЦИПИ

1.1. Основни понятия в машиностроителното конструиране

Крайният продукт от машиностроителното производство са различни *технически изделия*. Независимо от голямото им разнообразие, всички технически изделия съдържат повече или по-малко механична част, изградена от различни *машинни елементи (МЕ)*. Накратко, *МЕ са основни градивни части* на машиностроителните изделия.

В зависимост от степента им на сложност, както и от относителната им автономност, техническите изделия могат да бъдат:

► **Детайл** Детайлът е монолитна (неразглобяема) машинна част, характеризира се с определена форма, размери и материал, който в аспект на дисциплината МЕ се приема за абсолютно хомогенен. Следователно детайлите могат да бъдат съвсем прости (ос, вал, болт), както и такива със сложна конфигурация (тяло на редуктор, вал – зъбно колело, колян вал);

► **Машинен елемент** Може да бъде отделен детайл или съвкупност от детайли, изпълняващи относително проста функция (пресово съединение, вал, лагер, ремъчна предавка);

► **Сглобена единица (възел)** Възелът може да бъде изграден от детайли и (или) МЕ, обединени от определено функционално предназначение (вал-зъбна предавка, съединител);

► **Механизъм** Механизмът е система от свързани тела, предназначени да преобразуват механично движение с определени параметри в друго механично движение (коляно-мотовилков механизъм, кулисен механизъм). При изследване на механизмите, отделните тела (*звена*) обикновено се разглеждат като идеално-твърди;

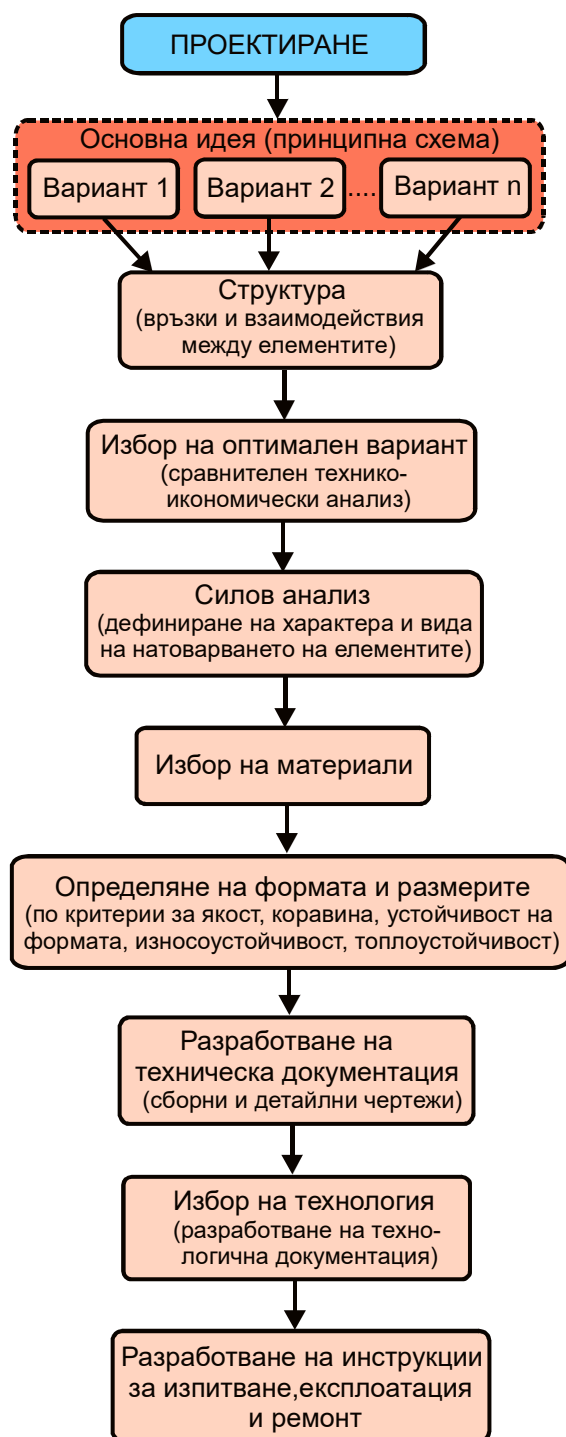
► **Машина** Съвкупност от детайли, МЕ и механизми, изпълняваща механични движения с цел преобразуване на енергия. В зависимост от начина на трансформиране на енергията, машините могат да бъдат *енергетични* и *работни*. Енергетичните машини преобразуват някакъв вид енергия в механична (електрическа при електродвигателите, топлинна при двигателите с вътрешно горене), а работните преобразуват механичната енергия в полезна работа;

► **Машинен агрегат** Съвкупност от двигателна и работна машини, свързани директно или индиректно (чрез предавка).

1.2. Същност и основни задачи на дисциплината Машинни елементи

МЕ е базова проекто-конструкторска дисциплина, в която се изучават теоретичните основи, конструкцията и пресмятането на МЕ с общо предназначение. Това са всички онези елементи, без които е невъзможно изграждането на кои да са машиностроителни (технически) изделия – резбови елементи, пружини, валове, лагери, съединители, механични предавки. Те се използват в големи количества и следователно, за тях са в сила основните принципи на конструирането – принципите на *стандартизацията* и *унификацията*. МЕ, които се срещат в специфични машини (бутала, колянови валове, барабани, въжета) са известни като *МЕ със специално предназначение*. Те не са обект на настоящия курс.

Усвояването на дисциплината МЕ е задължителна основа за решаване на конкретни инженерни задачи, свързани с машиностроителното проектиране изобщо. Машиностроителното конструиране се съдържа в машиностроителното проектиране. То е творчески процес, който в общия случай предполага вариантност на решенията, и следователно, крайният избор по същество е резултат от решаване на оптимизационна задача по определен критерий (критерии). Такъв комплексен процес обхваща множество подзадачи, свързани с рационален избор на много параметри (фиг. 1.1).



Фиг. 1.1. Етапи на машиностроителното проектиране

Творческият характер на проектирането и в частност машиностроителното конструиране предполага водещото начало на основната *техническа идея*, на основата на която се разработва *принципната схема* на техническото изделие. Необходимо е да се подчертае, че машиностроителните изделия не се разработват въобще, а само за конкретни условия, определени от точно дефинирани предназначение и експлоатационни изисквания – енергоемкост, производителност, геометрични параметри на елементите, параметри, ограничаващи режимите на работа, цена на изделието и др. Всички те са обект на отделен документ – т.н. *техническо задание*. Очевидно е, че не е възможно дадената разработка едновременно да удовлетворява всички изисквания. В този смисъл може да се говори за *оптимален при зададените условия вариант*. Актуален критерий за избор е т. н. *cost-quality ratio*, представляващ количествена оценка за оптимално съчетание между цена и качество на техническото изделие.

Необходима основа за авангардни разработки е придобиване на актуална информация за проблема в съчетание с инженерна интуиция и изобретателност. На показаната на фиг. 1.1 последователност (етапи) при проектиране не трябва да се гледа като на твърд алгоритъм, тъй като в определени случаи

са необходими междинни теоретични и (или) експериментални изследвания, потвърждаващи валидността на предварително приети инженерни постановки.

От същността на МЕ като проекто-конструкторска дисциплина непосредствено следва, че тя се базира на общо-техническите дисциплини – техническа механика, материалознание и термообработка. В зависимост от характера на решаваната задача, обект на инженерен анализ може да бъде както *идеално-твърдото тяло*, така и *твърдото деформируемо тяло*. В първия случай се прилагат основните закони на *теоретичната механика*, а във втория – изученото в курса по *съпротивление на материалите*. Първият подход се прилага обикновено, ако се изследват кинематичните параметри (макродвиженията) в дадена механична система (коляно-мотовилков механизъм), а вторият – при изследване на микродвиженията (напрегнатото и деформирано състояние) на елементите, подложени на механично въздействие (резбови съединения, валове и оси) или температурно въздействие (напречно-пресови съединения).

Развитието на дисциплината МЕ е пряко свързано със съвременните тенденции в развитието на науката и техниката като цяло. Могат да бъдат посочени следните основни направления:

- Нови конструктивни решения, свързани с по-голяма енергийна ефективност, респ. повишаващи к.п.д. на техническите изделия. Това направление е свързано със замяна на триене при плъзгане с такова при търкаляне, синтез на антифрикционни двойки материали, оптимизиране на структурата, натоварванията и кинематиката на машините;

- Конструиране на техническите изделия от готови нормализирани и (или) стандартизирани групи или модули Такива обособени групи и модули по правило са обект на специализирано производство – например фирмите *ALBOX* – Чехия; *SEW-EURODRIVE* – Швейцария; *CYCLO, PIV и FLENDER* – Германия; *LENZE* – Австрия. Чрез комбиниране на разработени модули от ограничен брой типове и типоразмери зъбни предавки, вариатори и системи за управление могат да се реализират голям брой механични задвижвания, удовлетворяващи конкретните изисквания. При доказано качество положителният ефект от използването им е резултат от повишена надеждност и съкращаване на времето и разходите за проектиране, производство, монтаж и дейности за поддръжка и ремонт;

- Разработване на нови и усъвършенствани механични предавки в комбинация с електрически, хидравлични, пневматични елементи и системи за управление Пример за тази тенденция е навлизането на зъбните ремъци, вълновите предавки, нови съединители и др.;

- Използване на нови машиностроителни материали, характеризирани се с повишена якост, износоустойчивост в съчетание с по-малка плътност Известно е, че синтезът и методите за производство на нови материали е неразделна част от развитието на новите технологии. Това позволява постигане на оптимална форма и размери на елементите при намаляване на относителната маса (маса/мощност или маса/обем) на техническите изделия. От друга страна, навлизането на нови материали води до алтернативни технологични процеси за производството на елементите, гарантиращи по-високото им качество – например замяна на методите чрез стружкоотнемане с прецизно формоване при праховата металургия или методи със запазване на масата (чрез повърхностно пластична деформация);

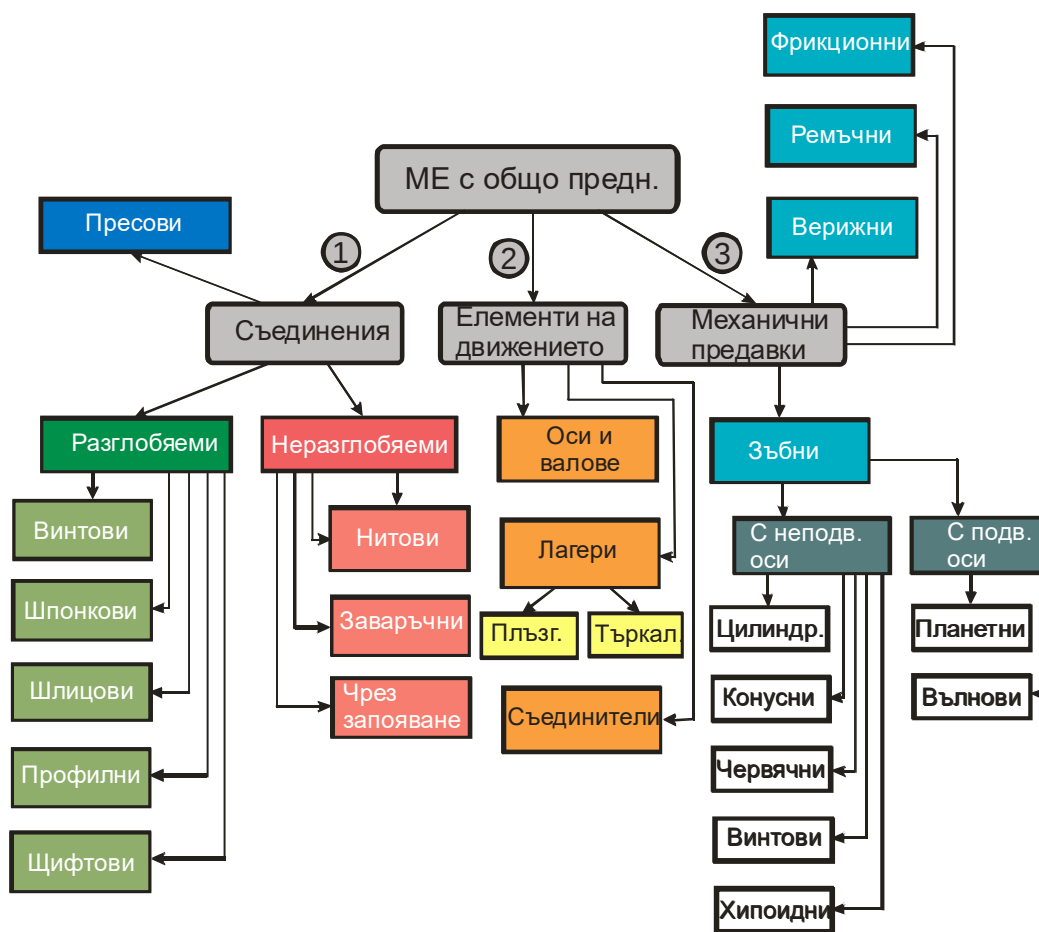
- Все по-широко използване на системи за автоматизирано проектиране Бурното развитие на компютърните технологии, респ. на системите за инженерен анализ дават възможност за автоматизиране на всички етапи от проектирането-структурен и кинематичен анализ; размерен анализ; анализ на якост, коравина и

устойчивост; изработване на конструктивна документация. Възможността за многократното повтаряне на трудоемки изчислителни процедури в съчетание с по-малко машинно време, позволява постигане на ново качество при най-отговорния етап от машиностроителното проектиране – избор на оптимален вариант от няколко възможни;

• Разработване на нови подходи и методики за пресмятане (проектиране) на МЕ Това направление е пряко следствие от предходното направление. В много случаи се прилага подхода на моделните задачи, т.е. при пресмятането на МЕ същите се схематизират до опростени модели, а действителните условия се отчитат чрез различни корекционни коефициенти. Класически пример за такъв подход е пресмятането на зъбите на зъбните колела на огъване, където се прилага заменящата схема на конзолна (запъната) греда с правоъгълно сечение. В много случаи, този подход се прилага и при пресмятане на различни неметални еластични елементи, където много по-сложна картина на механично поведение се заменя с далеч по-опростен модел. Опростените модели, сами по себе си, както и субективният избор на корекционните коефициенти, предопределят приблизителният, и следователно неточен краен резултат. Прилагането на компютърни методи за инженерен анализ дава възможност за разработване на нови методики, гарантиращи значително по-голяма точност на решенията [11, 12, 13].

1.3. Класификация на МЕ с общо предназначение

Класификационна схема на машинните елементи с общо предназначение е показана на фиг. 1.2. Те се разделят на три основни групи – съединения, МЕ на движението и механични предавки.



Фиг. 1.2. Класификационна схема на МЕ с общо предназначение

► **Съединения** Те са машинни елементи, чрез които се гарантира относително неподвижна връзка между отделните детайли, възли и групи при сглобяването на техническите изделия. В зависимост от възможността да запазват работоспособността си след многократно разглобяване и сглобяване, съединенията могат да бъдат:

- Разглобяеми Представители на тази група са резбовите, клиновите, шпонковите, шлицевите и щифтовите съединения;

- Неразглобяеми Това са съединения, разединяването (освобождаването) на които е невъзможно без разрушаване на поне един елемент. Неразглобяеми са заварените, запоените и нитовите съединения;

- Полуосвобождаеми Единствен представител на тази група са *пресовите съединения*, при които се осъществява връзка между обхващащ и обхващан елементи (отвор и вал) чрез гарантирана стегнатост;

► **Елементи на движението** Тази група включва МЕ, свързани пряко с въртеливото движение:

- Оси и валове Те са ротационни тела, които поддържат въртящи се тела в пространството (зъбни колела, ремъчни шайби, елементи от съединители), като поемат възникналите сили и моменти в тях, предавайки ги на лагерите;

- Лагери Те са посредниците в силовия поток между въртящите се и неподвижните части на техническите изделия. В зависимост от вида на триенето в тях, лагерите са *плъзгащи и търкалящи*;

- Съединители Чрез тях се осъществява непосредствена силова и кинематична връзка между отделните, натоварени с въртящи моменти части на машините;

► **Механични предавки** Те предават механична енергия от двигателните на работните машини, като по този начин се осъществява необходима промяна на сили и моменти. В зависимост от конструктивните им особености, се разделят на *зъбни, верижни, ремъчни и фрикционни предавки*.

1.4. Основни изисквания към машиностроителните изделия

Високото качество на машиностроителните изделия се определя от следните основни изисквания:

Високи експлоатационни показатели При експлоатацията си машиностроителните изделия трябва да работят с висока производителност при малка енергоемкост, необходимата точност, безопасност и удобство при експлоатация, малка относителна маса и естетичен дизайн;

Работоспособност Това е такова състояние на изделието, при което същото изпълнява функционалното си предназначение с параметри, определени в техническото задание;

Технологичност Понятието технологичност е пряко свързано с процеса на изработване на отделните детайли и тяхното сглобяване. Една конструкция е по-технологична, ако за изработването и сглобяването ѝ са необходими най-малко време, труд и средства. Следователно понятията технологичност и себестойност на изделието са пряко свързани. Рационалният избор на редица параметри в процеса на конструиране на изделието се определя в резултат на паралелен анализ на технологичността на същото. Освен това, не може да се говори за технологичност на дадена конструкция изобщо, а само в съответствие с конкретни условия на производство. Най-общо технологичността се определя от следното:

- Изборът на типа на конструкцията трябва да е съобразен с обема на производство (серийност) и конкретния машинен парк. Така например, в условията на единично производство по-технологични са заварените конструкции, а при масово производство – лети конструкции и щамповки;

- Разработваната конструкция в максимална степен трябва да съдържа стандартизирани и нормализирани конструктивни елементи и готови модули (резбови елементи, шпонкови канали, лагерни шийки, мотор-редукторни групи);
- Изборът на предписаната точност и грапавост на повърхнините трябва да е подчинен на условието за удовлетворяване на експлоатационните изисквания без излишно голяма точност и малка грапавост.

1.5. Видове натоварвания на МЕ

Различните по големина сили и моменти, действащи върху МЕ в процеса на тяхната експлоатация, се наричат работни натоварвания. В зависимост от изменението им по големина и посока в процеса на работа, работните натоварвания могат да бъдат:

- Постоянни Такива са например силите от собственото тегло;
- Променливи В зависимост от произхода им, променливите натоварвания се причиняват от систематични и (или) случайни фактори. Систематичните натоварвания са пряко следствие от работните машинни цикли, и следователно с достатъчна точност могат да бъдат определени в етапа на силовия анализ на проектиране. Случайните изменения на натоварванията възникват в резултат от различни по характер съпротивителни сили (дължащи се обикновено на външно и вътрешно триене). Такива са например съпротивленията, възникващи в транспортните средства (вискозна съпротивителна сила от въздуха, различна сила от триене следствие състоянието на пътя т.н.).

В зависимост от характера на изменение на натоварванията във времето, те могат да бъдат *статични* или *динамични*.

- Статичните са такива натоварвания, които са или постоянни, или тяхното нарастване предизвиква достатъчно малки ускорения, които за целите на конкретната инженерна задача могат да бъдат пренебрегнати;

- Динамичните са натоварвания, които значително се променят по големина и посока във времето, или внезапно променящи се. Последните се наричат ударни.

В общото машиностроене преобладават динамичните натоварвания, макар, че в редица случаи в инженерната практика се прилага подхода на опростените модели, при който реалното динамично натоварване се схематизира чрез прието статично. Дори и да е известен закона на изменение на динамичните натоварвания, остава открит въпросът на кое точно натоварване да се базират изчисленията. За тази цел се въвеждат понятията *номинално, еквивалентно и изчислително натоварвания*.

- Номиналното натоварване Q_n е натоварването с най-голяма продължителност, а в някои случаи – максималното по стойност;

- Еквивалентното натоварване $Q_{екв}$ е въображаемо постоянно натоварване, действието на което се приема за равносилно на действителното за зададения срок на експлоатация. То се определя от:

$$Q_{екв} = Q_n K_{жс}, \quad (1.1)$$

където $K_{жс}$ е коефициент на дълготрайност (живот) и се определя в зависимост от характера на изменение на работното натоварване;

- Изчислителното натоварване $Q_{изч}$ се базира на еквивалентното натоварване $Q_{екв}$, като се отчита влиянието на различни фактори, определящи реалните експлоатационни условия. Приема се, че това влияние се отчита с различни корекционни коефициенти, т.е. изборът им трябва да обслужва конкретната конструкция. Най-общо тези фактори могат да бъдат: степен на динамичност (отчита се

чрез коефициента на динамичност (K_1), концентрация на натоварването, т.е. разпределението му по контактаната повърхност (отчита се чрез коефициента на концентрация на натоварването K_2), условията на предаване на силовия поток (отчитат се чрез коефициента K_3), състояние на работните повърхнини в аспект на грапавост (K_4), наличие на остатъчни напрежения (K_5) и т.н. Следователно изчислителното натоварване се определя от:

$$Q_{изч} = Q_{екв} K_{\Sigma}, \quad (1.2)$$

където $K_{\Sigma} = \prod_{i=1}^n K_i$ е обобщен коефициент; n е броят на отчетените фактори.

1.6. Критерии за работоспособност на МЕ

В общото машиностроене преобладават конструкционните елементи, през които преминава силов поток, т.е. на преден план е тяхната силова функция, а не кинематична например (кинематичната функция е лимитираща в уредите, измерителната апаратура и др.). Следователно основните критерии за работоспособност на МЕ с общо предназначение са якостта, коравината и устойчивостта им. Допълнителни критерии могат да бъдат износоустойчивост, виброустойчивост, топлоустойчивост и устойчивост в химически агресивна среда.

Задачата за избор на основен критерий, както и степенуването на приоритетното действие на критериите при повече от един, се решава в зависимост от конкретните условия на експлоатация и като следствие от характера на натоварване. Например работоспособността на валове е гарантирана при удовлетворяване на критериите за статична и динамична якост (пресмятане на умора), а основен критерий за работоспособност на триещите съединители е износоустойчивостта (определя се от повърхностното налягане).

1.6.1. Обемна якост при статични натоварвания

Статичните натоварвания могат да предизвикат недопустима деформация в МЕ, а понякога дори тяхното разрушение. Липсата на достатъчна якост може да причини появата на пукнатини, повреди, счупвания или пластични (остатъчни) деформации по работната повърхност на МЕ. *В повечето случаи пресмятането на обемна якост е подчинено на условието за отсъствие на пластични деформации, тъй като наличието на такива деформации променя характера на взаимодействие и връзките между елементите.*

Като цяло, пресмятанията по критерий обемна якост имат детерминистичен характер, тъй като се отнасят за застрашеното сечение от конкретен конструктивен елемент, с определена форма, размери и материал. Условията за обемна якост са:

$$\sigma \leq [\sigma]; \quad \tau \leq [\tau]; \quad \sigma_{екв} \leq [\sigma], \quad (1.3)$$

където: σ и τ са максималните по абсолютна стойност работни напрежения в застрашеното сечение; $\sigma_{екв}$ е еквивалентното напрежение по избрана якостна теория в случай на сложно напрегнато състояние [13]; $[\sigma]$ и $[\tau]$ са допустимите нормално и тангенциално напрежения.

Работните напрежения се определят по методите на Съпротивление на материалите. Допустимите напрежения се определят от зависимостите:

$$[\sigma] = \sigma_{zp} / [S_{\sigma}]; \quad [\tau] = \tau_{zp} / [S_{\tau}], \quad (1.4)$$

където: σ_{zp} и τ_{zp} са граничните (опасните) напрежения за дадения материал;

$[S_{\sigma}]$ и $[S_{\tau}]$ са коефициенти на сигурност.

Особено отговорен момент при конструиране е определянето на допустимите напрежения. За тази цел е необходимо точно да се познават условията на експлоатация и необходимата дълготрайност за конкретния елемент. В общия случай дълготрайността е различна при различни условия на експлоатация. Например за корабостроенето необходимата дълготрайност на търкалящите лагери е $20000 \div 30000 h$, а за селскостопанското машиностроене – $1000 \div 2000 h$ [8,19]. От голямо значение е уместният избор на материала. В зависимост от поведението му при разрушение, се избира съответното гранично (опасно) напрежение:

- якостта $\sigma_B; \tau_B$ – при крехки материали (чугуни, високо-въглеродни стомани);
- границата на провлачване $\sigma_S; \tau_S$ – при жилавопластични материали (ниско- и средно-въглеродни стомани);
- границата на пълзене σ_{CR} – при материали (цветни сплави), склонни към пълзене (обикновено при високи температури).

В редица случаи стойностите на допустимите напрежения могат да се взимат от съществуващите справочници [15,16,19], както и нормативни документи, разработени от специализирани фирми, научно-изследователски институти и ведомства.

Коефициентите на сигурност $[S_\sigma]$ и $[S_\tau]$ се избират от справочната техническа литература [15,16,19] или се уточняват от конструктора, като се отчитат следните фактори:

- степен на отговорност на елемента в конструкцията;
- механичните характеристики на материала и степен на достоверност на същите;
- технологичният процес за изработването на елемента;
- степен на точност на конкретния метод за пресмятане.

1.6.2. Якост при динамични натоварвания

В общото машиностроене преобладават елементите, подложени на променливи натоварвания, и следователно напреженията в тях също се променят.

Когато напреженията се променят по хармоничен закон, т.е. варират периодически между един максимум и един минимум, натоварването е циклично.

В случаи на циклични натоварвания, лимитиращият фактор, определящ надеждността на изделията, е *умората на материала*. Чрез многобройни експериментални изследвания е установено, че когато максималното напрежение на цикъла $\sigma_{max} (\tau_{max})$ е по-голямо от определена стойност за дадения материал, след известен брой на циклите в материала възниква *микрупукнатина*, образуването на която поставя началото на уморното разрушение. Тя възниква там, където има дефекти в структурата – най-често в повърхностния слой, който е носител на *технологични* или *естествени (причинени от геометричната форма) концентратори*. Около тях се получава местна концентрация на напреженията, предизвикваща интензивно пластично приплъзване на отделни структурни зърна от материала, т.е. появява се *микрoplastичност*. С нарастване на броя на циклите, фронтът на пукнатината се разраства, предизвиквайки значително отслабване на носещото сечение [1]. Този процес се провокира в най-голяма степен, когато работните напрежения са *опънови*. При достигане на критична дължина на пукнатината, следващия цикъл на външното натоварване довежда до *внезапно разрушаване* на съответния конструкционен елемент.

Умората на материала е процес на зараждане на микрупукнатини, прерастващи в макрупукнатина и развитие на последната до внезапно разрушаване на конструкционния елемент вследствие от циклични натоварвания..

Механизмът на уморно разрушение е типичен за ротационни детайли от типа на валове и въртящите се оси. Напреженията в коя да е точка от дадено напречно

сечение (с изключение на центъра на сечението) от тях, причинени от огъващите моменти, се променят циклично (по синусов закон) по схемата „опън (+)– натиск (-)” с честота, равна на честотата на въртене.

Съкупността от последователните стойности на нормалните (тангенциалните) напрежения за определен период T , се нарича цикъл на нормалните (тангенциалните) напрежения.

Всеки цикъл се характеризира със следните параметри (табл. 1.1):

Параметри на цикъла

Таблица 1.1

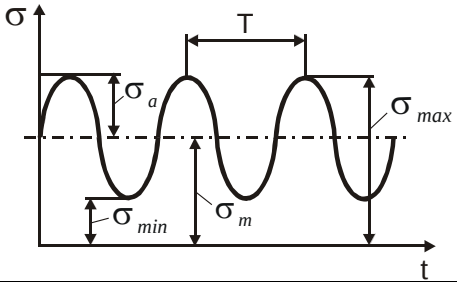
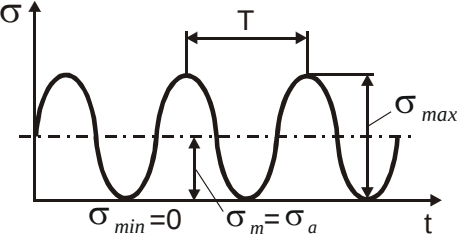
Параметри	Означение (зависимост)
Максимално напрежение на цикъла	$\sigma_{\max} (\tau_{\max})$
Минимално напрежение на цикъла	$\sigma_{\min} (\tau_{\min})$
Коефициент на асиметрия на цикъла	$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} ; (r = \tau_{\min} / \tau_{\max})$
Амплитуда на цикъла	$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} / 2 ; (\tau_a = \tau_{\max} - \tau_{\min} / 2)$
Средно напрежение на цикъла	$\sigma_m = \sigma_{\min} + \sigma_{\max} / 2 ; (\tau_m = \tau_{\min} + \tau_{\max} / 2)$
Характеристика на цикъла	$k = \sigma_a / \sigma_m ; (k = \tau_a / \tau_m)$

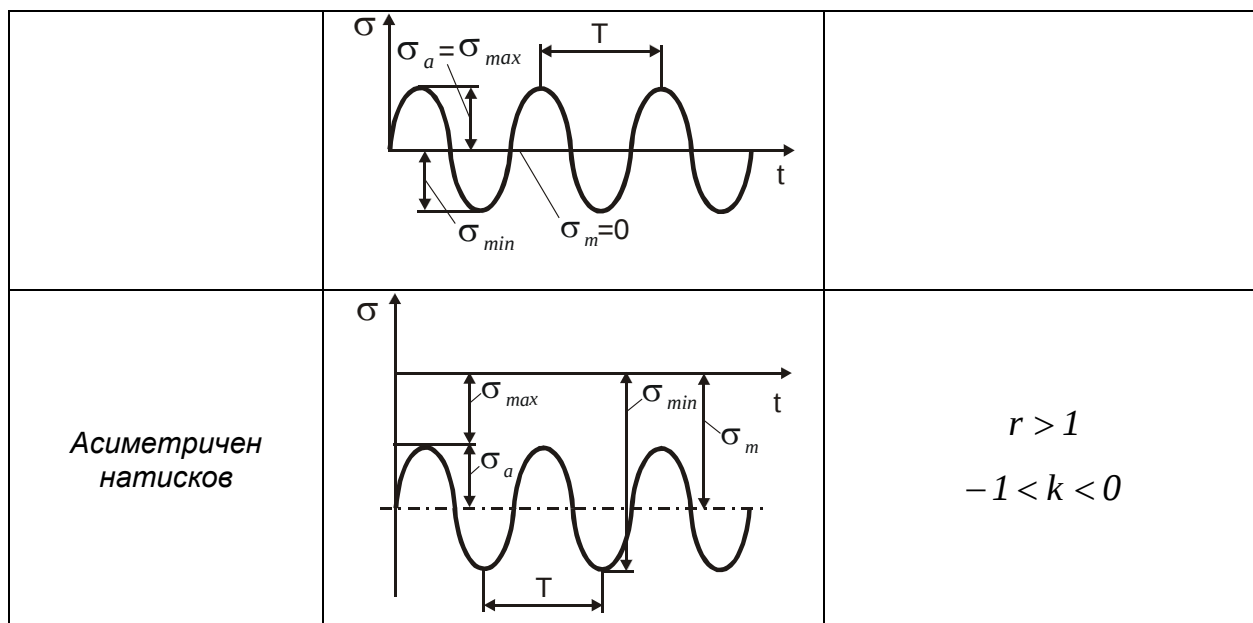
За амплитудата е в сила условието $\sigma_a(\tau_a) > 0$, а коефициентът на асиметрия на цикъла може да бъде $r > 0$, $r = 0$ или $r < 0$. В табл. 2.1 са показани графики, представящи различни видове цикли, както и характеризиращите ги параметри.

За да бъде напълно определен даден цикъл, достатъчно е да са известни два от параметрите му, например $\sigma_{\max}$ и $\sigma_{\min}$; σ_a и σ_m .

Видове цикли

Таблица 2.1

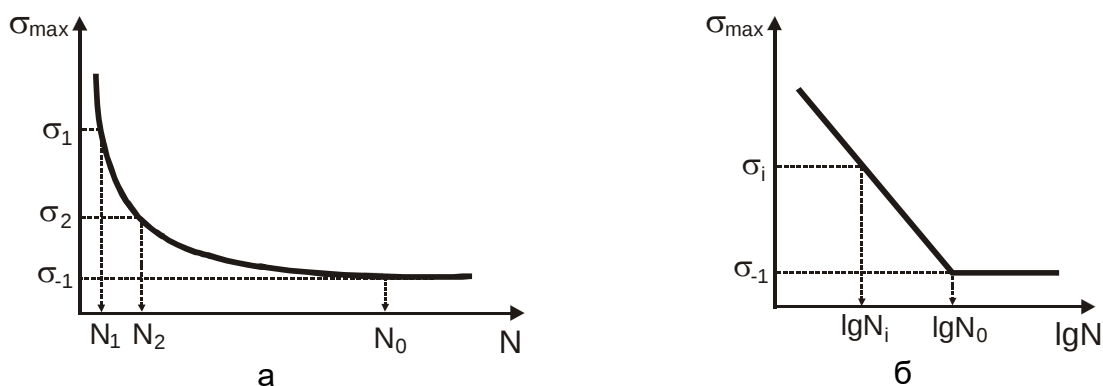
Вид на цикъла	Графика	Коеф. на асиметрия r Характеристика k
Асиметричен опънов		$0 < r < 1$ $0 < k < 1$
Пулсиращ		$r = 0$ $k = 1$
Симетричен		$r = -1$ k е неопределима



Резултатите от изпитанията на умора потвърждават графичната зависимост между максималното напрежение на цикъла σ_{max} (τ_{max}) и броя на циклите до разрушаване N , показана на фиг. 1.3а. Кривата на умора (фиг. 1.3а) се характеризира с два участъка – низходящ криволинеен наляво от (т. σ_{-1} ; N_0) и практически праволинеен надясно от нея. Очевидно при циклично натоварване с максимално напрежение σ_{-1} , материалът може да издържи безброй много цикли. Числото N_0 се нарича *базисен брой цикли*, който за стомани условно се приема $N_0 \approx 10^7$, а за цветни метали и сплави – $N_0 \approx (50 \div 100) \times 10^6$. В координатната система σ_{max} ; $\lg N$ кривата на умора ще съдържа две прави, пресичащи се в (т. σ_{-1} ; $\lg N_0$) (фиг. 1.3б). За елементи с дълготрайност $N_i < N_0$ (наляво от т. N_0) е в сила зависимостта:

$$\sigma_i^m N_i = \sigma_{-1}^m N_0, \quad (1.5)$$

където m (за стомани $m \approx 6 \div 10$) е степенен показател, зависещ от размерите на образците, вида на концентратора, степен на уякчаване на повърхностния слой и др.



Фиг. 1.3. Криви на умора

В съответствие с изложеното се дефинира понятието *граница на умора* – основна механична характеристика на материала при циклични натоварвания:

Границата на умора съответно $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ при симетричен цикъл и $\sigma_r(\tau_r)$ при несиметричен цикъл, е най-голямото напрежение, което образецът може да издържи неограничено дълго без да се разруши.

По смисъла на горната дефиниция напреженията $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ и $\sigma_r(\tau_r)$ се наричат още *неограничена граница на умора*, а кои да са напрежения $\sigma_{-1j} > \sigma_{-1}(\tau_{-1j} > \tau_{-1})$ се наричат *ограничена граница на умора*.

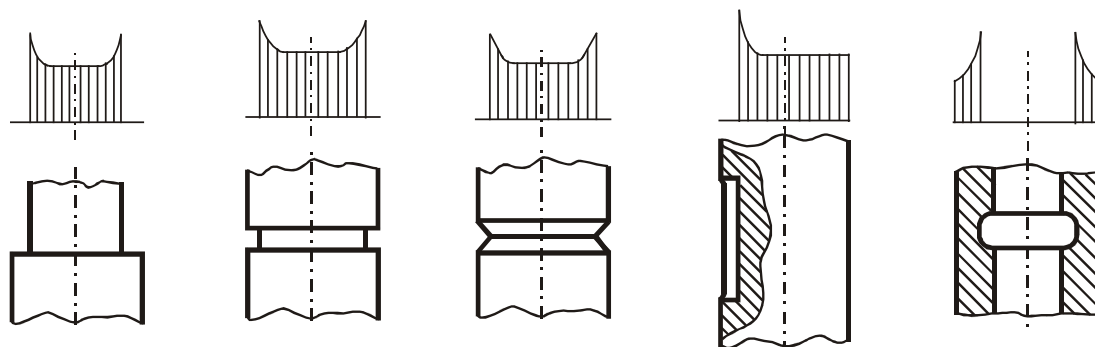
1.6.3. Фактори, влияещи върху якостта при динамични натоварвания

► Концентрация на напреженията

Локалното нарастване на напреженията в местата, в които има рязка промяна на формата на напречните сечения, се нарича концентрация на напреженията.

Причинители на концентрацията на напреженията са стъпалните изменения на размерите, наличието на отвори, канали за шпонки, щели, резби, надрези и др. В зависимост от произхода си концентраторите могат да бъдат:

- **Конструктивни** Те са следствие на формата на конструктивните елементи (фиг. 1.4);
- **Технологични** Те произтичат от методите на изработване и монтаж (например следи от струговане, шлифование, пресови сглобки).



Фиг. 1.4. Конструктивни концентратори на напреженията и диаграми на локалните нормални напрежения

Показаните на фиг. 1.4 диаграми на нормалните напрежения са определени при условие, че материалът е идеално хомогенен, изотропен и деформациите са изцяло еластични [1]. Максималните напрежения са локализирани около концентраторите и са много по-големи от номиналните, които са равномерно разпределени в даденото сечение. Очевидно максималните напрежения зависят от геометричната форма и размери на концентратора (фиг. 1.4).

Количествена мярка за влиянието на концентрацията на напреженията върху якостта на машинните елементи е т.н. *ефективен коефициент на концентрацията* $K_\sigma(K_\tau)$:

$$K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1,k}; \quad K_\tau = \tau_{-1} / \tau_{-1,k}, \quad (1.6)$$

където $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ е границата на умора при гладък образец, а $\sigma_{-1,k}(\tau_{-1,k})$ – границата на умора при образец със същите размери, но с конкретен концентратор. Стойностите на коефициентите $K_\sigma(K_\tau)$ се отчитат от таблици или графики, дадени в справочната техническа литература [15,16,19] в зависимост от вида на концентратора и от материала.

► Влияние на абсолютните размери

Експерименталните изследвания доказват, че с нарастване на абсолютните размери на елементите границата на умора намалява. И ако началното зараждане на микропукнатината се провокира преди всичко от максималните напрежения около концентратора, то развитието ѝ в значителна степен зависи от формата и размерите на сечението.

За количествена оценка на влиянието на абсолютните размери се въвежда т.н. *мащабен фактор* $\varepsilon_\sigma < 1$ ($\varepsilon_\tau < 1$), определен от:

$$\varepsilon_\sigma = \sigma_{-1,E} / \sigma_{-1}; \quad \varepsilon_\tau = \tau_{-1,E} / \tau_{-1}, \quad (1.7)$$

където σ_{-1} (τ_{-1}) е границата на умора за стандартен образец, а $\sigma_{-1,E}$ ($\tau_{-1,E}$) – границата на умора за конкретния елемент.

► Влияние на състоянието и свойствата на повърхностния слой

Установено е, че микропукнатините се зараждат предимно в повърхностния слой на конструкционните елементи. *Следователно състоянието и свойствата на повърхностния слой са от определящо значение за уморното разрушение.*

Технологичният процес на изработване и сглобяване на елементите има решаващо значение, тъй като от него зависи както *микрогеометрията*, така и *физико-механичното състояние* на повърхностния слой. Параметрите, които определят микрогеометрията са грапавост, вълнообразност, резки и следи от обработката, а физико-механичното състояние се определя от структурата, наклепа и остатъчните напрежения. *Наличието на наклеп и остатъчни напрежения на натиск увеличават границата на умора, а опъновите остатъчни напрежения я намаляват.* Това обстоятелство определя специални методи за обработка, стоящи в основата на т.н. *уякчаващи технологии*.

Уякчаването е съзнателно генериране на остатъчни напрежения на натиск и повишена микротвърдост чрез пластифициране на повърхността (ППД) или в по-голяма дълбочина.

Уякчаващите технологии се базират на такива методи като обтъркаване с ролки, диамантно заглаждане, дробинкоструйно наклепване, хидрополиране и др.

В пресмятанията на динамична якост състоянието на повърхностния слой се отчита чрез *коэффициента на качеството на повърхнините* β_σ (β_τ):

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1,\Pi} / \sigma_{-1}; \quad \beta_\tau = \tau_{-1,\Pi} / \tau_{-1}, \quad (1.8)$$

където σ_{-1} (τ_{-1}) е границата на умора на образец със стандартно обработена (шлифована) повърхнина, а $\sigma_{-1,\Pi}$ ($\tau_{-1,\Pi}$) е границата на умора на образец с повърхнина, съответстваща на конкретния елемент.

1.6.4. Коэффициент на сигурност при циклични натоварвания

Необходимата динамична якост на МЕ се гарантира от удовлетворяване на условието:

$$S = \sigma_{sp} / \sigma \geq [S] \quad (1.9)$$

• *Елементите са подложени на просто натоварване по симетричен цикъл (цикличен опън – натиск, циклично огъване или циклично чисто усукване).* Тогава коэффициентът на сигурност се определя от зависимостта:

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

• *Елементите са натоварени с едновременно огъване и усукване по симетричен цикъл* В този случай коефициентът на сигурност се определя по зависимостта на Гаф-Полард:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (1.11)$$

където S_σ и S_τ са определени по зависимост (1.10);

• *Елементите са подложени на просто натоварване по асиметричен цикъл* За коефициента на сигурност се прилага зависимостта:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S]; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \geq [S]; \quad (1.12)$$

• *Елементите са подложени на едновременно огъване и усукване по асиметричен цикъл* И в този случай се прилага зависимост (1.11) (на Гаф-Полард), където S_σ и S_τ са определени по зависимост 1.12.

1.6.5. Повърхностна (контактна) якост на МЕ

Експлоатацията на техническите изделия е свързана с предаване на силов поток между елементите им чрез контактно взаимодействие по работните им повърхнини. Възникването на повреди по тези повърхнини води до загуба на тяхната работоспособност. В зависимост от физическата природа на взаимодействието се различават три критерия за достатъчна повърхностна якост: *повърхностно налягане, смачкване и контактни напрежения*.

► Повърхностно налягане

Когато силовият поток се предава по достатъчно големи, мазани и относително подвижни една спрямо друга повърхнини, критерий за достатъчна повърхностна якост е удовлетворяване на условието:

$$p \leq [p], \quad (1.13)$$

където p е работното, а $[p]$ е допустимото *повърхностно налягане*. Целта е да се осигурят условия против интензивно износване на работните повърхнини. По този критерий се пресмятат плъзгащите лагери, двигателните резбови съединения (например винтов крик), триещите съединители и др.

► Смачкване

В случай, че силовият поток се предава по достатъчно големи, немазани и относително неподвижни една спрямо друга повърхнини, критерий за повърхностна якост е условието за предотвратяване на *смачкването* на работните повърхнини:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.14)$$

където $\sigma_{см}$ е работното напрежение на смачкване, а $[\sigma_{см}]$ е допустимото напрежение. Този критерий се прилага при пресмятане например на шпонкови, шлицеви и щифтови съединения.

► Контактно напрежение

Когато силовият поток се предава теоретично в точка или по линия, а в действителност по много малка площ, в МЕ в зоната на контакта възникват *контактни напрежения*. Задачата за определяне на контактните напрежения и деформации е решена от *Herz* през 1881 – 1882 г. чрез прилагане на методите от теория на еластичността при следните *основни приемания*:

- напреженията в зоната на контакта са под границата на еластичността за двата материала;
- размерите на контактната повърхност са много по-малки в сравнение с тези на допиращите се повърхнини;
- разпределените по контактната площ натискови сили са нормално ориентирани спрямо нея.

Условието за достатъчна контактна якост на МЕ е:

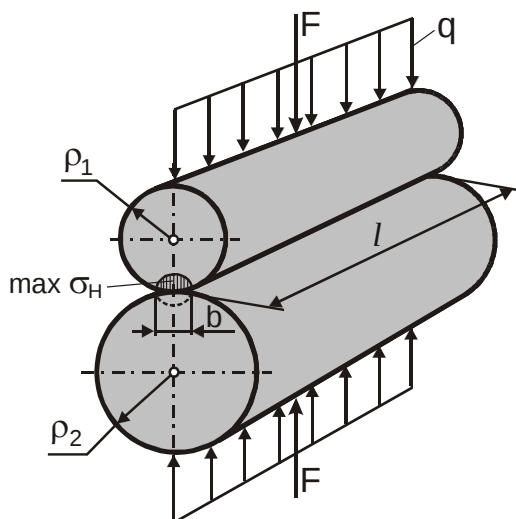
$$\max \sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (1.15)$$

където $\max \sigma_H$ е максималното напрежение в зоната на контакта, а $[\sigma_H]$ е допустимото контактено напрежение, което се определя от условията на работа на елементите и на базата на обобщени от опита данни.

Ще бъдат разгледани характерни за инженерната практика случаи, в които възникват контактни напрежения и деформации.

• Притиснати цилиндри с успоредни оси

Два цилиндъра с радиуси ρ_1 и ρ_2 и модули на линейни деформации E_1 и E_2 са притиснати по образуващите с равномерно разпределени сили с интензивност $q = F / l$, N / m (фиг. 1.5).



Фиг. 1.5. Контактни напрежения при цилиндри с успоредни оси

Получената следствие на еластичните деформации контактна площадка има форма на правоъгълник с дължина l и широчина b :

$$b = 2,15 \sqrt{2q \frac{\rho_{np}}{E_{np}}}, \quad (1.16)$$

където $\rho_{np} = \rho_1 \rho_2 / \rho_1 + \rho_2$ се нарича приведен радиус в контактната зона, а $E_{np} = 2E_1 E_2 / E_1 + E_2$ е приведен модул на линейна деформация.

В точки от оста на площадката действа максималното по стойност напрежение $\max \sigma_H$ (фиг. 1.5):

$$\max \sigma_H = 1,27 q / b = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (1.17)$$

Застрашените точки се намират на дълбочина $0,4b$ и са подложени на тримерно напрегнато състояние със следните главни напрежения [14]:

$$\sigma_1 = -0,18 \max \sigma_H; \quad \sigma_2 = -0,288 \max \sigma_H; \quad \sigma_3 = -0,788 \max \sigma_H, \quad (1.18)$$

а максималното тангенциално напрежение е:

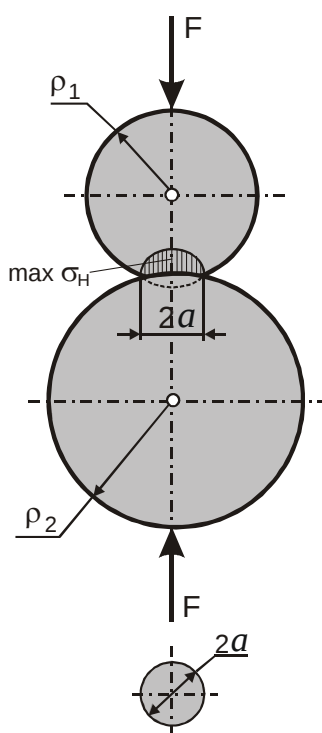
$$\max \tau = \tau_{13} = \pm \sigma_1 - \sigma_3 / 2 = \pm 0,304 \max \sigma_H . \quad (1.19)$$

При притискане на цилиндър с радиус ρ_1 към вдлъбнатата цилиндрична повърхнина с радиус $\rho_2 > \rho_1$ се прилага зависимост (1.17), като се коригира израза за ρ_{np} : $\rho_{np} = \rho_1 (-\rho_2) / \rho_1 - \rho_2$. В случай, че се притиска цилиндър (ρ_1) към равнина ($\rho_2 = \infty$), за приведения радиус следва $\rho_{np} = \rho_1$.

Ако условие (1.15) не е изпълнено, по работните повърхнини на МЕ се появяват вдлъбнатини, нащърбявания, пукнатини и др. Те се наблюдават например при зъбни колела и търкалящи лагери.

• Притиснати сфери

Притиснати са две сфери със сила F с радиуси и модули на линейни деформации съответно $\rho_1; E_1$ и $\rho_2; E_2$ (фиг. 1.6).



Получената вследствие еластичните деформации контактна площадка е с форма на кръг с радиус a , а нормалните напрежения са разпределени по полусферичен закон (фиг. 1.6). В центъра на площадката действа максималното по абсолютна стойност контактно напрежение $\max \sigma_H$:

$$\max \sigma_H = 0,388 \sqrt[3]{F \frac{E_{np}^2}{\rho_{np}^2}}, \quad (1.20)$$

където E_{np} и ρ_{np} са въведените по-горе величини. Радиусът на контактната площадка се определя от израза:

$$a = 0,88 \sqrt[3]{2F \frac{\rho_{np}}{E_{np}}}. \quad (1.21)$$

Центърът на площадката се намира в тримерно напрегнато състояние с натискови главни напрежения:

Фиг. 1.6. Контактни напрежения при притиснати сфери

$$\sigma_1 = \sigma_2 = -0,8 \max \sigma_H; \quad \sigma_3 = -\max \sigma_H \quad (1.22)$$

Тъй като трите напрежения са почти еднакви, може да се приеме, че материалът в околност на центъра на контактната зона се намира в състояние на всестранен натиск. Както е известно в случай на всестранен опън или натиск [14], материалът може да издържи много големи напрежения без да се появят остатъчни деформации (за стомана $\max \sigma_H = 5 \sigma_S$).

Застрашената точка от контактната зона се намира на дълбочина $a/2$ и лежи върху линията, свързваща центровете на сферите. В нея действат следните главни напрежения:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = -0,18 \max \sigma_H; \quad \sigma_3 = -0,8 \max \sigma_H, \quad (1.23)$$

а максималното тангенциално напрежение е:

$$\max \tau = \tau_{13} = \pm \sigma_1 - \sigma_3 / 2 = \pm 0,31 \max \sigma_H. \quad (1.24)$$

В случай, че сфера с радиус ρ_1 е притисната към вдлъбната сферична повърхнина с радиус $\rho_2 > \rho_1$, се прилагат зависимости (1.20) – (1.24), като пред ρ_2 в израза за ρ_{np} се постави знак „минус“. Ако сфера с радиус ρ_1 е притисната към равнина ($\rho_2 = \infty$), за максималното по абсолютна стойност напрежение $\max \sigma_H$ следва:

$$\max \sigma_H = 0,388 \sqrt[3]{F \frac{E_{np}^2}{\rho_1}}, \quad (1.25)$$

а радиусът на контактната площадката се определя от израза:

$$a = 0,88 \sqrt{2F \frac{\rho_1}{E_{np}}}. \quad (1.26)$$

В действителност, при експлоатацията на МЕ реалните условия на контакт се различават от теоретичните – в общия случай контактуващите повърхнини са в относително движение една спрямо друга. Следователно освен на нормални сили, те са подложени и на тангенциални сили на триене. В допълнение, реалната геометрия на МЕ се различава от тази в „идеализираните“ случаи, разгледани от *Herz* поради отклонения във формата им. Независимо от това, показаният изчислителен апарат дава добри резултати в инженерната практика.

Често се среща случаят, при който натоварванията в контактуващите елементи, намиращи се в относително движение, са циклично променливи. Следователно в повърхностните им слоеве възникват *циклични контактни напрежения*. Те са в основата на явлението *контактна умора* на материала.

Контактната умора е процес на поява и развитие на дефекти по работните повърхнини на МЕ, причинен от циклични контактни напрежения.

Дефектите се изразяват в поява на микропукнатини по повърхностите, откъртване на малки частици (люспи) от повърхностния слой, което води до нащърбяване (*pitting*) на същия. Нащърбяването се наблюдава, когато елементите работят в масло, тъй като проникването на масло в пукнатините след затварянето им резултира в повишеното му налягане, което причинява откъсване на частици от материала.

При отсъствие на масло, разрушаването на работните повърхнини протича по различен начин.

1.6.6. Критерии за коравина на МЕ

Способността на елементите при натоварването им да се съпротивляват срещу изменение на формата, респ. размерите им, се нарича коравина (неподатливост).

При известни размери, в определени случаи се извършват деформационни пресмятания, като се прилагат методите на Съпротивление на материала. В зависимост от натоварването, в най-общ вид деформационните условия (условията за достатъчна коравина) са следните:

- При опън-натиск:

$$\Delta l \leq [\Delta l], \quad (1.27)$$

където Δl е абсолютната деформация (удължение или скъсяване), а $[\Delta l]$ е допустимата.

• При усукване:

$$\max \varphi \leq [\varphi] \quad \text{или} \quad \max \theta \leq [\theta], \quad (1.28)$$

където $\max \varphi, \text{rad}$ ($\max \theta, \text{rad} / \text{m}$) е максималният ъгъл на усукване (максималният относителен ъгъл на усукване), а $[\varphi]$ и $[\theta]$ са допустимите им стойности.

• При огъване:

$$f \leq [f] \quad \text{или} \quad f / l \leq [f / l]; \quad \max \alpha \leq [\alpha], \quad (1.29)$$

където f, m е максималното провисване, f / l е относителното провисване, $\max \alpha, \text{rad}$ е максималният ъгъл на завъртане на допирателната към еластичната линия, а съответно $[f]$, $[f / l]$ и $[\alpha]$ са допустимите им стойности.

Допустимите стойности на деформациите се определят на база на натрупан опит при експлоатация на МЕ и се дават в техническата литература [15,16,19].

1.6.7. Износоустойчивост на МЕ

Физическата природа на относителното движение на МЕ в процеса на експлоатацията им се определя от *триенето* по работните им повърхнини. В резултат същите се *износват*, т.е. променят се формата и размерите им.

Износоустойчивост е способността на конструктивните елементи да запазват размерите си в границите на предписаните допуски в течение на зададения срок на експлоатация.

Факторите, влияещи върху износването са:

- свойствата на материалите на взаимодействащите си елементи;
- грапавостта и твърдостта на повърхнините;
- натоварването на МЕ, респ. повърхностното налягане и контактните напрежения;
- вида и условията на триене – наличие на мажещо вещество и неговите свойства, относителна скорост на плъзгане или търкаляне, работна температура, охлаждане, влажност и др.

Когато елементите работят при наличие на твърди частици в заобикалящата ги среда, износването се нарича абразивно.

Износването води до промяна на характера на сглобките между детайлите и във физико-механичното състояние на работните им повърхнини. Негативните последици са влошаване на точността на изделията, нарушаване на режима на мазане, намаляване на якостта, задиране на повърхнините, увеличаване на шума и др.

Предвид многообразието от фактори, от които зависи износването, не съществува единна методика за изчисляване на МЕ на износване. Като се отчита определящото значение на повърхностното налягане p , скоростта на плъзгане v , както и загряването на елементите, в редица случаи пресмятането на износване се свежда до проверка на неравенствата:

$$p \leq [p]; \quad p.v \leq [p.v], \quad (1.30)$$

където $[p]$ и $[p.v]$ са допустимите им стойности, определени на база на експлоатационен опит за конкретни МЕ (плъзгащи лагери, триещи съединители) [10,19].

§ 2. РАЗГЛОБЯЕМИ СЪЕДИНЕНИЯ

Съединения, които допускат многократно разединяване и съединяване на отделните им елементи, без да е необходима допълнителна обработка на нито един от тях при запазване на работоспособността им, се наричат *разглобяеми*. Към тази група принадлежат винтовите, клиновите, шпонковите, щлицовите (зъбни), профилните и щифтовите съединения (вж. фиг. 1.2).

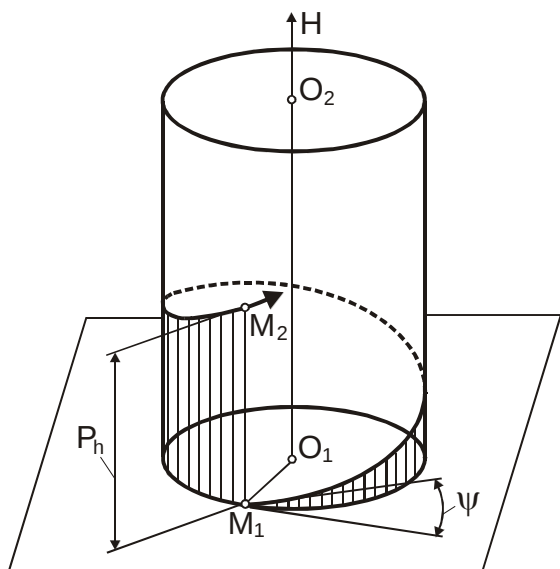
2.1. Винтови (резбови) съединения

2.1.1. Винтова линия. Геометрия на резбите

Винтовите съединения се прилагат за създаване на относително неподвижна връзка между два и повече детайла чрез използване на болт (винт или шпилка) и гайка. Основните им предимства са: просто устройство, възможност за регулиране на притискащата сила чрез един и същ елемент, както и многократно разединяване и създаване на съединенията без повреждане на елементите. Тези предимства са предпоставка за голямото им приложение във всички области на техниката. Те са първият обект на стандартизация в машиностроенето (първото предложение е направено от Vitvort през 1841 г. и се отнася за профила и диаметъра на резбите).

► Понятие за винтова линия

При обвиване на права, наклонена под ъгъл ψ спрямо основната равнина, около прав кръгов цилиндър, се получава винтова линия (фиг. 2.1).



Фиг. 2.1. Образуване на винтова линия

Винтовата линия е дясна, ако погледнато срещу O_2H , навиването е обратно на въртенето на часовата стрелка, а в обратния случай – винтовата линия е лява.

Отсечката $M_1M_2 = P_h$, мерена по образуващата на цилиндъра, се нарича *ход на винтовата линия*, а ъгълът ψ – *ъгъл на изкачване*.

Дължината на винтовата линия M_1M_2 за едно пълно завъртане на правата ($\varphi = 2\pi$), се нарича *навивка на винтовата линия*.

Ако около един и същи цилиндър се навият i на брой прави, отстоящи на централен ъгъл $2\pi/i$, ще се получат винтови линии, лежащи на равни осови разстояния p . Тази схема е основа за получаване на многоходовите резби.

► Винтова повърхнина

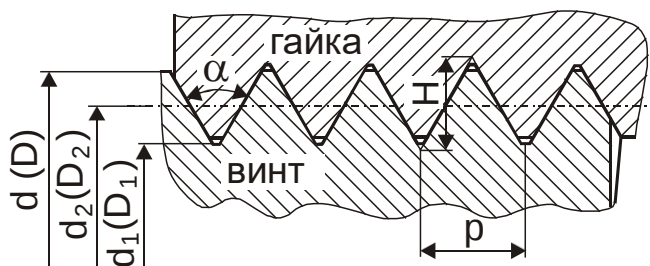
Даден е равнобедрен трапец с голяма основа P_h , лежащ в полуравнина, минаваща през оста на цилиндъра (фиг. 2.1), а основата му P_h лежи върху образуващата му. При съвместното въртене на полуравнината и трапеца, като едновременно с

това средната му точка се движи по винтова линия, трапецът описва винтово тяло, което се нарича *навивка на резбата*. При това, за произволен диаметър на цилиндъра, получената винтова повърхнина има постоянен ход – $P_h = \text{const}$. *Навивката на винтовото тяло в действителност е кръгов клин, и следователно, винтовото съединение е разновидност на клиново съединение.*

► Геометрични параметри на резбата

Резбите се определят от следните геометрични параметри (фиг. 2.2):

• $d (D)$ – външен диаметър на винта (гайката) – съвпада с номиналния диаметър на резбата;



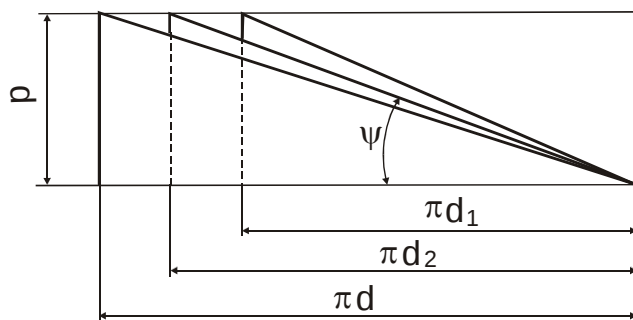
Фиг. 2.2 Геометрични параметри на резбата

- $d_1 (D_1)$ – вътрешен диаметър на винта (гайката);
- $d_2 \approx (d + d_1) / 2 (D_2)$ – среден диаметър на резбата (еднакъв е за винта и гайката);
- p – стъпка на резбата;
- i – брой на ходовете на резбата;
- $P_h = p i$ – ход на резбата;
- α – профилен ъгъл на резбата;

• H – височина на теоретичния профил на резбата;

• H_1 – работна височина на профила (за метрични резби $H_1 = \frac{5}{8} H$);

• ψ – ъгъл на изкачване на резбата – определя се от зависимостта (фиг. 2.3):



Фиг. 2.3. Схема за определяне ъгъла на изкачване на резбата

- трапецовидни (фиг. 2.3б);
- трионовидни (фиг. 2.3в);
- кръгли (фиг. 2.3д);
- квадратни (фиг. 2.3г).

Според броя на винтовите линии:

- едноходови;
- многоходови (при две и повече успоредни винтови линии).

Според посоката на винтовата линия:

- десни (вж. фиг. 2.1) – по подразбиране резбите са десни;
- леви – указва се допълнително в означенията на резбите.

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{ip}{\pi d_2} = \frac{P_h}{\pi d_2} \quad (2.1)$$

За метричните резби обикновено $i = 1$.

► Класификация на резбите

В зависимост от профила на навивките резбите са (фиг. 2.3):

- триъгълни (остри) (фиг. 2.3а) – метрична, цолова и тръбна;

Според функционалното им предназначение резбите могат да бъдат:

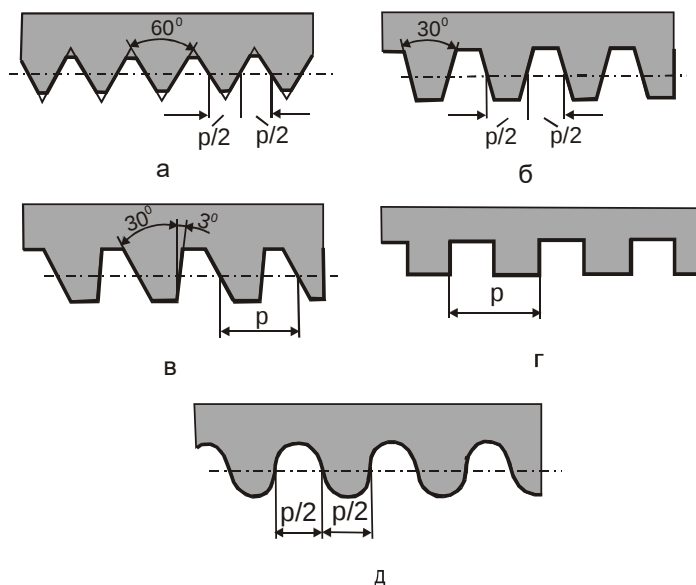
- свързващи – използват се резби с триъгълен профил;
- свързващо-уплътнителни;
- двигателни – разглеждат се като предавателен механизъм „винт-гайка“.

Според геометричната форма на стеблото:

- цилиндрични;
- конусни;

Според големината на стъпката:

- с нормална (едра) стъпка;
- със ситна стъпка – указва се допълнително в означенията на резбите.



Фиг. 2.4. Видове резби според профила

Ще бъдат разгледани най-често срещаните в инженерната практика резби.

• Метрична резба
(фиг. 2.4а)

Тя е най-разпространената свързваща резба, а размерите ѝ са регламентирани от ISO 261. Профилът на навивките съответства на равностраничен триъгълник, скосен при върха, а в основата на навивките има закръгление. Номинален е външният диаметър d на резбата, който се означава в конструктивната документация. Стандартът предвижда няколко стъпки, съответстващи на един и същи диаметър d .

Примерни означения на метрични резби:

- 1) за резби с нормални стъпки: $M6$; $M8$; $M12$; $M16$ (посочените числа съответстват на d);
- 2) за резби със ситни стъпки: $M10 \times 1,5$; $M16 \times 2$ (второто число съответства на стъпката).

• Цолова резба

Прилага се като свързваща в страните със цолова измерителна система. Профилът на навивките е триъгълен с ъгъл при върховете им 55° , като има скосявания както при върховете, така и в основата им. Размерите им са в цолове ($1'' = 25,4 \text{ mm}$), като в един цол се съдържат цяло число навивки.

Примерни означения на цолови резби:

$1/2''$; $3/4''$; $7/8''$ (числата съответстват на d).

• Тръбна (газова) резба

Прилага се за свързване на тръбни елементи. В действителност тя е ситна цолова резба, изпълнена със закръгления при върховете и в основата на навивките. За да се гарантира уплътнителната функция на резбата, свързаните профили се сглобяват без радиална хлабина. При означението на тръбните резби номинален диаметър е диаметърът на отвора на тръбата (D''), а останалите параметри се определят от стандарта.

Примерни означения на тръбни резби:

$$G 1/2''; G 3/4''; G 1\frac{1}{2}''.$$

• Трапецовидна резба (фиг. 2.4б)

Прилага се като двигателна (предавателен механизъм „винт-гайка“). Профилът на навивките има форма на равнобедрен трапец с ъгъл между бедрата 30° . Предвид относителното движение между винт и гайка (или детайл, изпълняващ функцията на гайка) посоченият профил, както и обстоятелството, че често се използват като многоходови, тези резби имат по-висок К.П.Д. в сравнение с триъгълните.

Примерни означения на трапецовидни резби:

$Tr 32 \times 3$; $Tr 36 \times 6$ (втората цифра е стъпката).

• Трионовидна (опорна) резба (фиг. 2.4в)

Прилага се като двигателна, еднопосочно натоварена резба. За тази цел профилът на навивките има форма на неравнобедрен трапец – едното бедро е с наклон 30° , а другото 3° спрямо перпендикуляра към геометричната ос на резбата. Действащото натоварване трябва да е ориентирано така, че да действа върху по-малко наклонената страна.

Примерни означения на трионовидни резби:

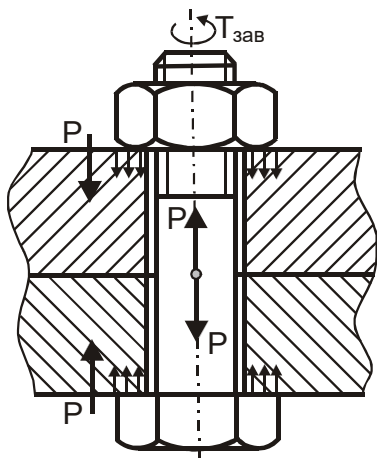
$S 36 \times 6$; $S 42 \times 4$.

• Квадратна резба (фиг. 2.4г)

Квадратният ѝ профил предполага най-малки загуби от триене, поради което тази резба се използва като двигателна. Тя е единствената нестандартна резба.

2.1.2. Силови съотношения между винта и гайката

► Момент на завиване



Фиг. 2.5. Създаване на болтово съединение

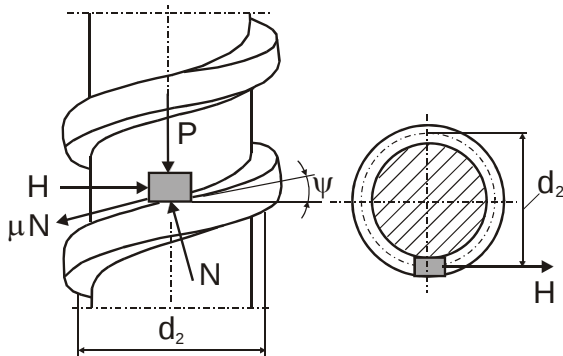
При създаване на винтовите съединения съединяваните детайли се притискат по опорните повърхнини, контактуващи с главите на винта (болта) и гайката, а последната се навива по винтовото стебло с помощта на приложена мускулна сила F върху рамото L на гаечен ключ. Моментът на завиване $T_{зав}$ се изразходва за преодоляване на триещия момент между навивките на болта и гайката. Равнодействащата на повърхностния натиск между детайлите е силата P (фиг. 2.5).

Действието на гайката при създаване на съединението се представя чрез опростен модел – изкачване на елементарно тяло с тегло P по наклонена под ъгъл ψ равнина, съответстваща на една разгъната навивка с квадратна

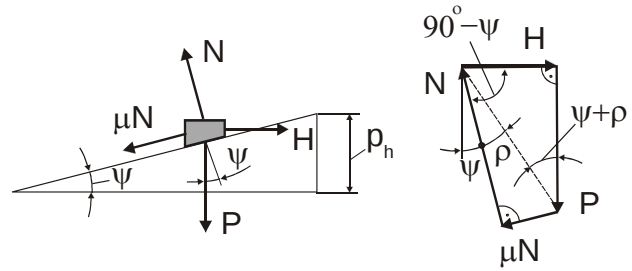
резба. За изкачване на тялото (завиване на гайката) е необходима сила H , приложена тангенциално по цилиндрична повърхнина с диаметър d_2 (фиг. 2.6). Взаимодействието между навивките на винта и гайката при отчитане на триенето е показано на фиг. 2.7. От статичното равновесие на системата (силиевият многоъгълник ще се самозатваря) непосредствено следва връзката между силите P и H :

$$H = P \operatorname{tg}(\psi + \rho), \quad (2.2)$$

където μN е силата на триене, а $\rho = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu$ е ъгълът на триене.



Фиг. 2.6. Опростен модел на създаване на болтово съединение



Фиг. 2.7. Силви съотношения при затягане на резби

Зависимост (2.2) е в сила при квадратни резби. Различните условия на триене при триъгълните (острите), трапецовидните и трионовидните резби се отчитат чрез т.н. приведен ъгъл на триене ρ' :

$$\rho' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)}, \quad (2.3)$$

От зависимост (2.3) следва, че силите на триене между навивките са толкова по-големи (чрез приведения коефициент на триене μ'), колкото α е по-голям ъгъл. Следователно при метрични и цолови (тръбни) резби възникват най-големи сили на триене между навивките при равни други условия.

За момента на завиване от (2.2) следва:

$$T_{зав} = H \frac{d_2}{2} = P \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho'). \quad (2.4)$$

Моментът, приложен от работника $T = F.L$ се изразходва за два вида съпротивления:

- 1) Моментът на завиване на гайката $T_{зав}$, осигуряващ сила на затягане P и изразен чрез зависимост (2.4);
- 2) Триещият момент по опорната повърхнина на гайката и единия от детайлите $T_{тр}$.

Моментът $T_{тр}$ се определя на база на следните приемания:

- Опорната повърхнина има форма на кръгов пръстен със среден радиус:

$R_{тр} = \frac{d_0 + S}{4}$, където d_0 е диаметърът на отвора за болта, а S е размерът на стандартния отвор на ключа;

- Равнодействащата на нормалния натиск по опорната повърхнина е P ;
- Коефициентът на триене е μ .

За триещия момент следва:

$$T_{тр} = \mu P R_{тр} \quad (2.5)$$

Тогава за моментът T , приложен от работника следва:

$$T = F.L = P \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + P \mu R_{тр} \quad (2.6)$$

Като се отчетат стандартните съотношения в размерите при свързващите резби: $2R_{mp} \approx 1,45d$; $d_2 \approx 0,9d$; $L \approx 15d$; $(\psi + \rho') \approx 10^\circ$ и се приеме $\mu = 0,15$ се намира връзката между силата F , приложена от работника и силата на затягане P :

$$P \approx 80 F \quad (2.7)$$

Ако се приеме средно-статистическа стойност за мускулната сила $F \approx 200 N$, то от (2.7) следва, че в стеблото на болта (винта) се създава значителна по големина сила $P \approx 16000 N$. Може да бъде направен следния извод:

При по-малки размери на резбите, същите могат да се разрушат още по време на затягането им. Това налага контрол на големината на момента T например чрез употреба на т.н. динамометрични ключове.

► Момент на отвиване Условие за самозадържане

Саморазвиването на гайката е равносилно на спускане на елементарното тяло по наклонената равнина. Планът на силите в този случай ($\psi > \rho$) е показан на фиг. 2.8а. Ъгълът на триене сменя знака си, и следователно, силата на триене μN е в обратна посока. За силата H' , противопоставяща се на саморазвиването следва:

$$H' = P \operatorname{tg}(\psi - \rho) \quad (2.8)$$

За момента на отвиване на гайката $T_{отв}$ с отчитане на приведения ъгъл на триене следва:

$$T_{отв} = -H' \frac{d_2}{2} = P \operatorname{tg}(\rho' - \psi) \quad (2.9)$$

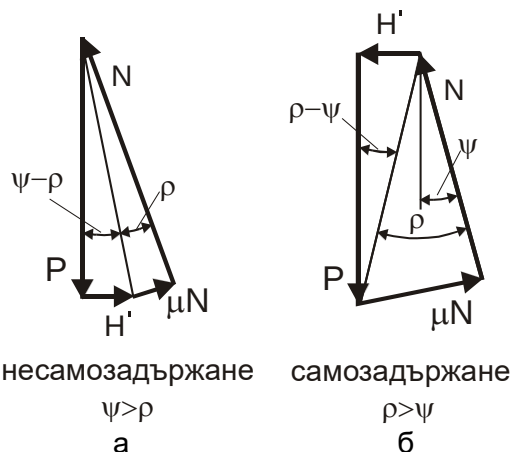
В случай на самозадържане не е необходима сила, задържаща тялото. Следователно, условието за самозадържане е силата $H' \leq 0$ (виж фиг. 2.8б). Като се отчете, че силата $P \neq 0$, а ψ и ρ' са малки ъгли, за които може да се приеме, че $\operatorname{tg} \psi \approx \psi$, $\operatorname{tg} \rho' \approx \rho'$, то условието за самозадържане е:

$$\psi - \rho' \leq 0 \Rightarrow \text{и окончателно: } \psi \leq \rho'. \quad (2.10)$$

От (2.10) и (2.1) следва, че саморазвиването е по-малко вероятно при резби със ситни стъпки.

► Осигурителни средства срещу саморазвиване

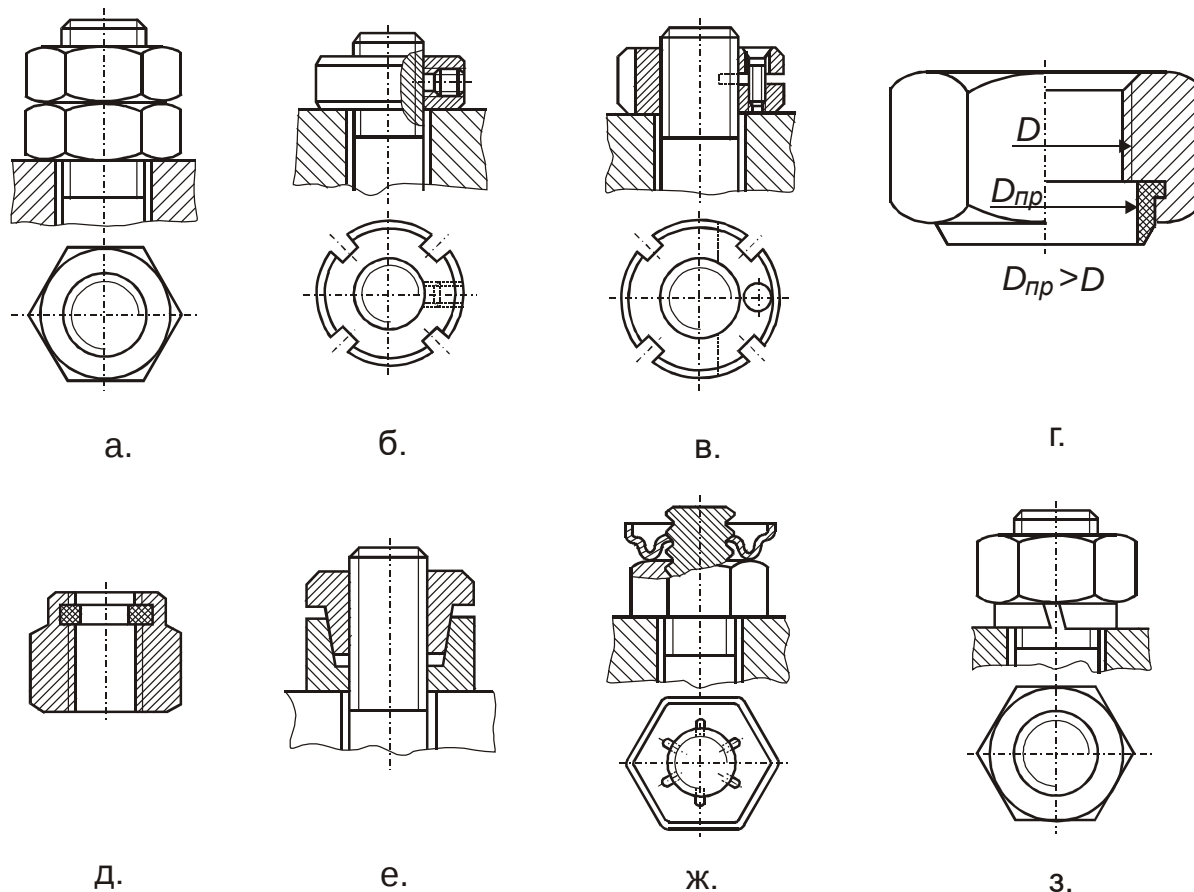
За всички свързващи резби условие (2.10) е изпълнено. Независимо от това, предимно при резби, подложени на променливо натоварване в комбинация с вибрации, се наблюдава саморазвиване на гайките. Физическата природа на саморазвиването е следната: При промяна на посоката на действащия товар или нулирането му, макар и за кратко се прекъсва контактът между навивките на винта и гайката, и следователно силите на триене също се нулират. При наличие на случаен импулс, съществува възможност от саморазвиване на гайката. Това налага използване на осигурителни средства срещу саморазвиване, особено при отговорни винтови съединения. В инженерната практика се използват следните три групи средства срещу саморазвиване:



Фиг. 2.8. Силнови съотношения при саморазвиване и отвиване

• I група: Средства, осигуряващи постоянен контакт между винтовите повърхнини

Използването им цели да се създаде допълнителна осова сила във винтовото стебло, която не зависи от външното натоварване. В резултат се получава постоянен контакт, респ. сили на триене в резбата, които възпрепятстват саморазвиването. Класически средства от тази група са контрагайката (фиг. 2.9а), употребата на запресован в гайката пръстен от полиамид, чиято резба се формира при навиване на винта (фиг. 2.9б), запресован в опорната страна на гайката пръстен от найлон (фиг. 2.9в) и широко използваните пружинни шайби (федершайби) (фиг. 2.9з). Поставената под гайката федершайба при създаване на съединението се деформира еластично, създавайки допълнителна опънова сила във винтовото стебло. Принципно същото действие имат и допълнителните винтове, показани на фиг. 2.9б и 2.9в – съответно чрез напречно притискане на медна или оловна пластинка в резбата или осово фиксиран в прорязана гайка. Използването на гайки с външна конусна повърхнина (цангов тип) (фиг. 2.9е) или щампованите гайки (фиг. 2.9ж) цели да се получи сигурен контакт между навивките за сметка на радиалното им притискане към винта.

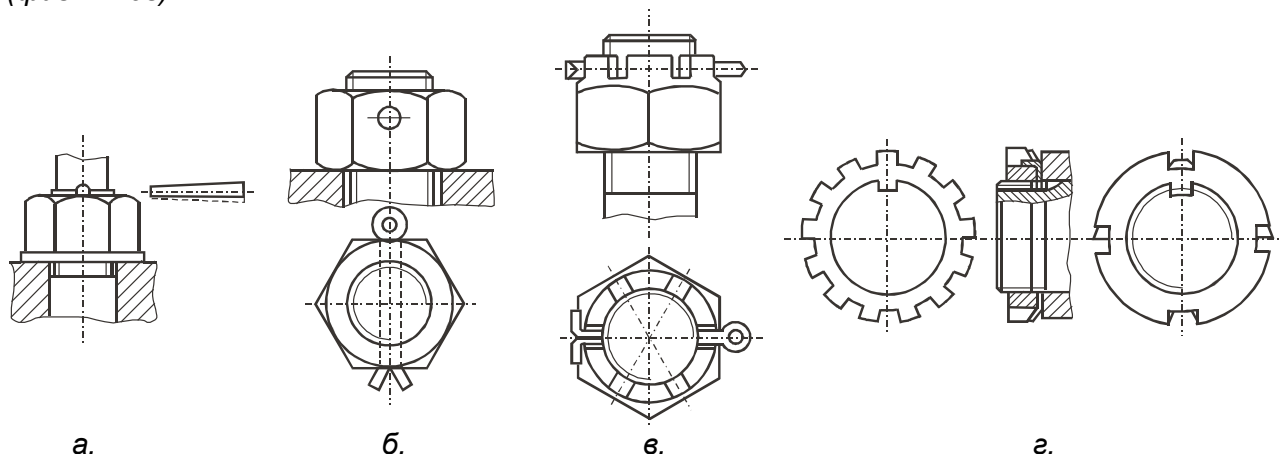


Фиг. 2.9. Средства срещу разхлабване на резбата от I група

• II група: Средства, фиксиращи завитата гайка към винтовото стебло

Чрез тези средства се гарантира контакта между винта и гайката, като последната се фиксира към винтовото стебло. Широко разпространени са шплинтовете (фиг. 2.10б), които се поставят в отвор, пробит във гайката и винтовото стебло. Основният им недостатък е отслабването на стеблото в най-натоварената зона, както и несъвпадането на отворите във винта и гайката вследствие от пластични деформации от предишни затягания. Тези недостатъци частично са избегнати, когато фиксирането става в ненатоварената част от винтовото стебло, непосредствено до гайката (фиг. 2.10а). Посочените недостатъци се избягват чрез употребата на шплинт и

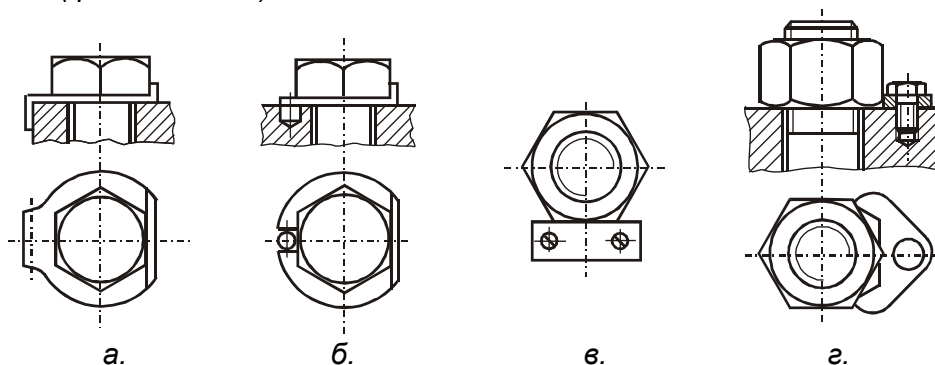
коронна гайка (фиг. 2.10в). За осигуряване на осово фиксиране на търкалящи лагери към валове широко се използват кръгли гайки в комбинация с назъбени подложни шайби (фиг. 2.10г).



Фиг. 2.10. Средства срещу разхлабване на резбата от II група

• III група: Средства, фиксиращи поотделно гайката и главата на винта (болта) спрямо друг детайл

Тази група средства се прилага при отговорни съединения и такива с относително големи габарити. На фиг. 2.11 са показани различни начини за фиксиране на гайката към съединяваните детайли – шайби с издатъци (фиг. 2.11а и б), пластини с допълнителни винтове (фиг. 2.11в и г).



Фиг. 2.11. Средства срещу разхлабване на резбата от III група

► **Напрегнато състояние във винтовото стебло при създаване на съединението**

При създаване на съединението във винтовото стебло действат напреженията:

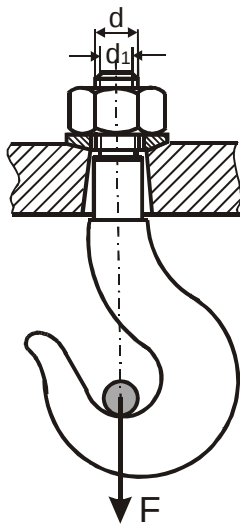
- На опън от силата на затягане P :

$$\sigma_{on} = \frac{4P}{\pi d_1^2} \quad (2.11)$$

Напрежението на опън винаги се отнася за вътрешния диаметър на резбата d_1 .

- На усукване от момента на завиване $T_{зав}$:

$$\tau_{yc} = \frac{T_{yc}}{W_{yc}} = \frac{16 P \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{\pi d_1^3} = \frac{8 P d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{\pi d_1^3}, \quad (2.12)$$



Фиг. 2.12. Първи случай на натоварване на винтово съединение

където $W_{yc} = \frac{\pi d_1^3}{16}$ е съпротивителен момент на усукване за застрашеното сечение.

От (2.11) и (2.12) следва, че винтовото стебло се намира в сложно напрегнато състояние. За стандартни свързващи резби са в сила съотношенията: $d_2 \approx 1,1d_1$; $(\psi + \rho') \approx 10^\circ$. Тогава еквивалентното напрежение в стеблото $\sigma_{екв}$ може да бъде изразено чрез напрежението на опън:

$$\begin{aligned} \sigma_{екв} &= \sqrt{\sigma_{он}^2 + 4\tau_{yc}^2} = \\ &= \frac{4P}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 4 \left(\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{d_1} \right)^2} = \\ &= (1,3 \div 1,4) \sigma_{он} \end{aligned} \quad (2.13)$$

2.1.3. Изчисляване на стеблото на винта (болта) при статично натоварване

В зависимост от условията на образуване на винтовите съединения и характера на натоварването, се различават четири основни случая на изчисляването на стеблото на винта:

I случай Ненапрегнато винтово съединение, натоварено с външна сила след създаването му;

II случай Винтовото съединение е предварително напрегнато от създаването му (свързващо съединение);

III случай След създаването му, съединението е натоварено допълнително с външна сила;

IV случай Съединението е натоварено с напречни на оста му сили.

► I случай

Пример за ненапрегнато съединение, натоварено само от външна сила F след създаването му, е товарната кука от подемен механизъм (фиг. 2.12). Винтовото стебло е натоварено на опън, а застрашеното сечение се определя на база на вътрешния диаметър d_1 :

$$\sigma_{он} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_{он}].$$

Инженерната задача се състои в избор на стандартна метрична резба чрез определяне на вътрешния диаметър на резбата:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma_{он}]} } = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_{он}]} }. \quad (2.14)$$

Полученият диаметър се закръглява до най-близката по-голяма стандартна стойност.

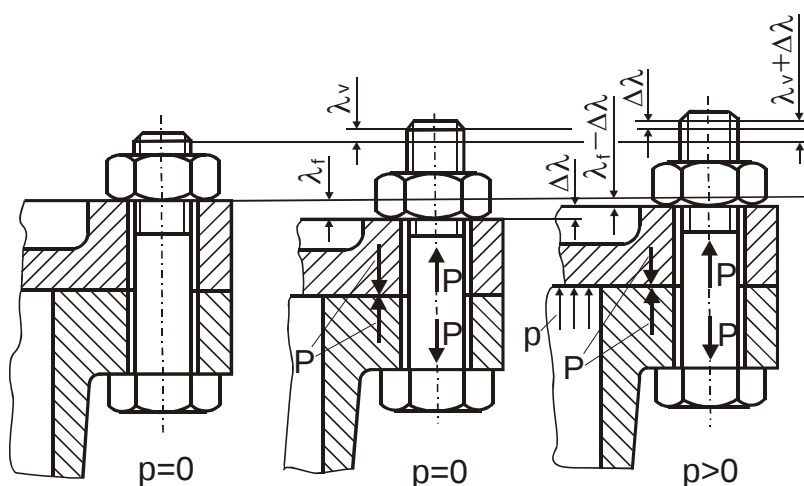
► II случай

Предвид сложното напрегнато състояние на винтовите съединения при създаването им (вж. т. 2.1.2.), от зависимост (2.13) непосредствено следва, че свързващите резби могат да се пресмятат само на опън, като се завиши осовата сила с $(30 \div 40)\%$ или се намали допустимото напрежение с $(30 \div 40)\%$. След заместване в (2.13) $P_{изч} = (1,3 \div 1,4)P$, за вътрешния диаметър на резбата следва:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot (1,3 \div 1,4)P}{\pi [\sigma_{on}]}} \approx (1,28 \div 1,34) \sqrt{\frac{P}{[\sigma_{on}]}}. \quad (2.15)$$

► III случай

Това е най-срещаният в инженерната практика случай, тъй като повечето съединения след създаването им са натоварени допълнително от приложено работно натоварване. Разглежда се натоварването във винтовото стебло на съединение за закрепване на капак към съд, в който има флуид под налягане. С цел определяне на действителното резултантно натоварване на стеблото на винта (болта) Q , на фиг. 2.13 е показана силовата картина в хронологична последователност, като са отчетени и абсолютните деформации в системата. Приема се, че деформациите са под границата на пропорционалност и е в сила законът на Хooke. В противен случай биха възникнали пластични деформации във винтовото стебло, което е недопустимо. След създаване (затягане) на съединението действа осова сила P , която причинява удължение на винтовото стебло със стойност λ_v и свиване на дебелината на фланците (капака и съда) със стойност λ_f . Наличието на флуид под налягане p натоварва всеки от винтовете с допълнителна сила F , респ. причинява допълнително удължение в тях със стойност $\Delta\lambda$ и със същата стойност намалява еластичното свиване във фланците. Първоначалното заключение е, че винтовото стебло е натоварено с обща осова сила $Q = P + F$. Ще докажем, че това твърдение не е вярно.



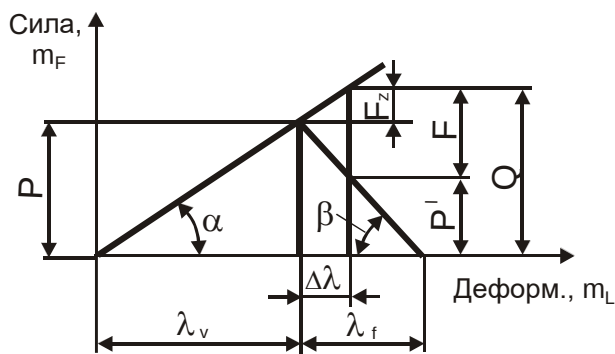
Фиг. 2.13. Трети случай на натоварване на винтово съединение

В съответствие с закона на *Hooke*, е налице пропорционална зависимост между силата P и деформациите λ_v и λ_f - т.е. $P = C_v \lambda_v$, респ. $P = C_f \lambda_f$ и следователно:

$$C_v = \frac{P}{\lambda_v}; \quad C_f = \frac{P}{\lambda_f} \quad (2.16)$$

Дефинираните в (2.16) константи C_v и C_f се наричат *характеристични константи*, съответно на винта и на фланците. Същите имат размерност N / m .

Графичната зависимост между силите и деформациите в елементите (винтово стебло и фланци) се нарича *характеристична диаграма* (фиг. 2.14).



Фиг. 2.14. Характеристична диаграма

израза (фиг. 2.13):

$$\chi = \frac{C_v}{C_v + C_f} = \frac{1}{1 + \frac{C_f}{C_v}} \quad (2.18)$$

След прилагане на допълнителната сила F първоначалната притискаща сила между фланците е намалела до стойност P' . На нея съответства резултантна деформация $\lambda_f - \Delta\lambda$ (фиг. 2.14). Сигурността на съединението се определя от остатъчната сила на затягане P' , като гарантирана плътност се осигурява при $P' = (1,5 \div 1,8) F$.

От зависимост (2.18) могат да бъдат направени изводите:

- *Допълнителната сила в стеблото F , а оттам и резултантната сила Q не зависят от конкретните коравини на винтовото стебло и фланците (характеристичните константи C_v и C_f), а само от тяхното отношение;*

- *Допълнителното натоварване ще бъде толкова по-малко, колкото отношението C_f / C_v е по-голямо. Това изискване се постига чрез употребата на т.н. еластични винтове и по-корави (неподатливи) фланци.*

Еластичните винтове (болтове) се характеризират с малка по стойност характеристична константа, респ. с относително голяма деформация λ_v . Геометричните им съотношения са пряко следствие от закона на *Hooke*:

$$\lambda_v = \frac{P l}{E f_v}, m \quad (2.19)$$

Удължението на винтовото стебло ще е толкова по-голямо, колкото дължината му l е по-голяма, а носещото му сечение f_v е по-малко. Това се постига чрез отъняване на стеблото в ненарязаната му част до диаметър d_1 и по-голяма дължина (например чрез подлагане под гайката на относително дълга втулка).

След определяне на резултантната сила Q , оразмеряването на резбата се извършва по условието:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 Q}{\pi [\sigma_{on}]}}. \quad (2.20)$$

От фиг. 2.14 е очевидно, че резултантната сила във винтовото стебло Q нараства след прилагане на допълнителното натоварване от налягането на газа p , но вследствие на еластичните деформации във елементите е по-малка от сумата на силите P и F :

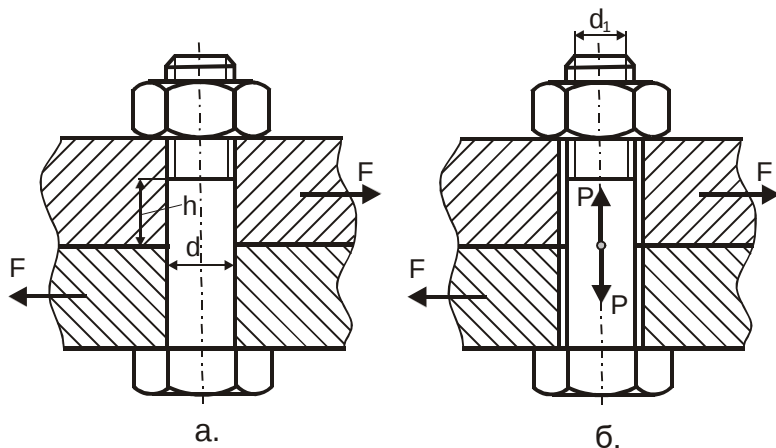
$$Q = P + \chi F, \quad (2.17)$$

където χ е коефициент на допълнително натоварване и се определя от

► IV случай

В зависимост от начина на монтиране на винтовото стебло в отвора, се различават два варианта:

- пасвани болтове – когато няма хлабина между стеблото и отвора (фиг. 2.15 а);
- непасвани болтове – когато има хлабина между стеблото и отвора (фиг. 2.15б).



Фиг. 2.15. Варианти на напречно натоварено болтово съединение

При пасвани резбови съединения (фиг. 2.15а) напречното натоварване F поражда в стеблото напрежение на срязване и на смачкване. Определянето на диаметъра d се базира на зависимостите:

$$\tau_{cp} = \frac{4 F}{\pi d^2} \leq [\tau_{cp}] \quad (2.21)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{d h} \leq [\sigma_{cm}] \quad (2.22)$$

В общия случай за допустимите напрежения следват зависимостите: $[\tau_{cp}] = 0,6 [\sigma_{cm}]$; $[\sigma_{cm}] = [\sigma_{on}]$.

Във варианта на непасвани резбови съединения изискването за отсъствие на приплъзване между свързаните детайли в резултат от напречната сила F се гарантира от достатъчната сила на триене F_{mp} по общата контактна повърхнина. Нейната големина е пропорционална на осовата сила на затягане: $F_{mp} = \mu P$. Условието за неприплъзване е: $F_{mp} \geq F \Rightarrow \mu P \geq F \Rightarrow P \geq F / \mu$. Като се отчете натоварването от затягане, за вътрешния диаметър на резбата следва:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2 F}{\mu \pi [\sigma_{on}]}}. \quad (2.23)$$

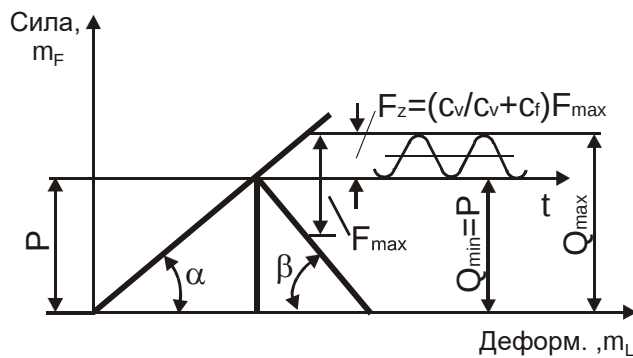
При напречно натоварено резбово съединение трябва да се предпочитат пасваните болтове, тъй като за една и съща сила F товароносимостта се гарантира при по-малък размер на резбата, дори при евентуално разхлабване на гайката.

2.1.4. Винтово съединение, подложено на динамично натоварване

Когато допълнителната (работната) сила, приложена върху винтовото стебло, се променя от определена минимална стойност F_{min} до определена максимална стойност F_{max} , то и резултантната сила ще варира в съответствие с зависимост 2.17 (на фиг. 2.16 е показан случаят, когато $F_{min} = 0$): $Q_{min} = P + \chi F_{min}$; $Q_{max} = P + \chi F_{max}$.

За съответните опънови напрежения следва:

$$\sigma_{on,min} = \frac{4 Q_{min}}{\pi d_1^2}; \quad \sigma_{max} = \frac{4 Q_{max}}{\pi d_1^2}. \quad (2.24)$$

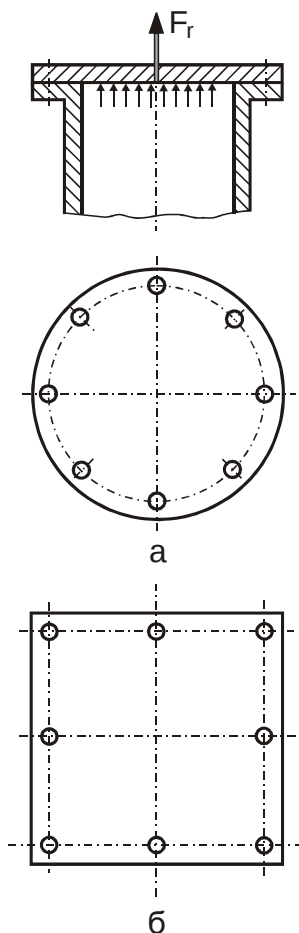


Фиг. 2.16. Характеристична диаграма при динамично натоварено винтово съединение

Такива съединения са динамично натоварени и критерият за динамична якост е проверката на коефициента на сигурност при умора във винтовото стебло:

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{екв, max}} \geq [S], \quad (2.25)$$

където $[S] = 1,5 \div 2,5$ е допустимият коефициент на сигурност.



Фиг. 2.17. Фланцови групови винтови съединения

Пример за такива съединения са фланцовите, при които винтовете могат да бъдат разположени в кръг (фиг. 2.17а) или в квадрат (фиг. 2.17б). Приема се, че равнодействащата сила F_r е равномерно разпределена между винтовете. Ако z е броят на винтовете, то във всяко стебло действа сила:

Едновременно с опъновите напрежения, стеблото е подложено на усукване от момента на зазаване на гайката, което се определя по зависимост (2.12).

Минималното и максимално еквивалентни напрежения се определят по III якостна теория [14]:

$$\sigma_{екв, min} = \sqrt{\sigma_{min}^2 + 4 \tau_{yc}^2};$$

$$\sigma_{екв, max} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 4 \tau_{yc}^2}.$$

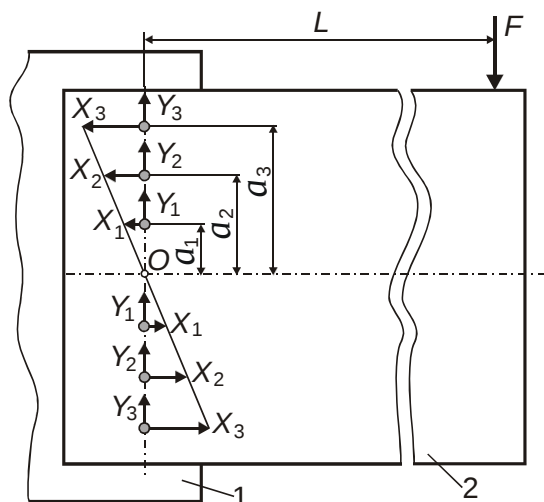
2.1.5. Групови винтови съединения

В инженерната практика преобладават случаите, когато детайлите се свързват чрез повече от едно резбово съединение, независимо от вида му – винтово, болтово или шпилково. Съединенията, съдържащи повече от един комплект резбови детайли, се наричат **групови винтови съединения**. Конструкциите, съдържащи групови съединения са **статично неопределени**, което затруднява определянето на натоварването на отделните резбови елементи. Затова инженерната задача се свежда до орязмеряване на най-натовареното винтово стебло при следните основни постановки:

- Свързаните детайли са с много по-голяма коравина от тази на винтовите стебла, респ. пренебрегват се техните деформации;
- Въвежда се съобразен с конкретния случай линейен закон на разпределение на деформациите между винтовите стебла.

Ще бъдат разгледани някои типични случаи:

► **Групови винтови съединения със симетрична конфигурация, а равнодействащата на общия товар има централно направление**



Фиг. 2.18. Групово винтово съединение, свързващо два детайла, контактуващи по обща равнина

$$F = F_r / z. \quad (2.26)$$

След определяне на резултантната сила Q , се прилага зависимост (2.20).

► **Групови винтови съединения, свързващи два детайла, контактуващи по обща равнина**

Дадена е група от 6 пасвани винта, разположени симетрично спрямо т. O в линия и натоварени от силата F , приложена върху детайл 2 (фиг. 2.18). Силата F се стреми да завърти детайл 2 спрямо детайл 1. Приема се, че завъртането ще се осъществи около центъра на симетрия на съединението – т. O , респ. приема се триъгълников закон на деформациите, при което натоварването е пропорционално на съответната деформация. От това следва,

че натоварването в крайните винтове ще бъде максимално (фиг. 2.18). Очевидно групата винтове са натоварени на срязване. Напречните сили F_i ($i = 1 \div 3$), ще бъдат векторни суми от две компоненти: вертикални Y_i , сумата от които уравновесява силата F и хоризонтални X_i , сумарният момент на които около т. O уравновесява външният момент $F \cdot L$. От равновесието на системата следва:

$$2Y_1 + 2Y_2 + 2Y_3 = F \quad 2X_1a_1 + 2X_2a_2 + 2X_3a_3 = F \cdot L \quad (2.27)$$

Приема се, че вертикалните компоненти са равни, т.е. $Y_1 = Y_2 = Y_3 = Y_i = F / 6$. Хоризонталните компоненти ще се определят като следствие от приетия триъгълников закон на разпределение на натоварването (хоризонталните компоненти са катети в подобни триъгълници):

$$\frac{X_1}{a_1} = \frac{X_2}{a_2} = \frac{X_3}{a_3} \Rightarrow X_1 = \frac{a_1}{a_3} X_3; \quad X_2 = \frac{a_2}{a_3} X_3.$$

След заместване на горните отношения в (2.27) следва:

$$F \cdot L = 2 \frac{a_1^2 + a_2^2 + a_3^2}{a_3} X_3 \quad (2.28)$$

От (2.28) се определя хоризонталната реакция в най-натоварения винт:

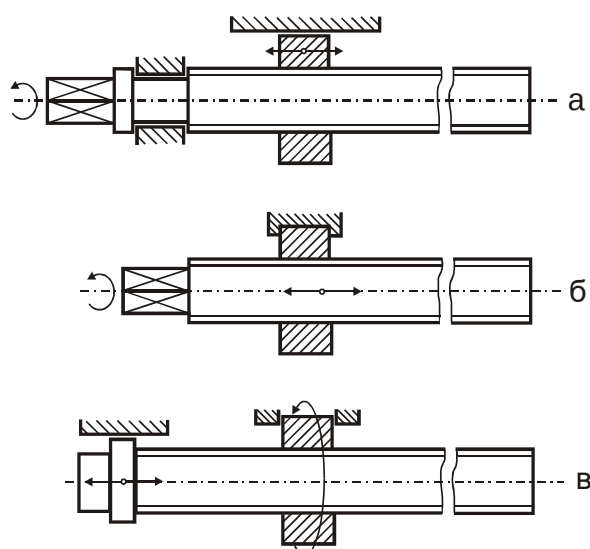
$$X_3 = \frac{F \cdot L \cdot a_3}{2(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2)} \quad (2.29)$$

За максималната напречна сила в груповото съединение следва:

$$F_{max} = F_3 = \sqrt{X_3^2 + Y_3^2} \quad (2.30)$$

След определяне на силата F_{max} , винтовете се пресмятат както при пасвани винтове, натоварени с напречна на оста им сила.

2.1.6. Двигателни винтови съединения (предавателни механизми “винт-гайка”)



Фиг. 2.19. Кинематични схеми на предавателни механизми “винт-гайка”

Винтови съединения, функционалното предназначение на които предполага относително движение между винт и гайка, се наричат *двигателни* или *предавателен механизъм “винт-гайка”*. По време на експлоатацията им се осъществява трансформиране на въртеливото движение в постъпателно.

► Предимства

При двигателните резбови съединения чрез прилагане на относително неголеми въртящи моменти върху единия елемент (винта или гайката) се осигурява осово движение на другия, респ. премества се приложената точка на значителна по големина осова сила в съединението. При това може да се

постигне висока точност на позициониране. Предавателните механизми “винт-гайка” имат сравнително проста конструкция при възможност за лесен монтаж и демонтаж.

► Недостатъци

Имат нисък к.п.д. и ограничен осов ход и следователно – не могат да се прилагат за непрекъсната работа.

► Основни кинематични схеми

В инженерната практика се прилагат следните основни кинематични схеми на предавателните механизми “винт-гайка” (фиг. 2.19):

- Въртящ се и ограничен в осово направление винт и постъпателно движеща се гайка (фиг. 2.19а). Пример за такава схема е подавателният механизъм в металорежещите машини;

- Гайката е неподвижна, а винтът може да се навива и отвива в нея, премествайки се в осово направление (фиг. 2.19б). На този принцип работят повечето винтови крикове, затягащи скоби, винтови преси, както и микрометрите;

- Въртяща се и ограничена в осово направление гайка и постъпателно движещ се винт (фиг. 2.19в). Тази схема се прилага в шибърите, някои преси и др.

Между надлъжното преместване x на постъпателно движещия се елемент и ъгъла на завъртане на въртящия се елемент φ се определя от зависимостта:

$$x = \varphi \frac{i \cdot p}{2\pi}, \quad (2.31)$$

където i е броят на ходовете на резбата, а p е стъпката ѝ.

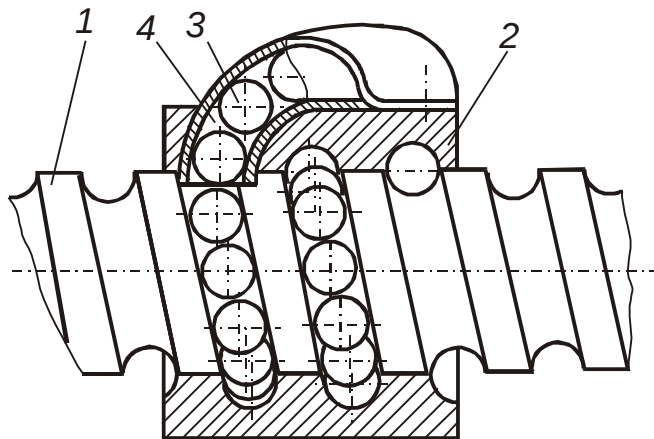
► Класификация

Според профила на резбата винтогаечните предавки могат да бъдат:

- С трапецовидна резба – това е най-често срещаната резба;
- С трионовидна (опорна) резба – прилага се, когато осовият товар действа едноточечно;
- С кръгла резба – прилага се при големи товари в отговорни случаи.

Според вида на триенето между навивките на винта и гайката винтогаечните предавки са:

- Предавки с триене – това е преобладаващият случай;
- Предавки с търкаляне – известни са като винтово-сачмени двойки (фиг. 2.20), при които между навивките на винта 1 и гайката 2 сачмите 3 циркулират в устройството 4.

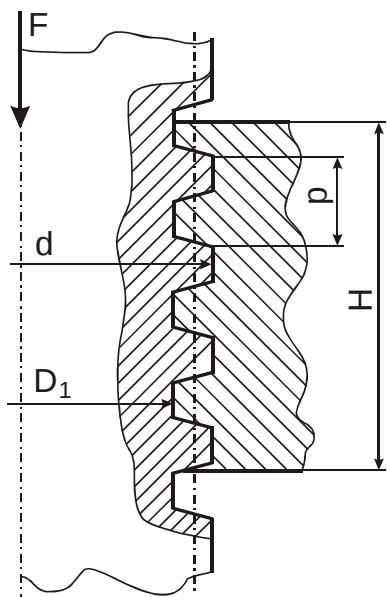


Фиг. 2.20. Принципна схема на винтово-сачмена двойка

Според функционалното им предназначение, винтогаечните предавки са:

- Силови – това са предавки, подложени на значителни натоварвания;
- Кинематични – обикновено служат за прецизни премествания;
- Комбинирани – пример за такива предавки е двигателният винт на струг.

► Якостно пресмятане на елементите и материали за тях



Фиг. 2.21. Параметри на двигателна резба

Предвид относителното движение между елементите, изборът на материала за гайката трябва да съответства на *антифрикционна двойка* материали с винта. Винтовете се изработват от средно- и високовъглеродни стомани – 45, 50, A45, A50, Y10A (обикновено не се закаляват) и 65 Г, 40Х (закаляват се). Гайките се изработват от калаени бронзи CuSn5ZnPb5, CuSn8, както и от цинкова сплав ЦАМ10–5. В случаи на малки скорости и натоварвания се използва антифрикционен чугун.

Винтовите стебла са натоварени едновременно на опън (натиск) от осовия товар F и на усукване от момента T_{yc} – якостното им пресмятане се основава на еквивалентното напрежение:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{он}^2 + 4\tau_{yc}^2} \leq [\sigma_{он}], \quad (2.32)$$

където:

$$\sigma_{он(нат)} = \frac{4F}{\pi d_1^2}; \quad \tau_{yc} = \frac{T_{yc}}{W_{yc}} = \frac{16T_{yc}}{\pi d_1^3};$$

$$T_{yc} = T_1 + T_2 = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + \Sigma T_\phi.$$

Величината ΣT_ϕ е сумата на допълнителните моменти, отчитащи триенето между винта и други елементи.

Когато относително дълъг винт е натоварен на натиск, същият се проверява на изкълчване за най-неблагоприятния вариант.

На основа на (2.32) се избират параметрите на резбата, след което се определя минималния брой навивки z на гайката. Предвид по-ниските механични характеристики на материала за гайката, основната повреда при винтогаечните предавки е износването на същата. Критерият за настъпване на недопустимо бързо износване се базира на допустимото контактно налягане $[p]$. Приема се следният модел: *контактното налягане се определя на база на проекцията на допирната площ между навивките върху равнина, перпендикулярна на оста на винта* (фиг. 2.21). Минималният брой навивки на гайката се определя след проверка на работното контактно налягане.

$$p = \frac{4F}{z\pi(d^2 - D_1^2)\psi} \leq [p] \quad (2.33)$$

$$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - D_1^2)\psi[p]} \leq 10, \quad (2.34)$$

където d е външният диаметър на винта, а D_1 е вътрешният диаметър на гайката.

Експериментално е установено, че натоварването между навивките е силно неравномерно (около 50% от натоварването се поема от първите две навивки), както и че след десетата навивка следващите не понасят никакъв товар [1].

Допустимо налягане

Таблица 2.1

Материал на гайката	$[p]$, МПа
Чугун	$6 \div 10$
Бронз	$7 \div 13$
Месинг	$7 \div 10$
Стомана	$8 \div 15$

Последното ограничение е отразено в (2.34), а неравномерното разпределение между навивките се отчита с коефициента $\psi = 0.55 \div 0.75$. При стоманен винт, в зависимост от материала на гайката се препоръчват следните стойности на допустимите налягания (табл. 2.1).

2.1.7. К.П.Д. на резбови съединения

Тъй като К.П.Д. η е отношение на получената (полезната) към цялата вложена работа, тези работи (или мощности) се дефинират за случая на затягане на резбовото съединение (фиг. 2.22):

- Вложената работа съответства на произведението $T_{зав} d\varphi$;
- Получената (полезната) работа съответства на изкачването на товара P по наклонената равнина, респ. на произведението $P dP_h$.

За η следва:

$$\eta = \frac{P dP_h}{T_{зав} d\varphi} \quad (2.35)$$

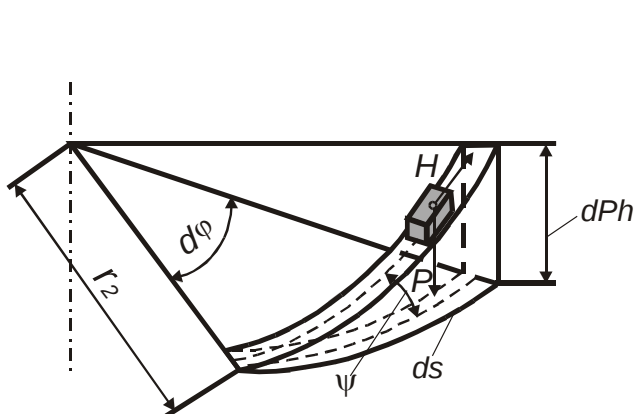
От фиг. 2.22 за dP_h : $dP_h = ds \operatorname{tg} \psi = r_2 d\varphi \operatorname{tg} \psi$. С отчитане на зависимост (2.4) се получава:

$$\eta = \frac{P r_2 d\varphi \operatorname{tg} \psi}{P r_2 d\varphi \operatorname{tg}(\psi + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')} \quad (2.36)$$

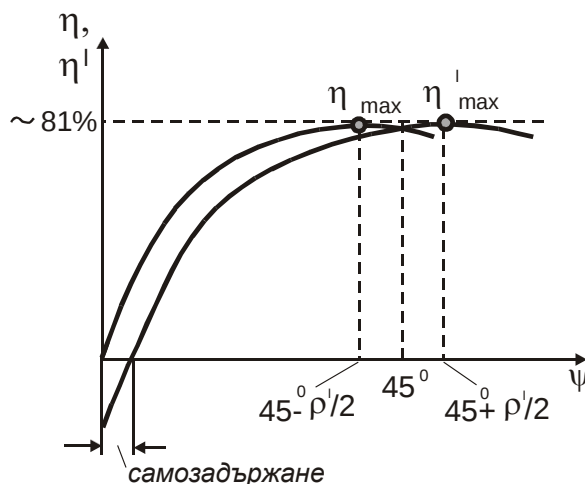
Отвиването на гайката е равносилно на спускане на товара P по наклонената равнина. За К.П.Д. при отвиване η' следва:

$$\eta' = \frac{T_{омв} d\varphi}{P dP_h} = \frac{P r_2 d\varphi \operatorname{tg}(\psi - \rho')}{P r_2 d\varphi \operatorname{tg} \psi} = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho')}{\operatorname{tg} \psi} \quad (2.37)$$

Графики, представящи изменението на η и η' в зависимост от ъгъла на изкачване на винтовата линия, са показани на фиг. 2.23. Максималните им стойности се получават съответно за $45^\circ - \rho' / 2$ и $45^\circ + \rho' / 2$, но този резултат е без практическо значение, тъй като такива ъгли изключват условието за самозадържане.

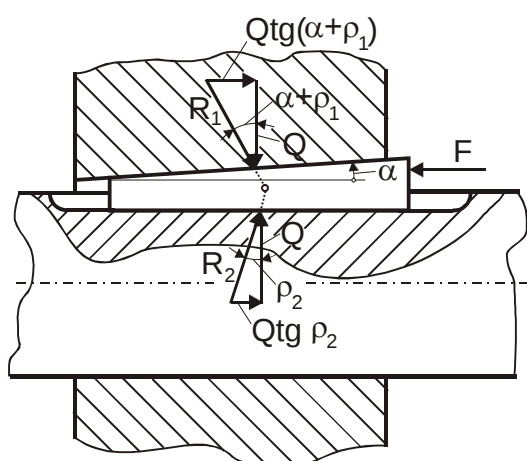


Фиг. 2.22. Схема за определяне на К.П.Д. на резбови съединения



Фиг. 2.23. Изменение на К.П.Д. в зависимост от ъгъла на изкачване на винтовата линия

2.2. Съединения с клинови шпонки



Фиг. 2.24. Силовa картина при съединение с клинова шпонка

Съединенията с клинови шпонки служат за създаване на връзка от типа “вал-главина”, при което се предават въртящи моменти и относително малки осови сили. Връзката се реализира чрез клин – призматично тяло, чиито две работни повърхнини сключват малък ъгъл помежду си. Работоспособността на съединението се осигурява чрез набиване на клина между вала и главината, при което по работните му повърхнини се пораждат нормални сили, а оттам – сили на триене. Следователно съединенията с надлъжен клин са предварително напрегнати.

2.2.1. Условие за самозадържане

Силовата картина в съединение с клинова шпонка след създаване на съединението е показана на фиг. 2.24. Набиването на клина със сила F поражда реакциите R_1 и R_2 , съответно между работните повърхнини на клина и главината и ва-

ла. Разгледан е общия случай, когато материалите на вала и главината са различни, и следователно различни са и ъглите на триене ρ_1 и ρ_2 (α е ъгълът на клина). От проекционното условие за равновесие непосредствено следва:

$$F = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + Q \operatorname{tg} \rho_2 \quad (2.35)$$

След създаване на съединението за набиващата сила следва $F = 0$. При наличие на външна осова сила, ако силите на триене не са достатъчно големи, е възможно саморазхлабване на съединението. Тогава ще е необходима сила F' , задържаща клина. Тя може да бъде определена от (2.36), като се отчете обратната посока на силите на триене, респ. ъглите на триене ще сменят знака си:

$$F' = Q \operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - Q \operatorname{tg} \rho_2 \quad (2.36)$$

Условието, гарантиращо неподвижност на клина, се свежда до това, да не е необходимо прилагането на задържащата сила F' , т.е. $F' \leq 0$. Тъй като $Q \neq 0$ и ъглите α , ρ_1 и ρ_2 са малки, за условието за самозадържане на клина следва:

$$\operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - \operatorname{tg} \rho_2 \leq 0 \Rightarrow \alpha \leq \rho_1 + \rho_2 \quad (2.37)$$

Неравенство (2.37) на практика е изпълнено при всички надлъжни клинови шпонки с наклон $1:100$.

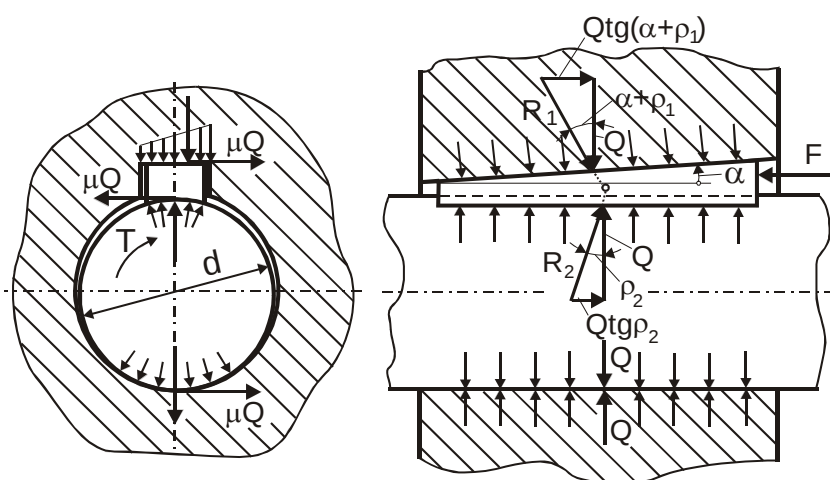
2.2.2. Видове съединения с клинови шпонки

Според геометрията на шпонката и начина на съединяване, съединенията с клинови шпонки са:

- С фрикционна (вдлъбната) клинова шпонка

Тя има две работни повърхнини – тази, която контактува с вала е вдлъбната с радиус $r_{\text{ш}} \leq d/2$, а срещуположната повърхнина, контактуваща с главината, е плоска с наклон $1:100$. Оттук следват основните предимства на съединението: не е необходимо да се изработва канал във вала, който да отслабва сечението му; съединението може да бъде

реализирано на произволно място по дължината на вала. Товароносимостта на този вид съединения се гарантира единствено от големината на силите на триене между елементите. На фиг. 2.25 е показано силовото взаимодействие между елементите с отчитане на силите триене при пренасяне на въртящ момент T . За момента на силите на триене μQ спрямо оста на вала следва:

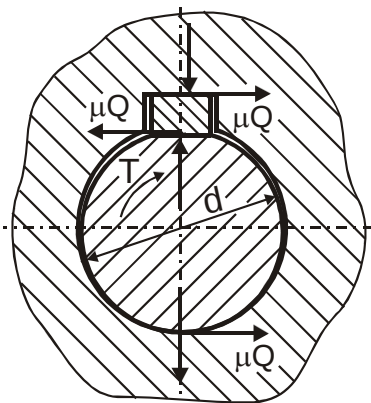


Фиг. 2.25. Силова картина при съединение с фрикционна шпонка

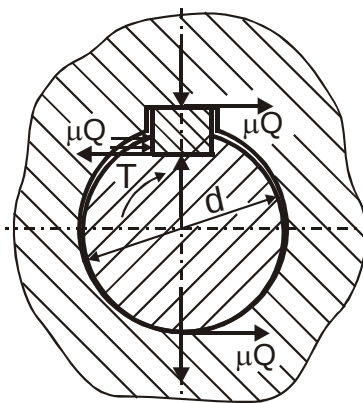
$$T_{\text{тр}} = \mu Q d \quad (2.38)$$

Условието за товароносимост на съединението е: $T_{mp} \geq T$. Установено е, че тези съединения имат около 25% от товароносимостта, съответстваща на конкретния диаметър на вала. Поради това се прилагат за пренасяне на малки въртящи моменти и когато експлоатацията на съединението допуска случайни превъртания на главината спрямо вала.

• С плоска клинова шпонка



Фиг. 2.26. Сили при съединение с плоска клинова шпонка



Фиг. 2.27. Сили при съединение с врязана шпонка

При този вид съединения шпонката контактува с вала чрез плоската си работна повърхнина, а с главината – с противоположната плоска работна повърхнина, изпълнена с наклон 1:100. Това налага да се направи скосяване на вала (фиг. 2.26). Тази схема гарантира по-голяма сигурност, отколкото съединението с фрикционна шпонка. Съединенията с плоска клинова шпонка имат около 40% от товароносимостта, съответстваща на конкретния диаметър на вал.

• С врязана (жлебова) клинова шпонка

За реализиране на този вид съединения се изработва канал без наклон във вала и канал с наклон 1:100 в главината (фиг. 2.27), в който се набива шпонката. Дълбочината на канала във вала е такава, че почти половината от височината ѝ h да влиза в него, а другата половина – в главината. Товароносимостта на съединението се гарантира както от силите на триене, така и от повърхностния натиск по страничните повърхнини на клина. Това определя по-голямата товароносимост на съединенията с врязана шпонка в сравнение с горните два вида.

2.3. Шпонкови съединения

Най-често предаването на въртящ момент в съединенията “вал-главина” се осигурява чрез шпонкови съединения. Тъй като не са предварително напрегнати (виж т. 2.2), те не могат да поемат осови сили.

► **Предимства**

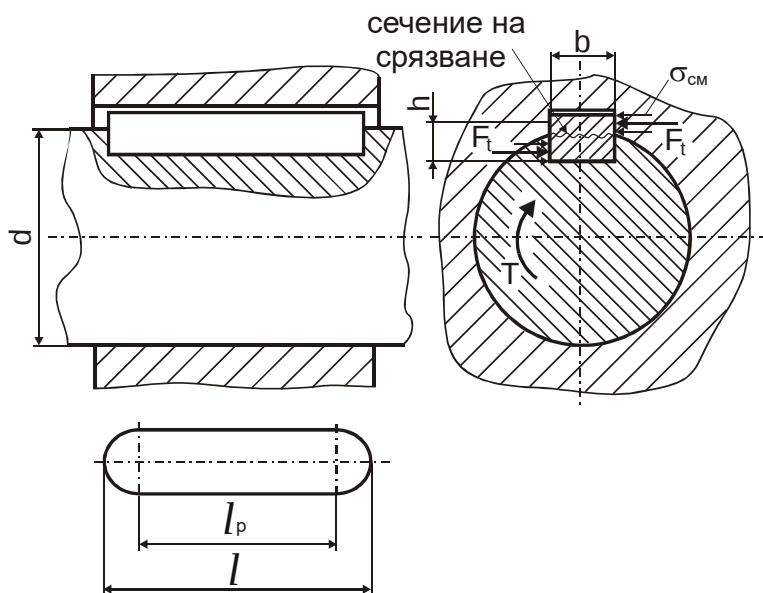
- Проста конструкция;
- Сравнително лесен монтаж и демонтаж;
- По-голяма товароносимост в сравнение с клиновите шпонки.

► Недостатъци

- Каналите във валове отслабват носещото му сечение и сами по себе си са концентратор на напрежение;
- Не могат да фиксират елементите в осово направление.

Според формата на шпонката те могат да бъдат *призматични* и *сегментни*.

2.3.1. Съединения с призматични шпонки



Фиг. 2.28. Съединение с призматична шпонка

Както показва наименованието им, при този вид съединения шпонките са призматични тела с правоъгълно напречно сечение със стандартни размери $h/b = 1 \div 0.5$. Краищата им могат да бъдат закръглени или прави. Когато функционалното им предназначение е единствено да предават въртящ момент, те се монтират плътно в канала на вала и с малка хлабина – в канала на главината (фиг. 2.28). Когато предават въртящ момент и изпълняват допълнителната функция да направляват осовото преместване на главината, шпонките се закрепват чрез винтове към вала.

Височината h , широчината b , както и дълбочините на каналите във вала и главината t_1 и t_2 се определят в зависимост от диаметъра на вала. Следователно оразмеряването на шпонките се свежда до определяне на дължината им l . Когато геометрията им е зададена, якостното пресмятане на шпонките се свежда до проверка на смачкване и срязване.

► Пресмятане на смачкване

Страничните повърхнини пренасят въртящия момент T , поради което по тях възниква напрежение на смачкване (фиг. 2.28). То е предизвикано от тангенциална сила $F_t = 2T/d$, действаща върху изчислителна площ с големина $l_p \cdot 0,4h$. Тогава за напрежението на смачкване следва:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{d l_p 0,4h} \leq [\sigma_{cm}] \quad (2.39)$$

Материалът за шпонки обикновено е стомана с висока якост – 40, 45, 50, но се използват и стомани АСм4 и АСм5. В случай на неподвижно съединение (пренася само въртящ момент), стоманени елементи и спокойно натоварване за допустимото напрежение на смачкване се приема $[\sigma_{cm}] = 150 \text{ MPa}$, при леки удари $[\sigma_{cm}] = 100 \text{ MPa}$ и при ударно натоварване $[\sigma_{cm}] = 80 \text{ MPa}$.

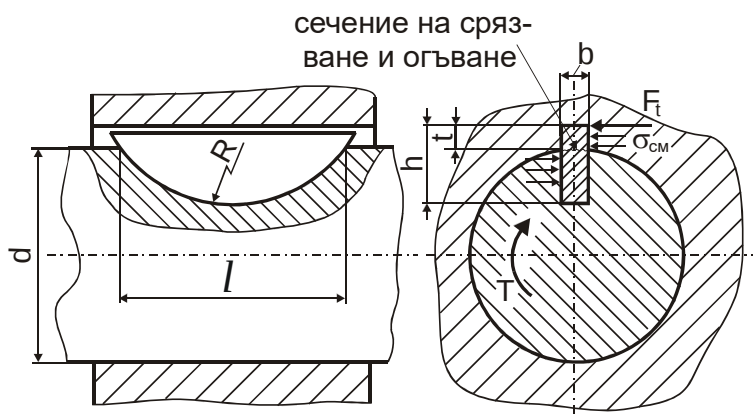
► Пресмятане на срязване

Ако валът е активният елемент в съединението, той въздейства върху съответната работна стена на шпонката с равнодействаща – тангенциалната сила $F_t = 2T / d$. В съответствие с третия принцип на *Newton* реакцията на главината е също F_t . Следователно изчислително правоъгълно сечение с размери $b \cdot l_p$ е подложено на срязване. За напрежението на срязване следва:

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{d b l_p} \leq [\tau_{cp}]. \quad (2.40)$$

За неподвижни съединения, стоманени елементи и спокойно натоварване, за допустимото напрежение на срязване се приема $[\tau_{cp}] = 120 \text{ MPa}$, при ударно натоварване $[\tau_{cp}] \approx 50 \text{ MPa}$.

2.3.2. Съединения със сегментни шпонки



Фиг. 2.29. Съединение със сегментна шпонка

В съответствие с наименованието на този вид съединения, шпонката има форма на кръгов сегмент, която се поставя плътно в съответния канал във вала (фиг. 2.29). Тази форма на шпонката определя ниската ѝ цена и възможността за нагаждането ѝ по отношение на вала, но изисква по-дълбок канал в него, което отслабва сечението му.

Като се отчете, че работните стени на шпонката са страничните, както и геометрията ѝ, освен на смачкване и срязване, сегментната шпонка се изчислява и на огъване. При пресмятане на смачкване и срязване се използват зависимости (2.39) и (2.40).

► Пресмятане на огъване

Силата, огъваща шпонката, е периферната сила от пренасяния въртящ момент $F_t = 2T / d$. Приема се, че тя е приложена в най-горния ръб на сегмента, откъдето за огъващия момент следва: $M_{oz} = F_t t$. Тогава напрежението на огъване ще се определи от условието:

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_{oz}} = \frac{12 T \cdot t}{b^2 l d} \leq [\sigma_{oz}]. \quad (2.41)$$

2.4. Зъбни (шлицови) съединения

При шлицовите съединения връзката “вал-главина” се осъществява чрез изработени зъби върху вала и съответни канали (шлици) в отвора на главината, при което геометрията им в напречно сечение е еднаква. Прилагат се в общото и специалното машиностроене в различни варианти на работни схеми – неподвижни и подвижни под товар, както и подвижни без товар. Предвид значителните по големина въртя-

щи моменти, които предават, се изработват от средно-въглеродни стомани 40,45,50, както и термообработени легирани стомани. В някои случаи за главините се използва високоякостен чугун ВЧ450–10, ВЧ500–7 или сив чугун СЧ 20, СЧ 30.

► Предимства

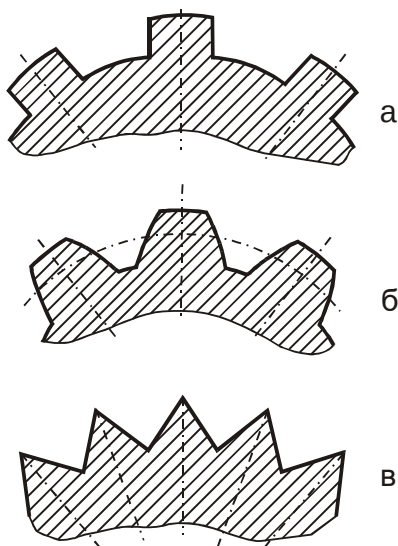
В сравнение с шпонковите съединения имат следните предимства:

- Гарантират по-добро центроване между вала и главината;
- Имат по-голяма товароносимост (до няколко пъти);
- Допускат значителни динамични натоварвания.

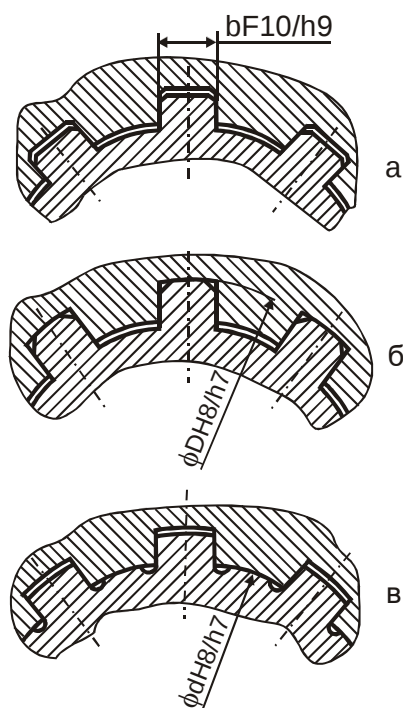
► Недостатъци

- Изискват по-сложна технология за изработването им (особено на шлиците);
- Неизбежните грешки в изработването и деформации при сглобяване водят до неравномерно натоварване между зъбите.

2.4.1. Видове зъбни (шлицови) съединения



Фиг. 2.30. Видове шлицови съединения



Фиг. 2.31. Начини за центроване при правоъгълни зъбни съединения

Според формата на зъбите, шлицовите съединения биват:

• **С правоъгълни зъби** (фиг. 2.30а) Представяват около 90% от зъбните съединения в машиностроенето. Широчината на зъбите b и броя на зъбите z са стандартизирани в три размерни серии – лека, средна и тежка. При еднакъв вътрешен диаметър, по-тежката серия води до по-големи и повече на брой зъби;

• **С еволвентни зъби** (фиг. 2.30б) Формата на зъбите им съответства на зъбите на еволвентни зъбни козела, респ. за изработване на валове се използват същите инструменти, както за нарязване на зъбни козела. Главините се изработват чрез протегляне, което е относително скъпо. Еволвентният профил на зъбите осигурява висока товароносимост, гарантирана от постепенното удебеляване на зъбите и по-малка концентрация на напреженията в основата им. Поради това съединенията с еволвентни шлици са едни от най-перспективните;

• С триъгълни зъби (Рифелови съединения) (фиг. 2.30в) Известно е като ситно зъбно съединение и се прилага за пренасяне на малки въртящи моменти при неподвижни в осово направление съединения.

2.4.2. Центроване на зъбни съединения

Начините за центроване и съответните им конструктивни особености са показани на фиг. 2.31.

► По страничните повърхнини

Тъй като работните повърхнини на шлицевите съединения са страничните, този начин на центроване осигурява най-равномерно разпределение на натоварването между зъбите, но за сметка на влошената съосност между двата елемента (на фиг. 2.31а е показана подходящата сглобка). Прилага се при относително големи въртящи моменти и малки скорости.

► По външния диаметър

Този начин на центроване предполага най-малки технологични затруднения и добра съосност (фиг. 2.31б). Постига се чрез външно шлифование на шлицевия вал и калибруващо протегляне на главината. Затова около 80% от всички съединения с правоъгълни зъби се центроват по този начин. Освен указаната сглобка, при неподвижно съединение се прилага допусково поле по $j6$, а при подвижни съединения – $f7$ или $g6$.

► По вътрешния диаметър

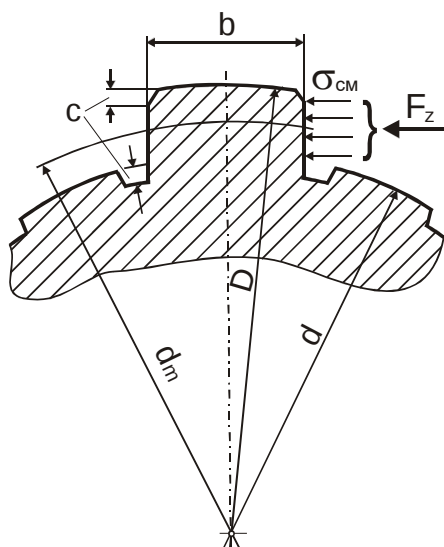
Центроването по вътрешния диаметър също осигурява добра съосност (фиг. 2.31в). Основно се прилага при закалени детайли, като се предписват посочените по-горе сглобки.

Еволвентните зъбни съединения обикновено се центроват по еволвентните повърхнини и в много редки случаи – по външния диаметър на вала.

В съответствие с ISO 14 означенията на съединенията с правоъгълни зъби в техническата документация съдържат графичен символ за вида на зъбите, стойностите за z, d, D и b и съответните сглобки:

Пример за означение на правоъгълно шлицево съединение:

$\square 6 \times 28 H7 / h6 \times 34 \times 7 F10 / h9$



Фиг. 2.32. Схема на натоварване на зъб от шлицево съединение

2.4.3. Якостно пресмятане на шлицеви съединения

По време на експлоатация въртящият момент се пренася чрез страничните повърхнини на зъбите, при което върху всеки зъб действа разпределен товар. Неговата равнодействаща е силата F_z , тангенциално ориентирана спрямо средния диаметър на зъбите $d_m = (d + D) / 2$ (фиг. 2.32). Моментите на силите F_z спрямо оста на съединението са равни на предавания въртящ момент T , откъдето за единичната сила F_z следва:

$$F_z = \frac{2T}{d_m z \psi}, \quad (2.42)$$

където $\psi = 0,7 \div 0,8$ е коефициент, отчитащ неравномерното натоварване между зъбите.

Силата F_z натоварва зъба на огъване и срязване, а по страничната му повърхнина възниква напрежение на смачкване.

► Пресмятане на смачкване

Практиката е показала, че при еднакви материали за вала и главината, лимитиращият фактор за работоспособността на съединението е удовлетворяване на условието $\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}]$. Прието е всички зъбни съединения да се пресмятат на смачкване. Напрежението на смачкване действа върху правоъгълно сечение с площ $f_{cm} = h.l$, като при определяне на височината h се приспадат закръглението (или фаската) при върха на зъба, както и закръглението (или каналчето) в основата, стойностите на които се приемат за равни (виж размерите, означени с c на фиг. 2.32).

$$h = \frac{D-d}{2} - 2c; \quad \sigma_{cm} = \frac{F_z}{f_{cm}} = \frac{2T}{z d_m h l \psi} \leq [\sigma_{cm}] \quad (2.43)$$

При известна геометрия на съединението по зависимост (2.43) се определя дължината l или големината на максималния въртящ момент, който то може да предаде. Препоръчителните стойности за допустимите напрежения на смачкване при стоманени вал и главина и неподвижни съединения са показани в табл. 2.2.

Допустими напрежения на смачкване

Таблица 2.2

Материали	$[\sigma_{cm}]$, МПа		
	<i>Спокоен режим</i>	<i>Леки удари</i>	<i>Силни удари</i>
<i>Без термообработка</i>	120	100	50
<i>С термообработка</i>	200	140	70

► Пресмятане на срязване

Тангенциалната сила F_z предизвиква напрежение на срязване в правоъгълно сечение с размери $f_{cp} = b.l$ (фиг. 2.32). За напрежението на срязване следва:

$$\tau_{cp} = \frac{F_z}{f_{cp}} = \frac{2T}{z d_m \psi b l} \leq [\tau_{cp}] \quad (2.44)$$

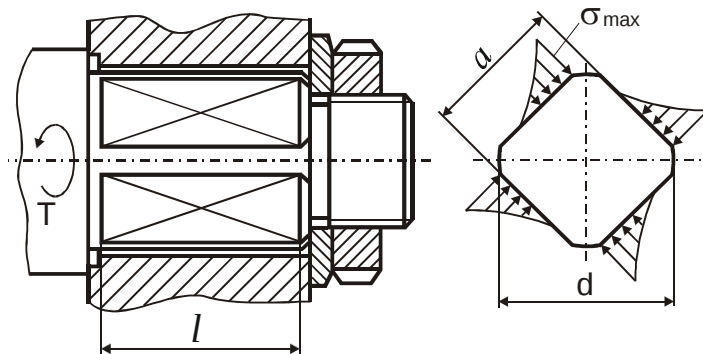
► Пресмятане на огъване

Приема се опростения модел, гарантиращ най-голяма сигурност, при който огъващата сила F_z е приложена във върха на зъба, където рамото h по отношение на основата на зъба е максимално по стойност. Тогава ще действа огъващ момент $M_{oz} = F_z \cdot h$; Изчислителното сечение е с форма на правоъгълник със съпротивителен момент на огъване $W_{oz} = (b^2 l) / 6$. За напрежението на огъване следва:

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_{oz}} \Rightarrow \sigma_{oz} = \frac{12Th}{z b^2 l d_m \psi} \leq [\sigma_{oz}] \quad (2.45)$$

2.5. Призматични и профилни съединения

2.5.1. Призматични съединения



Фиг. 2.33. Четиристенно призматично съединение

При призматичните съединения предаването на въртящ момент се осъществява чрез обща многостенна повърхнина за вала и главината. Същата може да има призматична форма или форма на пресечена пирамида. Представители на тази група са съединенията, които се изработват чрез едностранно или двустранно скосяване на цилиндричната повърхнина.

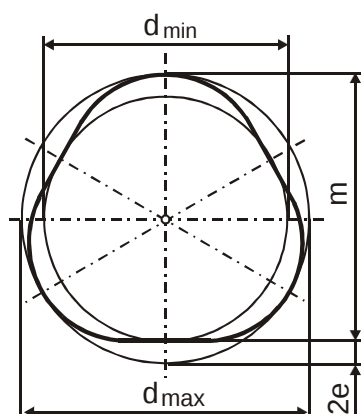
Основните недостатъци на тези съединения са:

- Предпоставки за значителна концентрация на напреженията, локализирана около преходите на стените (фиг. 2.33);
- Ниска точност на формообразуване вследствие технологични затруднения при изработване.

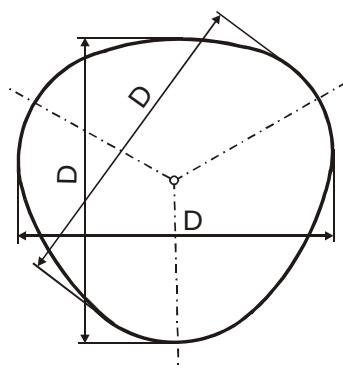
Едни от най-разпространените са четиристенните призматични съединения поради относително по-лесното им изработване (профилният вал се изработва от цилиндрична заготовка) (фиг. 2.33). Обикновено съединението се осъществява със сглобка с гарантирана хлабина. Якостното пресмятане се свежда до проверка на напрежението на смачкване по зависимостта:

$$\sigma_{см} = \frac{3T}{a^2 l} \leq [\sigma_{см}]. \quad (2.46)$$

2.5.2. Профилни съединения



Фиг. 2.34. К-профил



Фиг. 2.35. Еквидистантен профил

Характерна особеност на профилните съединения е наличието на плавни преходи с големи закръгления между отделните повърхнини, при което те почти не съдържат правостенни участъци. В резултат се получава сложна картина на разпределение на напреженията, но без изразена локална концентрация, което е основното

предимство на този вид съединения спрямо зъбните и призматичните. Други техни предимства спрямо призматичните съединения, е възможността за точно центрова-не и по-голямата им товароносимост. Основният недостатък на профилните съ-единения е сложната технология за изработването им, а оттам и по-високата им цена.

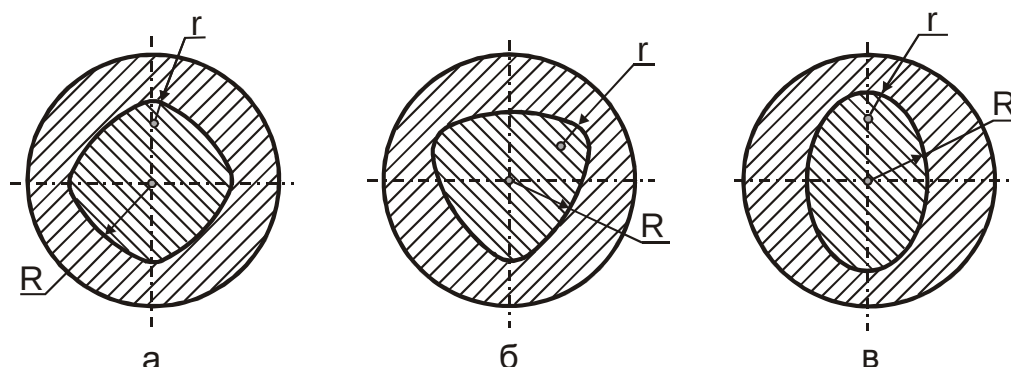
Равностранен триъгълен профил със силно заоблени върхове, при който правостенните участъци са с малка дължина е известен като *К-профил* (фиг. 2.34). Чрез него може да се предаде въртящ момент, определен от израза:

$$T = 3\pi p l \quad (2.47)$$

където p е средното контактно налягане между вала и главината. Препоръчителните стойности за p са: $70 \div 100 \text{ MPa}$ при стоманена главина и $40 \div 60 \text{ MPa}$ при главина от чугун. Минималните стойности съответстват на работен режим с удари.

Друг профил, базиран на геометрията на равностранния триъгълник, е *екви-дистантният* (равноразмерен) профил (фиг. 2.35). Както показва наименованието му, при него разстоянието между кои да са две успоредни допирателни е постоянна величина. Това обстоятелство определя основното му предимство пред другите профилни съединения – възможността за контрол на размера с обикновени измерителни инструменти за дължина (шублер, микрометър), докато в останалите случаи са необходими специални контролни шаблони.

Профилни съединения с различна геометрия са показани на фиг. 2.36 – съот-ветно четиристенен изпъкнал профил (фиг. 2.36а), триъгълен изпъкнал профил (фиг. 2.36б) и овален профил (фиг. 2.36в).



Фиг. 2.36. Варианти на профилни съединения

Сложната и различна за конкретната геометрия на профилите картина на раз-пределение на напреженията между вала и главината зависи от много фактори и из-ключва съществуването на единна методика за якостно пресмятане на тези съ-единения. Ето защо за анализ на напрегнатото и деформирано състояние могат да се приложат съвременни компютърни методи [12].

§ 3. ПОЛУОСВОБОЖДАЕМИ (ПРЕСОВИ) СЪЕДИНЕНИЯ

Полуосвобождаемите съединения заемат междинна позиция в класификацията на съединенията. Разглобяването на свързаните елементи (вал-главина) е възможно, но след повторното им сглобяване съединението е с намалена товароносимост поради необратими изменения в микрогеометрията (грапавост) и макрогеометрията (размерите) на повърхнините. Единствен представител на тази група са пресовите съединения. В машиностроенето пресовите съединения се срещат като съединения “вал-главина” и могат да пренасят едновременно въртящ момент и осова сила. Прилагат се за монтаж на зъбни колела, ремъчни шайби, маховици, а понякога и за вътрешните гривни на търкалящите лагери. Техни предимства са простата им конструкция и значителната им товароносимост.

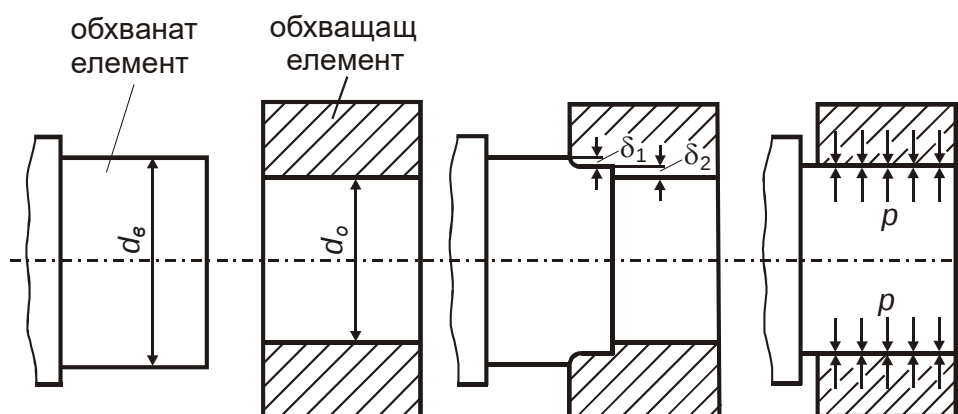
Според формата на контактната повърхнина те могат да бъдат цилиндрични или конусни.

3.1. Цилиндрични пресови съединения

3.1.1. Обща характеристика. Видове

► **Определение** *Пресовото съединение е връзка на обхващащ и обхванат елементи, при която се осигурява неподвижност при натоварване единствено чрез сили на триене по контактните им повърхности.*

Възникването на достатъчни по големина сили на триене е резултат от притискане на допирните им повърхнини за сметка на реализиране на сглобка с гарантирана стегнатост. *Предписаната стегнатост δ между елементите трябва да е с такава големина, че по време на създаване на съединението в елементите да възникват само еластични (обратими) деформации.* В резултат възниква контактно налягане p , нормално на общата цилиндрична повърхнина (фиг. 3.1). Неговата големина определя товароносимостта, респ. сигурността на връзката. Изчисляването на пресовите съединения се базира на приемането за равномерно разпределено налягане по контактната повърхнина.



Фиг. 3.1. Създаване на пресово съединение

Основен параметър, определящ товароносимостта на пресовите съединения, е предписаната стегнатост δ , определена от разликата на диаметъра на обхванатия елемент (вала) d_s и диаметъра на обхващащия елемент (отвора) d_o . Същата може да се изрази чрез еластичните деформации на елементите:

$$\delta = d_e - d_o = 2\delta_1 + 2\delta_2 \quad (3.1)$$

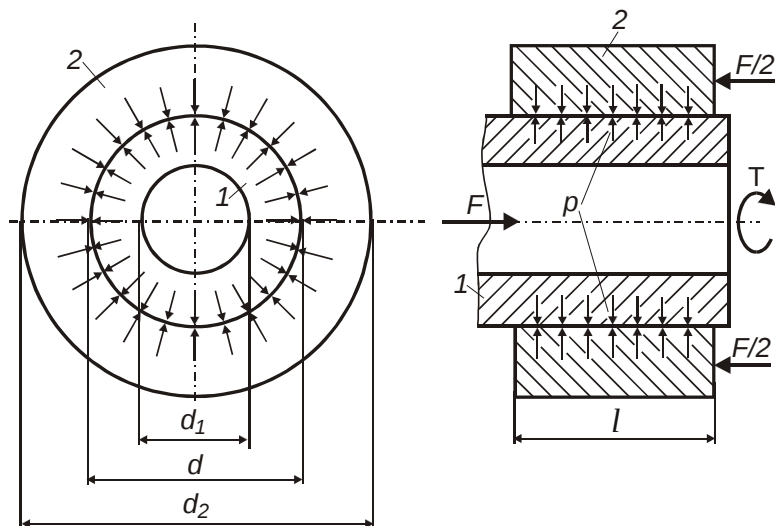
Според физическата същност на създаване на връзката, цилиндричните пресови съединения са два вида:

- **Надлъжно-пресови** Съединенията се създават чрез набиване на главината във вала чрез прилагане на значителна осова сила. Този процес е свързан с промяна на микрогеометрията на контактните повърхнини поради заглаждане на микрограпавините вследствие пластичните им деформации. В резултат действителната стегнатост е по-малка от предписаната. Тя се нарича *технологична стегнатост* – $\delta_T < \delta$. На технологичната стегнатост съответства по-малко контактно налягане, и следователно, товароносимостта на съединението е по-малка.

- **Напречно-пресови** Съединенията се създават за сметка на създаване на температурни деформации, достатъчни да компенсират с известен резерв предписаната стегнатост. Това може да се постигне чрез заграждане на главината до увеличаване на диаметъра ѝ над този на вала, изстудяване на вала до диаметър, по-малък от този на главината или комбиниране на двете температурни въздействия. Съединенията се създават след изравняване на температурите. Физическият механизъм на създаване на напречно-пресовите съединения изключва заглаждането на грапавините, дори има условия за тяхното сцепване.

3.1.2. Връзка между стегнатост и налягане. Определяне на необходимото налягане

► Връзка между стегнатостта (деформациите) и контактното налягане



Фиг. 3.2. Геометрични параметри и натоварване на пресово съединение

За определяне на връзката между технологичната стегнатост δ_T и контактното налягане p , валът и главината се разглеждат като дебелистенни тръби, подложени на външно (вътрешно) налягане. Тази постановка съответства на *модел на ососиметрично масивно тяло, подложено на ососиметрично натоварване* (фиг. 3.2). Тази моделна задача е обект на теория на еластичността [1], която дава математическия апарат за определяне на напрегнатото и деформирано състояние в елементите. За деформацията, изразяваща се в увеличаване (намаляване) на диаметрите следва:

$$\delta_T = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.2)$$

където: d е номиналният диаметър на съединението, а d_1 и d_2 са диаметри в съответствие с фиг. 3.2.; E_1 и E_2 са модули на линейните деформации съответно за обхванатия и обхващащия елементи; C_1 и C_2 са константи, определени от изразите:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \eta_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \eta_2, \quad (3.3)$$

където η_1 и η_2 са коефициенти на *Poisson* съответно за материала на обхванатия и обхващащия елементи.

Зависимост (3.2) е в сила само при еластични деформации в елементите. Предвид загладването на микрограпавините при надлъжно-пресови съединения, се определя *изчислителната стегнатост* δ :

$$\delta = \delta_T + 1,2(R_{z,1} + R_{z,2}), \quad (3.4)$$

където $R_{z,1}$ и $R_{z,2}$ са височините на грапавините съответно за обхванатия и обхващащия елементи преди запресоването.

► **Определяне на необходимото налягане**

Товароносимостта на пресовите съединения се гарантира единствено от силите на триене по цилиндричната контактна повърхнина. Тъй като силите на триене са функция на контактното налягане p , големината на последното определя товароносимостта на дадено съединение. Ще бъде определено необходимото за различни случаи на натоварване налягане с оглед гарантиране на товароносимостта на съединенията.

• Съединението е натоварено само с осова сила F

В този случай по цилиндричната контактна повърхнина с площ $\pi d l$ действат елементарни сили на триене, успоредни на оста на съединението и насочени в обратна посока на осовата сила F . Ако F_{mp} е тяхната равнодействаща, товароносимостта на съединението се гарантира от удовлетворяване на неравенството:

$$F_{mp} = \pi d l p \mu_0 \geq F, \quad (3.5)$$

където μ_0 е коефициентът на триене при покой. За необходимото контактно налягане следва:

$$p \geq \frac{F}{\pi d l \mu_0} \quad (3.6)$$

• Съединението е натоварено само с въртящ момент T

Въртящият момент T предизвиква елементарни сили на триене, разпределени равномерно по контактната повърхнина с площ $\pi d l$, но насочени по тангентите към нея в противоположна посока на T . Тяхното действие е еквивалентно на действието на триещия им момент спрямо оста на съединението T_{mp} . Сигурността на съединението ще се гарантира от удовлетворяване на условието:

$$T_{mp} = \frac{1}{2} \pi d^2 l p \mu_0 \geq T \quad (3.7)$$

От (3.7) за необходимото налягане следва:

$$p \geq \frac{2T}{\pi d^2 l \mu_0}. \quad (3.8)$$

• Съединението е натоварено едновременно с въртящ момент T и осова сила F

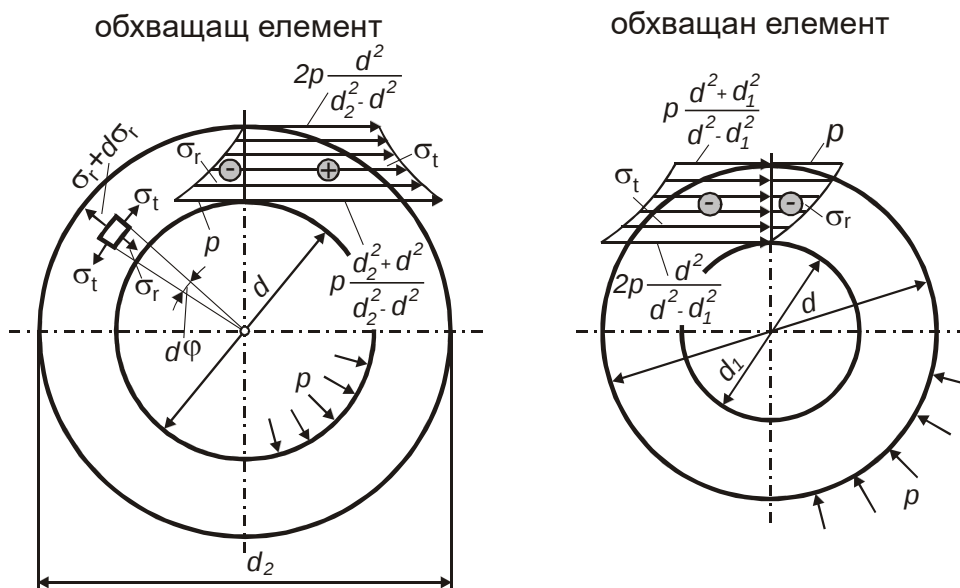
В този случай направлението на равнодействащата на елементарните сили на триене ще зависи от направлението на равнодействащата R на осовата сила F и тангенциалната сила $(2T)/d$, създаваща въртящия момент. Условието за товароносимост на връзката ще бъде:

$$\pi d l p \mu_0 \geq R = \sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}. \quad (3.9)$$

От (3.9) се определя необходимото налягане:

$$p \geq \frac{R}{\pi d l \mu_0}. \quad (3.10)$$

3.1.3. Напряжения в цилиндрични пресови съединения



Фиг. 3.3. Диаграми на разпределение на напреженията в елементите на пресовите съединения

В теория на еластичността се приема тезата за двумерно напрегнато състояние в дебелостенни тръби с достатъчно голяма дължина, подложени на равномерно разпределено външно (вътрешно) налягане p . Разглежда се елементарен обем от тръбата, определен от две близки концентрични цилиндрични повърхнини, две осови сечения, съдържащи безкрайно малък цен-

трален ъгъл $d\varphi$ и две безкрайно близки напречни сечения, отстоящи на осово разстояние dz (фиг. 3.3). Върху такъв обем от обхващащия елемент действат следните главни напрежения [14]: $\sigma_1 = \sigma_t$; $\sigma_2 = \sigma_z = 0$; $\sigma_3 = \sigma_r$. Върху елементарен обем от обхванатия елемент действат главни напрежения:

$\sigma_1 = \sigma_z = 0$; $\sigma_2 = \sigma_r$; $\sigma_3 = \sigma_t$ (фиг. 3.3.). Максималните еквивалентни напрежения, определени по обобщената теория на Мор трябва да удовлетворяват условията:

- при стоманен вал (пластичен материал):

$$\sigma_{екв,мах} = 2 p_{мах} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} \leq [\sigma_{нат}] \quad (3.11)$$

- при стоманена главина (пластичен материал):

$$\sigma_{екв,мах} = 2 p_{мах} \frac{d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq [\sigma_{он}] \quad (3.12)$$

- при чугунена главина (крехък материал):

$$\sigma_{екв,мах} = p_{мах} \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + 0,25 \right) \leq [\sigma_{он}] \quad (3.13)$$

В зависимости (3.11) – (3.13) $p_{мах}$ е максималното контактно налягане, съответстващо на максималната статистическа стегнатост за конкретната пресова сглобка.

3.1.4. Методика за проектиране на цилиндрични пресови съединения

Инженерните пресмятания на пресовите съединения се провеждат в две направления – конструктивно и технологично. Конструктивните изчисления целят избор на стандартна пресова сглобка при зададено натоварване, а технологичните са свързани с технологичното осигуряване при създаване на съединенията.

► Конструктивни изчисления на пресовите съединения

Провеждат се в следната последователност:

- 1) Уточняване на геометричните параметри на съединението d, d_1, d_2 и l .

Номиналният диаметър d , както и размерите d_1 и l се определят от якостното пресмятане на вала. Външният диаметър на главината се избира на база на отношението $d_2 / d = 1,5 \div 1,7$. Обикновено пресмятанията се извършват с коефициент на триене в диапазона $\mu = 0,12 - 0,15$;

- 2) Определя се необходимото налягане в зависимост от натоварването на съединението – по формули (3.6 – 3.10);

- 3) При уточнени размери и налягане на съединението се изчислява технологичната стегнатост δ_T по зависимости 3.2 и 3.3;

- 4) По зависимост 3.4. се определя изчислителната стегнатост δ след уточняване на параметрите $R_{z,1}$ и $R_{z,2}$;

- 5) Избира се стандартна сглобка. Ако валове и отворите от серията се сглобяват на случаен принцип и са изработени с диаметри в съответните на сглобката допускови полета, за да се гарантира товароносимост на цялата серия съединения, е необходимо да е изпълнено условието:

$$\delta < \delta_{min} = eid - ESD \quad (3.14)$$

където: eid е долно отклонение на номиналния диаметър на вала; ESD е горно отклонение на номиналния диаметър на отвора.

Опитът е показал, че, ако се допусне минимална инженерна грешка $2\% - 3\%$, е достатъчно изчислителната стегнатост δ да се сравни с т.н. статистическа минимална стегнатост $\delta'_{min} = \delta_m - \delta'$, където δ_m е средната стегнатост за конкретната сглобка, а $\delta' = 0,5[(Td)^2 + (TD)^2]^{1/2}$ е поправка; Td и TD са допуските съответно на вала и отвора. Тогава изборът на сглобка трябва удовлетворява условието:

$$\delta < \delta'_{\min} \quad (3.15)$$

В инженерната практика най-често се прилагат стандартните съглобки- $H7 / p6$, $H7 / r6$ и $H7 / s6$.

► **Технологични изчисления на пресовите съединения**

При надлъжно-пресовите съединения технологичните изчисления целят избор на преса или скоба за запресоване на база на известни сили за запресоване и от-пресоване. При напречно-пресовите съединения се определя необходимата температурна разлика, и на тази база се избира необходимото техническо оборудване (пещ, инсталация за течен азот и др.).

• Определяне на силите за запресоване и отпресоване

При известни геометрични параметри и контактно налягане, максималната сила на запресоване се определя от израза:

$$F_{\text{запр, max}} = \pi d l p \mu_{\text{запр}}, \quad (3.16)$$

където $\mu_{\text{запр}} = 0,15 - 0,16$ е коефициентът на триене при запресоване;

За максималната сила на отпресоване следва:

$$F_{\text{отпр, max}} = \pi d l p \mu_{\text{отпр}} \quad (3.17)$$

В (3.17) $\mu_{\text{отпр}}$ е коефициентът на триене при отпресоване.

Опитът е показал, че силата на запресоване нараства от нула до максималната си стойност (зависимост (3.16)), а при отпресоване (избиване) първоначално е необходима максималната сила (зависимост (3.17)), тъй като трябва да се преодолее зацепването на микрограпавините по цялата контактна повърхнина. След това силата на отпресоване намалява по линеен закон.

• Определяне на температурната разлика при напречно-пресови съединения

Инженерната задача се състои в определяне на температурата на загряване t_2 на главината или (и) температурата на охлаждане на вала t_1 .

• При загряване на главината:

$$t_2 = t_0 + \frac{\delta + \Delta}{\alpha_2 d}, \quad (3.18)$$

където: t_0 е температурата на околната среда; α_2 е коефициент на топлинно разширение на материала на главината (за стомана $\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6}, 1/^{\circ}C$); $\Delta \geq (0,006 \div 0,012)\sqrt{d}$ е допълнителна хлабина;

• При охлаждане на вала:

$$t_1 = t_0 - \frac{\delta + \Delta}{\alpha_1 d}, \quad (3.19)$$

където: α_1 е коефициентът на топлинно свиване на материала на вала (за стомана $\alpha_1 = -8,5 \cdot 10^{-6}, 1/^{\circ}C$);

• При едновременно загряване на главината и охлаждане на вала (прилага се при много големи стегнатости):

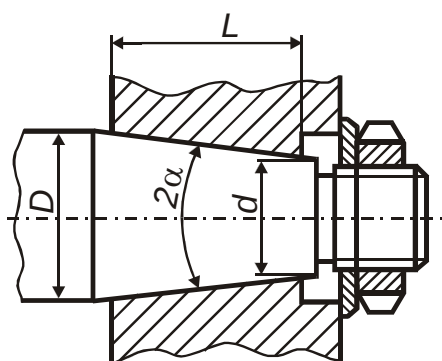
$$t_2 = t_0 + \frac{\delta + \Delta}{\alpha_2 d} - \frac{\alpha_1}{\alpha_2} (t_0 - t_1) \quad (3.20)$$

3.2. Конусни пресови съединения

3.2.1. Обща характеристика

► **Определение** Конусното пресово съединение е връзка между елементи с външен и вътрешен конуси с еднакъв номинален ъгъл, при което се осигурява неподвижност при натоварване единствено чрез сили на триене по контактната конусна повърхнина.

Обикновено елементите на конусните съединения имат форма на пресечени конуси и в редки случаи са цели конуси. Връзката се създава чрез осово изместване на единия от елементите, като се използват винтови или хидравлични преси. В други конструктивни варианти, сили на триене по общата конусна повърхнина се създават чрез завиване на гайка върху шийка с резба на вал (фиг. 3.4).



Фиг. 3.4. Вариант на създаване на конусно съединение

Основен параметър на конусните съединения е конусността K , определена от израза:

$$K = \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.21)$$

където: D и d са съответно големият и малкият диаметри на общата конусна повърхнина; L е дължината на контактната повърхнина; 2α е ъгълът на конуса (фиг. 3.4). Конусността варира в диапазона от $K = 1:30$ до $K = 1:200$. При по-малки конусности се създават условия за самоцентриране и за

самозаклинване, ако експлоатацията на съединението предполага рядкото му разглобяване, както и по-големи необходими осови сили за създаване на съединенията при равни други условия.

В случаи на по-малки стегнатости или по-големи натоварвания, както и при наличие на вибрации, конусните съединения допълнително се осигуряват с една или две шпонки или други елементи срещу превъртане.

Конусните съединения се използват както в общото, така и в специалното машиностроене – за лагериране на плъзгащи лагери на прокатните машини, в центробежните компресори на турбореактивните двигатели, в електрическите машини, където се използват валове с конусни краища и др.

3.2.2. Товароносимост

Конусните пресови съединения се изчисляват както цилиндричните, като номиналният диаметър d се замества със средния диаметър:

$$d_{cp} = \frac{d + D}{2} \quad (3.22)$$

От зависимост (3.2), отнесена към различни напречни сечения (номиналният диаметър е променлив), следва, че възникналото в установеното конусно съединение контактно налягане p по общата конусна повърхнина е променливо в осово направление. Очевидно, осовият градиент на налягането ще е толкова по-силен изразен, колкото по-голяма е конусността на съединенията. Допълнителен фактор е и отклоненията във формата на конусната повърхнина. За минимизиране на неизбежните грешки в изчисленията, може да се приложи числен метод (метод на крайните елементи). Такъв подход е използван в [20], като са анализирани различни варианти на отклонения от правилната геометрична форма на съединяваните елементи.

§ 4. НЕРАЗГЛОБЯЕМИ СЪЕДИНЕНИЯ

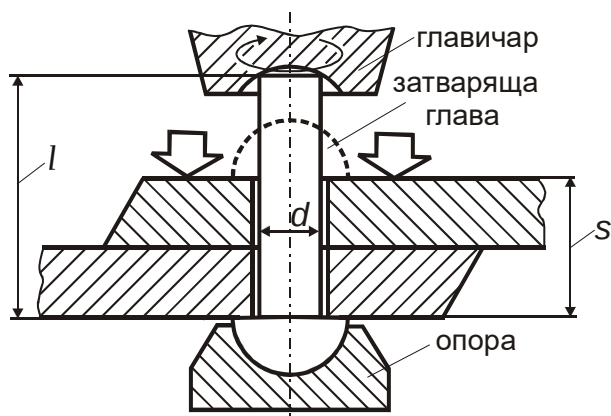
Съединения, разединяването на които е възможно само чрез разрушаване на някои от елементите, са неразглобяеми. Представители на тази група са нитовите, заваръчните, запоените и лепените съединения.

4.1. Нитови съединения

4.1.1. Обща характеристика

► **Определение** Нитовите съединения са неразглобяеми съединения на листови елементи, реализирани чрез свързващи елементи, наречени нитове.

Нитовите са елементи с цилиндрична форма с или без централен отвор, имащи опорна глава с определена форма в единия си край. Съединенията се осъществяват за сметка на сбиването (нитоването) със специален инструмент, при което се оформя втора – затваряща глава. Този процес е свързан с пластична деформация на материала в зоната на затварящата глава и с еласто-пластична деформация в зоната на нитовото стебло (фиг. 4.1). В резултат от последната първоначалната хлабина между нита и отвора се запълва, а понякога дори се постига определена стегнатост.



Фиг. 4.1. Създаване на нитово съединение

За осигуряване на достатъчно обем материал за оформяне на затварящата глава, дължината на нитовото стебло l трябва да удовлетворява условието (виж фиг. 4.1):

$$l \geq (1,5 \div 1,7)d + s \quad (4.1)$$

В зависимост (4.1) размерът s има смисъл на дебелина на пакета от свързани елементи.

Основните размери и главата на нитовите са стандартизирани. Нитовите се изработват от материали с добре изразени пластични свойства – стомани $Cm2, Cm3, 15, 20, 09Г2$, мед, месинг,

бронз, алуминиеви и други сплави. Материалът на нитовите и съединяваните елементи трябва да бъде еднотипен, за да се изключи явлението електрохимична корозия.

Нитоването се извършва ръчно или машинно в студено или горещо състояние. Студеното нитоване се прилага за меки цветни метали и стоманени нитове до 10 mm .

► Предимства

- Могат да се свързват разнородни материали;
- Могат да се прилагат когато заваряването е невъзможно по конструктивни или други съображения;
- Не изискват скъп и сложен контрол за качество.

► Недостатъци

- Необходими са предварителни операции за пробиване на отворите;
- Отворите са физически концентратори на напреженията, които отслабват носещото сечение на елементите;

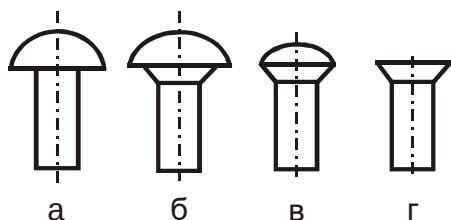
- Операцията „нитоване“ предизвиква силен шум;
- Понякога са необходими допълнителни елементи (плочки, планки) за свързване на профили към метални конструкции.

Нитовите съединения са широко застъпени в авиационната техника за свързване на самолетните обшивки. Използват се и в корабостроенето, уредостроенето и в конвенционалното машиностроене за изграждане на метални конструкции.

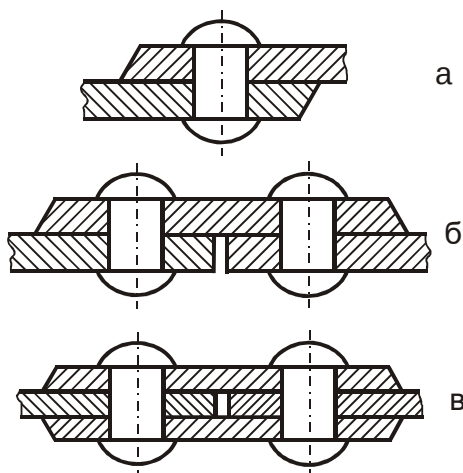
4.1.2. Видове нитови съединения

Класификацията на нитовите съединения в аспект на дисциплината МЕ се базира на тяхното функционално предназначение. По този признак те се делят на:

- Здрави нитови съединения Прилагат се в конструкции, за които якостният критерий е основен – метални конструкции, мостове, стълбове за далекопроводи и др.;
- Плътни нитови съединения Прилагат се в конструкции, за които основно изискване е осигуряване на плътност (херметичност) на връзките – за съхранение на течности и газове;



Фиг. 4.2. Видове нитове според формата на главата



Фиг. 4.3. Видове нитови съединения според конструкцията им

- Здраво-плътни нитови съединения Прилагат се в конструкции, за които се изисква едновременно достатъчна якост и плътност.

Според формата на главата стандартните нитове са:

- С полусферична глава (фиг. 4.2а);
- С полускрита глава (фиг. 4.2б);
- С лещовидна глава (фиг. 4.2в);
- С плоскоскрита глава (фиг. 4.2г).

Според конструктивното им оформление, нитовите съединения могат да бъдат:

- С препокриване (фиг. 4.3а);
- С една планка (фиг. 4.3б);
- С две планки (фиг. 4.3в).

В зависимост от разположението на нитовете в конструкциите, съединенията са:

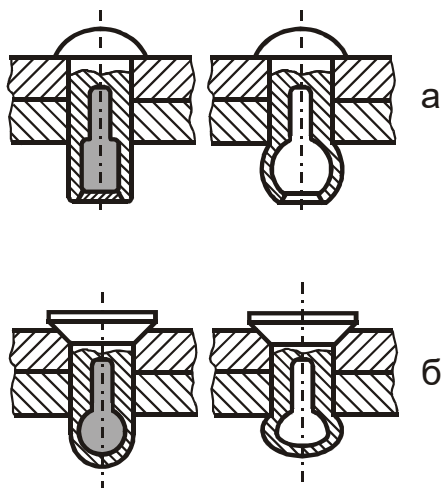
- Едноредови;
- Многоредови – нитовите шевове се оформят един зад друг или шахматно.

4.1.3. Специални конструкции нитове

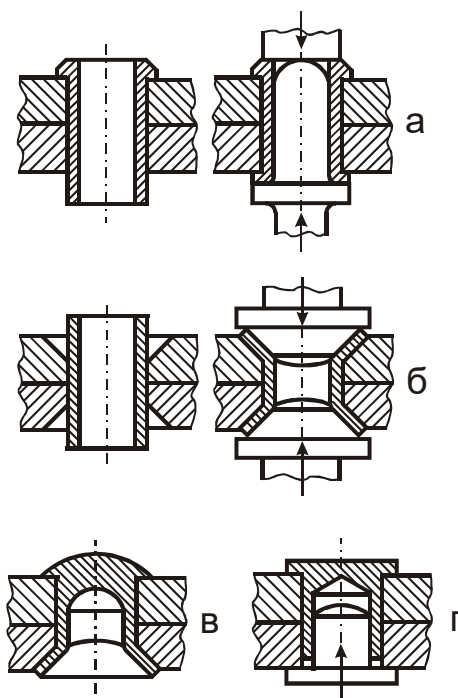
► Взривни нитове

При тях съединенията се образуват за сметка на възпламеняването на електрически заряд, поставен в стеблото на нитовете след въздействие с електрически нагревател при температура $\approx 140^{\circ} \text{C}$ (фиг. 4.4). Прилагат се обикновено при конструкции с едностранен достъп. Могат да бъдат с отворена (фиг. 4.4а) или затворена

затваряща глава (фиг. 4.4б). Взривни алуминиеви нитове масово се използват в самолетостроенето.



Фиг. 4.4. Конструкции на взривни нитове



Фиг. 4.5. Конструкции на тръбни и глухи нитове

► Тръбни и глухи нитове

Те са кухи нитове с предварително изработена основна глава (фиг. 4.5а), представляващи тръба (без глава – фиг. 4.5б) или с изработен в стеблото им глух отвор (фиг. 4.5в,г). Понякога поансонът изпълнява функцията на затваряща глава (фиг. 4.5г). Прилагат се за свързване на детайли от крехки материали при малки натоварвания.

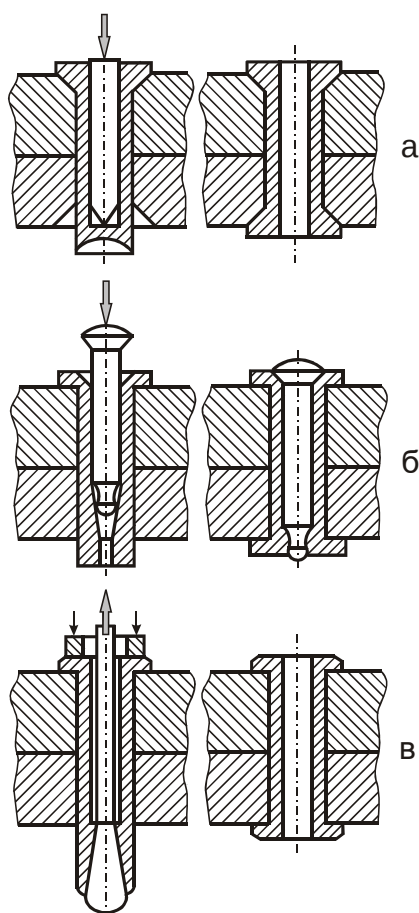
При неметални материали като кожа, тъкани и др. се използват капсулни (тънкостенни нитове) с $d = 0,2 \div 0,5 \text{ mm}$.

► Тръбни разтварящи се нитове

При тях затварящата глава е резултат от деформация на тялото на нита след въздействие на поансон с подходяща геометрична форма (фиг. 4.6). Въздействието върху поансона може да бъде на натиск (прошиване) (фиг. 4.6а,б) или на опън (изтегляне) (фиг. 4.6в).

► Плътни нитове

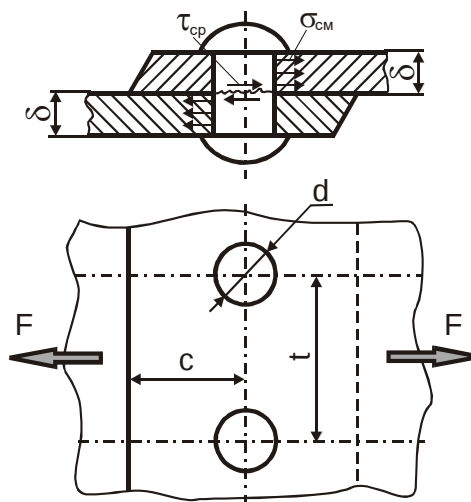
Прилагат се когато се изисква гарантирана херметичност на връзката и значителни натоварвания. Изработват се от стомана с високи механични характеристики. Изискването за плътност се осигурява чрез поставяне под основната глава на уплътнителен пръстен от пластичен материал – мед, алуминий. Модификация на плътните нитове са тези без затваряща глава, които се монтират в отворите с гарантирана стегнатост, т.е. изпълняват функцията на щифтове.



Фиг. 4.6. Конструкции на тръбни разтварящи се нитове

4.1.4. Якостно пресмятане на здрави нитови съединения

Пресмятането на нитовите съединения се свежда до определяне на геометричните параметри на съединението (фиг. 4.7). Основните повреди са: срязване на тялото на нита, смачкване на стените на отвора, образуване на пукнатини около отворите и оттам разрушаване на свързаните елементи (планки).



Фиг. 4.7. Изчислителна схема на нитови съединения

Диаметърът на нитовото стебло d се избира в зависимост от дебелината на планките δ - $d \approx 2\delta$. За стъпката на нитовия шев се препоръчва $t = (3 \div 3,5)d$, а за размера c , определящ разстоянието от края на елементите до нитовия шев - $c = (1,5 \div 2)d$. Съединения, натоварени с напречна сила F , се пресмятат на срязване и на смачкване, като се приема, че тя е равномерно разпределена между нитовете. За напрежението на срязване следва (фиг. 4.7):

$$\tau_{ср} = \frac{4F_i}{(\pi d^2)i} \leq [\tau_{ср}], \quad (4.2)$$

където i е броят на срязващите се сечения (за съединението на фиг. 4.4в $i = 2$). По зависимост (4.2) може да се определи допустимата за един нит сила F_i . Оттук се определя и броя на нитовете: $n = F / F_i > 2$.

Проверката на смачкване се извършва по формулата:

$$\sigma_{см} = \frac{F_i}{d \delta_{min}} < [\sigma_{см}], \quad (4.3)$$

където δ_{min} е минималната дебелина на елементите. Сечението между два съседни нита се проверява на опън:

$$\sigma_{on} = \frac{F_i}{(t-d)\delta_{min}} \leq [\sigma_{on}]. \quad (4.4)$$

За стоманени елементи, свързани с нитове от стомани $Cm2$ и $Cm3$ за допустимите напрежения се приемат стойностите: $[\tau_{cp}] = 140 \text{ MPa}$; $[\sigma_{cm}] = 280 \div 320 \text{ MPa}$; $[\sigma_{on}] = 160 \text{ MPa}$. В случай на студено нитоване, тези стойности се намаляват с 30 %.

4.2. Заваръчни съединения

4.2.1. Обща характеристика

► Определение *Заваръчните съединения са неразглобяеми съединения, при които връзката се получава за сметка на молекулното взаимодействие между елементите след локалното им нагриване до разтопено или тестообразно състояние и прилагане на механична сила.*

Мястото на свързване се нарича *заваръчен шев*.

► Предимства

- В сравнение с нитовите, при заваръчните съединения носещите сечения не се отслабват от отвори, (които са естествени концентратори на напреженията), не са необходими допълнителни свързващи елементи (планки), откъдето може да се постигне икономия на метал до 20 %;

- В сравнение с лятите конструкции, заваръчните се характеризират със значително по-малка относителна маса, което от една страна се дължи на по-високите стойности на механичните характеристики на материала, а от друга – на по-тънките стени и по-малката прибавка за механична обработка;

- Чрез заваряване могат да се изработват съставни детайли с много сложна конфигурация при неограничени размери, като се комбинират компоненти от листови и профилни стомани, както и шамповани, ковани и ляти компоненти. Така се изработват ремъчни и други шайби, зъбни колела, барабани, различни метални конструкции (колони, греди и ферми), кухи турбинни валове, корпусни детайли (за редуктори), рами и карусерии (на автомобили, вагони) и др.;

- Доказано е, че при спазване на конструктивните изисквания и необходимата технологична дисциплина, якостта на заваръчния шев при статично и ударно натоварване практически е равна на тази на основния материал. Плътността и херметичността на заваръчните шевове позволяват заваряването широко да се прилага при изработване на съдове под налягане, резервоари и тръбопроводи;

- Техническото обзавеждане на заваръчните цехове е сравнително евтино, а самото заваряване се осъществява с относително малък енерго-силов разход (няма необходимост от големи сили или източник на топлинна енергия);

- Конфигурацията на съставния детайл, изработен чрез заваряване, е най-близка към тази на монолитния аналог. При това, икономията на материал е несравнимо по-голяма. Това дава основание, заваръчното съединение да се приеме за *най-съвършеното неразглобяемо съединение. В наши дни заваряването е не само начин за създаване на връзка между детайли, но и технологичен метод на изработване на самите детайли.* На тази база се разработват различни заваръчни технологии, обслужващи конкретно производство и със специално техническо оборудване, съобразено със спецификата му (например роботизирани линии за изработване на автомобилни шасита).

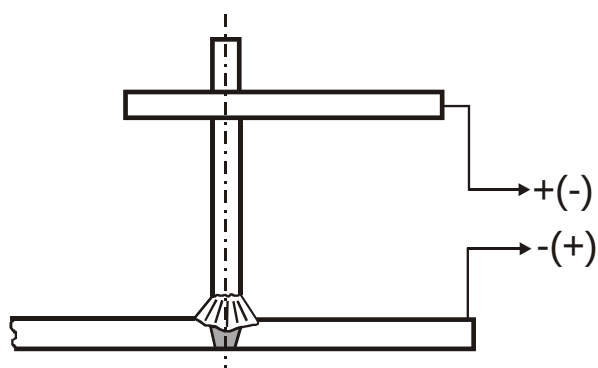
► Недостатъци

- Неравномерното нагряване и охлаждане на материала на самия шев и зоната около него причинява остатъчни напрежения в зоната на заваряване. По тази причина се получават нежелани деформации (изкривявания), особено при тънкостенни елементи;
- Съществува възможност за наличие на скрити дефекти (пукнатини, непровар, шлакови и газови включвания), които намаляват якостта на съединенията;
- Контролът на заваръчните шевове се осъществява чрез скъпи безразрушителни методи (рентгенови, ултразвукови и др.);
- Предвид физическата същност на заваряването, ограничаващо условие е свързаните елементи да имат един и същ или близък материал.

4.2.2. Видове заваръчни съединения

► В зависимост от вида на топлинния източник

- Електродъгово заваряване с метален електрод Осъществява с волтова



Фиг. 4.8. Схема на електродъгово заваряване

дъга между електрода и заваряваната конструкция (фиг. 4.8). В резултат се отделя топлина, която разтопява краищата на детайлите и металния електрод (методът е изобретен от Г. Славянов през 1888 г.). Прилага се и методът с въгленов електрод (изобретен от Н. Бенардос през 1882 г.). В този случай се разтопява и допълнително подадения материал в мястото на заваръчния шев.

Високо качество при висока производителност се постига чрез автоматично заваряване под слой флюс.

Има широк обхват на приложение – за заваряване на елементи от конструкционна и легирана стомана с различна дебелина, както и за алуминиеви и титанови сплави. Ръчното електродъгово заваряване се използва основно при ремонтни дейности и при труднодостъпни места.

За заваряване на детайли от високолегирани стомани и цветни метали и сплави се прилага дъгово заваряване в среда от защитни газове (CO_2 или Ar) с нетопими волфрамови електроди.

- Контактно заваряване Необходимата топлинна енергия в зоната на контакта е резултат от повишено съпротивление при преминаване на силен ток (до няколко хиляди ампера). След изключването му нагретите до пластично състояние или по повърхностно разтопяване детайли се притискат с определена сила. Контактното заваряване се прилага в няколко варианта: челно (при малки сечения); точково (детайлите се заваряват в отделни точки през определена стъпка); лентово (шевът е тънка лента по дължината на припокритите детайли, който се получава чрез електроди във вид на търкалящи се ролки по направление на заваряване. Точковото и лентово заваряване се прилагат за връзка между листови елементи с малка дебелина (до $(3 - 4) \text{ mm}$) в масовото производство;

- Газопламъчно заваряване Тук топлинният източник е пламъкът на газова горелка, в която изгарят ацетилен-кислород, пропан-бутан или др. газове. Достига се

температура до 3000°C . Необходимо е да се подава и допълнителен материал, еднороден или с близък състав до този на заваряваните елементи. Използва се за заваряване на листов стомана и цветни метали и сплави, предимно за ремонтни дейности.

- Термитно заваряване Топлинната енергия е резултат от химична реакция при запалване на т.н. термитна смес (78 % железен окис и 22 % алуминиев прах). Процесът протича в керамична форма, в която са поставени краищата на елементите. Отделеното от химичната реакция желязо след изстиване свързва елементите. Методът се прилага за заваряване на железопътни релси;

- Дифузионно заваряване Методът принадлежи към специалните методи и се прилага за заваряване на елементи от разнородни материали. Полученият шев има малко по-различни свойства от тези на основните материали;

- Електронно-лъчево или лазерно заваряване При този метод зоната на разтопяване е локализирана в малък обем, като се получават малки деформации. Използва се за заваряване на закалени детайли;

- Ултразвуково Прилага се при еднородни или разнородни детайли с малка дебелина, предимно в уредостроенето;

- Радиочестотно По този метод се заваряват тънки тръби при висока производителност;

- Взривно Методът се използва за нанасяне на покрития;

- Плазмено заваряване или рязане Те са перспективни съвременни методи, при които необходимата топлинна енергия се отделя чрез плазма. Плазмата се разглежда като четвърто агрегатно състояние на материята. Тя е йонизиран газ с голяма относителна концентрация на йоните с еднакво или почти еднакво съотношение на положителните и отрицателни йони, чиято скорост на движение под действие на външно електрическо поле е по-малка от топлинната им скорост на движение. В естествени условия се съдържа в йоносферата, в светкавиците и в звездните атмосфери.

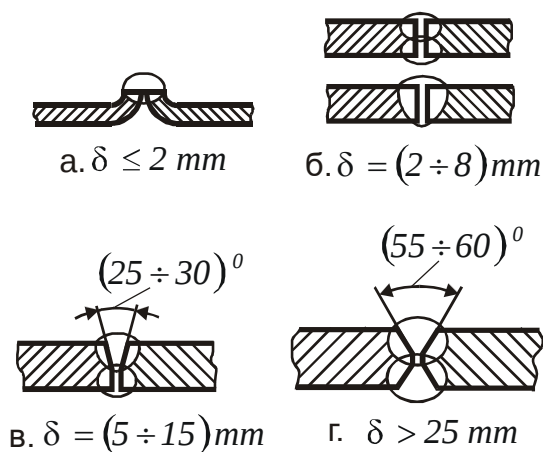
Съвременен метод за повишаване на износоустойчивостта и носещата способност на детайлите е напластяването, при който се получава напластен слой от всякакъв метал върху стоманени заготовки.

Понастоящем съществуват различни методи за заваряване на пластмасови елементи – чрез газови топлоносители, нагрети елементи с ТВЧ, с ултразвук, чрез химична реакция и др.

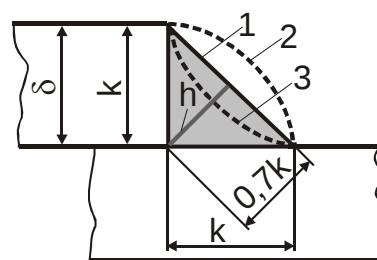
► Според конструктивните им особености

- Челни заваръчни съединения Съединяваните детайли са продължение един на друг, при което по челата им се оформя т.н. челен шев (фиг. 4.9). Конструктивното оформяне на краищата зависи от дебелината на елементите (виж фиг. 4.9). По правило челните шевове се изпълняват с малко удебеление – $(1 \div 1,5) \text{ mm}$, предвид концентрацията на напреженията;

- Съединения с препокриване В действителност тези съединения се изпълняват с ъглови шевове (фиг. 4.10). Те могат да бъдат нормални (фиг. 4.10 – 1), изпъкнали (фиг. 4.10 – 2) и вдлъбнати (фиг. 4.10 – 3). Геометрично ъгловите шевове се определят от катета k и височината $h = 0,7k$. Минималната стойност на катета, определена по технологични съображения е $k = 3 \text{ mm}$.

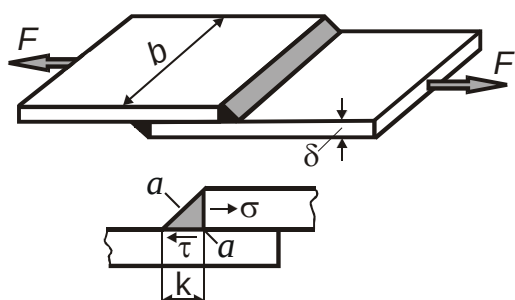


Фиг. 4.9. Конструктивно оформяне на челни шевове

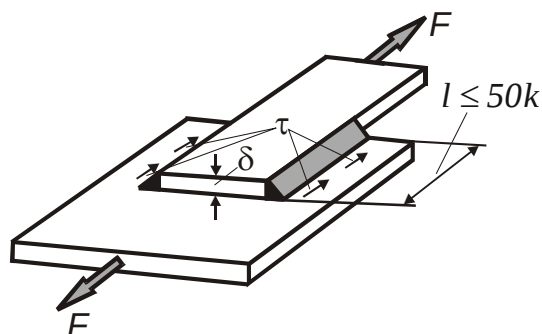


Фиг. 4.10. Варианти на сечение на ъгови шевове

В зависимост от разположението им спрямо направлението на действащото натоварване, ъгловите шевове могат да бъдат: челни, странични (флангови), наклонени или комбинации от тях. Челните шевове са перпендикулярни (фиг. 4.11), а фланговите – успоредни на направлението на натоварване (фиг. 4.12).



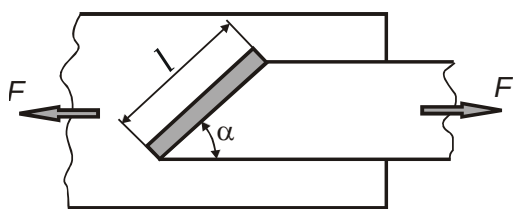
Фиг. 4.11. Съединение с челни ъгови шевове



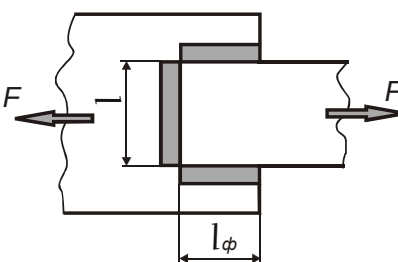
Фиг. 4.12. Съединение с флангови шевове

На фиг. 4.13 е даден наклонен шев, а на фиг. 4.14 – ъглов шев, представляващ комбинация от челен и флангови шевове.

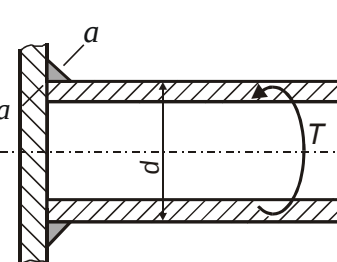
• Съединения под ъгъл Чрез тях се реализира връзка между елементи, разположени под ъгъл помежду си. Съединение, реализирано с ъглов шев между тръба и перпендикулярна на оста ѝ плоча, е показано на фиг. 4.15.



Фиг. 4.13. Съединение с наклонен шев



Фиг. 4.14. Съединение с комбиниран шев



Фиг. 4.15. Съединение под ъгъл

4.2.3. Пресмятане на заваръчните съединения

► Допустими напрежения

Напрегнатото състояние в заваръчните шевове след прилагане на работно натоварване не може да се опише точно, защото то зависи от редица фактори: остатъчните напрежения в шевове от нагриването на материала по време на заваряване (при това неравномерно по дължината на шевове), вида и качеството на технологичния метод на заваряване, механичните характеристики на основния материал, вида на заваръчната конструкция, както и характера на действащото натоварване. Освен това, наличието на дефекти значително намалява носещата способност на съединенията, особено при променливи или ударни натоварвания. Такива са подрези, непровар, шлакови и газове включвания, които само по себе си са локални концентратори на напреженията. Негативният ефект от местна концентрация на напреженията е характерен и за точковото заваряване, поради съсредоточаване на натоварването в точките и неплавните преходи в носещото сечение в тези точки.

Разрушаването на заваръчните съединения се наблюдава по сечението на самите шевове, в мястото на свързване на шевове с основния метал и по сечението на детайла в околошевната зона. В действителност механичните характеристики на материала в околошевната зона са занижени поради температурните напрежения от бързото му нагриване по време на заваряването. Такъв ефект се наблюдава при термообработени или уякчени (с наклеп) стомани, за които се препоръчва термообработка след заваряване. Експлоатацията на качествено изпълнени заваръчни съединения показва, че се разрушават предимно в околошевната зона.

Поради сложната картина на напрегнатото състояние в заварките допустимите напрежения се определят по опитен път. Приема се тезата, че якостта в шева е по-малка от тази на основния материал, откъдето за допустимите напрежения в мястото на заварката $[\sigma']$ и $[\tau']$ следва:

$$[\sigma'] = \nu \gamma [\sigma_{on}]; \quad [\tau'] = \nu \gamma [\sigma_{on}], \quad (4.5)$$

където $[\sigma_{on}]$ е допустимото напрежение на опън за основния материал при статично натоварване; $\nu \leq 1$ и $\gamma \leq 1$ са корекционни коефициенти съответно при статични и динамични натоварвания. Стойностите им зависят от конкретния метод на заваряване и от характера на натоварване на шева. Данни за коефициента ν са показани в таблица 4.1.

Данни за коефициента ν при ниско- и средновъглеродни стомани

Таблица 4.1

Метод на заваряване	Коефициент ν		
	Опън	Натиск	Срязване
Автоматично под флюс; Ръчно с електроди E42A и E50A; Челно контактно	1	1	0,65
Ръчно електродъгово с електроди E42 и E50; Газово заваряване	0,9	1	0,6
Контактно точково и ролково	-	-	0,6

Данните в таблицата са валидни, ако заварките съответстват на стандартните изисквания. В определени производства изпитанията на заварките са задължителни и са обект на ведомствени норми – например в „Технически надзор“ по отношение на съдове под налягане, в железопътния транспорт, метални строителни конструкции и др. В означението на електродите цифрата след буквата E показва минимал

ната якост на материала на шева в N/mm^2 . Буквата A означава подобрени пластични свойства на материала на шева.

В случаи на динамични натоварвания допустимите напрежения се определят по зависимости (4.5), а пресмятането условно се приема за статично, като се извършва с максималните напрежения на цикъла σ_{max} , респ. τ_{max} . Стойността на коефициента γ се определя въз основа на експериментални и теоретични изследвания и основно зависи от вида на шева и отношението между граничните сили F_{min} / F_{max} .

• Съединения с челни шевове:

$$\gamma_{чел} = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \frac{F_{min}}{F_{max}}}; \quad (4.6)$$

• Съединения с ъглови шевове:

$$\lambda_{\angle} = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{F_{min}}{F_{max}}}. \quad (4.7)$$

► **Изчислителни зависимости**

• Съединения с челни ъглови шевове:

Приема се, че основно значение за товароносимостта на съединението е тангенциалното напрежение на срязване τ в сечение, определено от ъглополовящата $a-a$ и дължината b (фиг. 4.11). Съответно при едностранни и двустранни шевове за τ следва:

$$\tau = F / 0,7 k \cdot b \leq [\tau']; \quad (4.8)$$

$$\tau = F / 2 \cdot 0,7 k \cdot b \leq [\tau']. \quad (4.9)$$

• Съединения с флангови шевове:

Товароносимостта на фланговите шевове също се определя от напреженията на срязване τ , които са неравномерно разпределени по дължината им l (фиг. 4.12). Прилага се зависимост (4.9), като вместо b се замества l .

Наклонените шевове се пресмятат по зависимост (4.8) след заместване $l = b$ (фиг. 4.13).

• Съединения с комбинирани шевове:

Приема се, че натоварването се разпределя равномерно по общата дължина на шевовете. В съответствие с примера, показан на фиг. 4.14, следва:

$$\tau = F / 0,7 k (2l_{\phi} + l) \leq [\tau'] \quad (4.10)$$

• Съединения под ъгъл:

И тук се приема, че застрашено е сечението, определено от ъглополовящата $a-a$. За примера, показан на фиг. 4.15, напрежението на срязване в шева от действието на тангенциалната сила $F_t = 2T/d$ в резултат от приложения въртящ момент T следва:

$$\tau = 2T / 0,7 k \pi d^2 \leq [\tau'] \quad (4.11)$$

§ 5. ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ (ПРУЖИНИ)

5.1. Обща характеристика

5.1.1. Предназначение

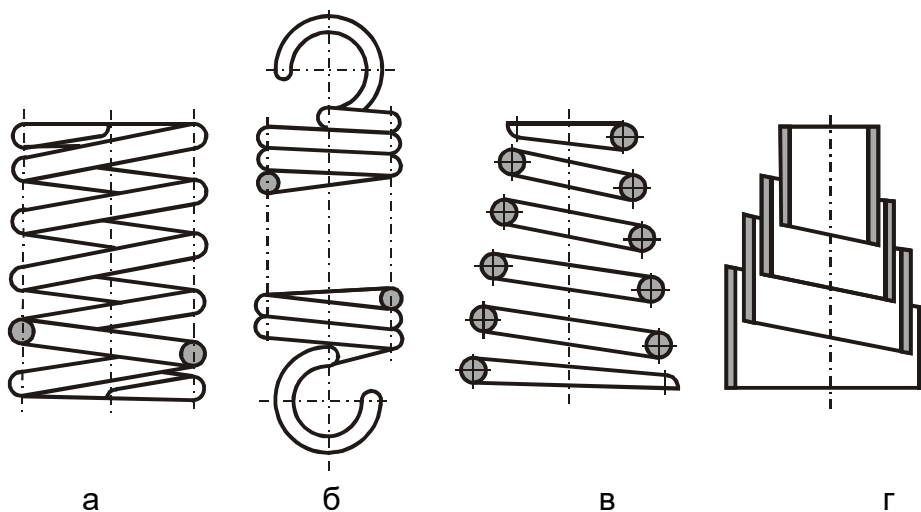
► **Определение** Еластичните елементи са машинни детайли, които в процеса на експлоатацията си получават значителни еластични (възвратими) деформации, без да загубват работоспособността си

При вграждането им в техническите изделия, еластичните елементи изпълняват следните функции:

- Създаване на постоянно действащи сили Такива са пружините в предпазните съединители, клапанните механизми, различни затягащи механизми и др.;
- Възприемане енергията на удари В този случай пружините изпълняват функцията на буфери;
- Виброизолация Такива са еластичните елементи в транспортните машини, изработени от листов стомана и такива с относително по-големи размери. С известна условност е прието те да се наричат *ресори*;
- Акумулиране на двигателна енергия Тази функция се изпълнява от т.н. *пружинни двигатели*, тъй като натрупаната потенциална енергия на деформацията служи за задвижване на определен механизъм;
- Измерване на сили, моменти, маса Такива са пружините в динамометрите, теглилките и др.

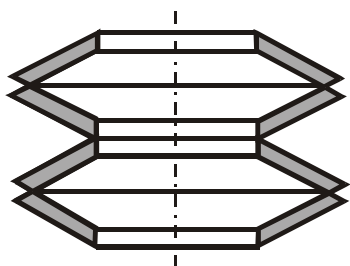
5.1.2. Видове пружини

Изискването за поемане на големи еластични деформации в пружините се постига чрез използване на материали с висока якост, подложени на специална термообработка и чрез придаване на подходяща конструктивна форма. Различните изисквания към пружините водят до изключително разнообразие на геометрията им. *Като цяло, условието за гарантиране на значителни деформации има за следствие относително голямо съотношение на дължината към размерите на напречното им сечение.* На фиг. 5.1 са показани едни от най-често използваните в инженерната практика – винтовите пружини.

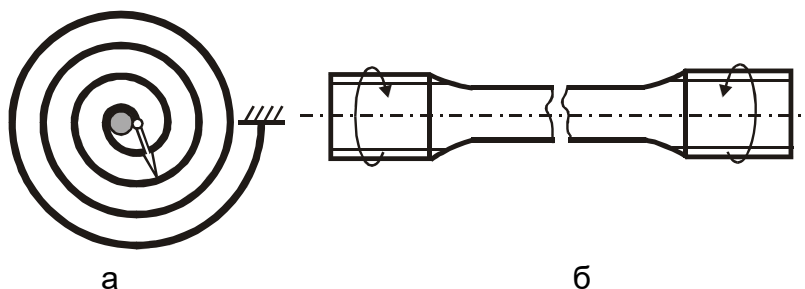


Фиг. 5.1. Винтови пружини

Винтовите пружини поемат осова сила и могат да работят на натиск (фиг. 5.1а,в и г) или опън (фиг. 5.1б). Изработват се от тел с кръгло (фиг. 5.1а,б и в) или правоъгълно сечение (фиг. 5.1г), навит по винтова линия с цилиндрична или конусна форма. Краищата са оформени така, че да може удобно да се приложи натоварването.



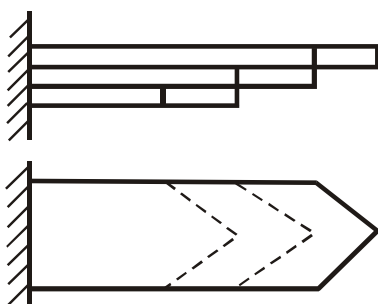
Фиг. 5.2. Дискава пружина



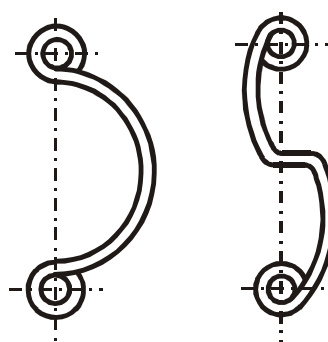
Фиг. 5.3. Пружини, натоварени на усукване

Дисковите (Белвелиеви) пружини се състоят от отделни конусообразни дискове с централен отвор, подредени в пакет (фиг. 5.2). Тази конструктивна форма гарантира поемането на значителни осови сили на натиск при малки деформации.

На фиг. 5.3 са показани пружини, натоварени на усукване. Спиралните пружини (фиг. 5.3а) се изработват от шина с правоъгълно сечение, навита по архимедова спирала. Те работят на принципа на пружинния двигател – натрупаната потенциална енергия на деформацията се използва за създаване на въртящ момент. Торсионните пружини в действителност са валове с кръгло сечение (фиг. 5.3б).



Фиг. 5.4. Листови пружини (ресори)



Фиг. 5.5. Фасонни листови пружини

Ресорите, показани на фиг. 5.4 се изработват от листов материал с правоъгълно сечение и са предназначени за напречно приложени сили (работят на огъване). Напрежението на огъване е лимитиращо и при фасонните листови пружини (фиг. 5.5).

5.1.3. Материали за пружини

Експлоатацията на пружините предполага големи деформации, и следователно – значителни работни напрежения. Затова се използват материали с висока якост и еластичност – предимно високо-въглеродни стомани и в редки случаи – цветни сплави.

В случаи на по-малки размери на носещите сечения и по-малки натоварвания се използват качествени високовъглеродни стомани 60, 65 и 75.

При отговорни и тежко натоварени пружини, се използват високояки легирани стомани с прибавки на манган, силиций, ванадий и хром – 65Г, 55С2, 60С2, 60СГ, 50ХГА, 50ХСА, 50ХФА и др.

За работа в корозионна среда се използват легирани стомани ($40X13$) или цветни сплави – силициево-манганови и берилиеви бронзи. За предпазване от корозия, пружините се покриват със защитен слой след подходяща химико-термична обработка или боядисване.

Конструктивната форма на пружините се постига за сметка на подходящо деформиране. С цел подобряване на еластичността на материала, се прилагат различни термообработки. Пружините с по-малки размери се деформират на студено, след което се прилага нискотемпературно отпускане, а при по-големи размери – след загряване до $700^{\circ} - 800^{\circ}$.

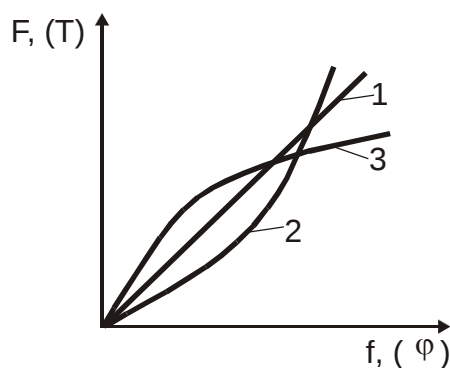
За постигане на по-голяма уморна дълготрайност на пружините, се прилагат следните мерки:

- Използват се изходни материали с по-ниска грапавост;
- Предварително интензивно ударно натоварване така, че да се получи уякчаване (наклеп) в най-натоварените нишки от носещото сечение. По този начин се повишава товароносимостта им с $(25 - 30)\%$.

Пружинните стомани имат високи допустими напрежения $[\sigma_{oz}] = 650 \div 1000 \text{ MPa}$; $[\tau_{yc}] = 400 \div 650 \text{ MPa}$. За модулите на линейни и ъглови деформации може да се приеме съответно $E = 2,2 \times 10^{11} \text{ Pa}$ и $G = 8 \times 10^{10} \text{ Pa}$.

5.2. Характеристики на пружините

► **Определение** Характеристиката на дадена пружина е зависимостта между натоварването и получената в резултат деформация на приложната точка



Фиг. 5.6. Видове характеристики

Тази зависимост може да бъде зададена аналитично или в табулиран вид, но най-често характеристиката се представя в графичен вид, при което се получава определена прегледност. Познаването на характеристиката на дадена пружина е необходимо условие за провеждане на якостния и деформационен анализ на конструкцията, в която е вградена пружината.

Когато пружините са натоварени на опън или натиск със сила F , деформацията f е преместването на приложната точка на силата, а при натоварване с усукващ момент T – деформацията се изразява в ъгъл на относително завъртане φ на крайните сечения. Характеристиките могат да бъдат линейни (фиг. 5.6, крива 1) и нелинейни – съответно прогресивни или възходящи (фиг. 5.6, крива 2) или регресивни или низходящи (фиг. 5.6, крива 3).

Винтовите цилиндрични пружини, листовите пружини с постоянно сечение, както и торсионните пружини с постоянно сечение имат линейни характеристики и следователно в аналитичен вид характеристиките им ще бъдат изразени чрез зависимостите:

$$F = c f ; \quad (5.1)$$

$$T = c_{\varphi} \varphi . \quad (5.2)$$

В горните зависимости постоянните величини $c = F / f, N / m$ и $c_{\varphi} = T / \varphi, Nm / rad(^{\circ})$ се наричат *пружинни константи* и определят коравината на дадената пружина.

В общия случай характеристиките са нелинейни, коравината им е променлива и се дефинира във вида:

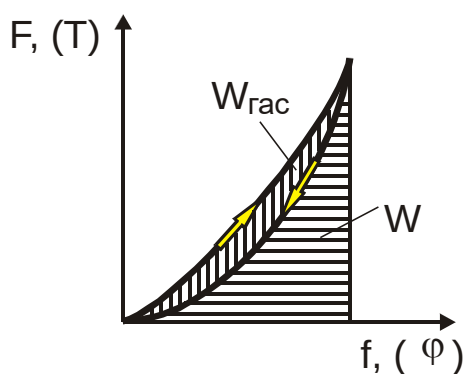
$$c = \frac{dF}{df}, N/m; \quad c_\varphi = \frac{dT}{d\varphi}, Nm/rad \quad (5.3)$$

Способността на пружината да превръща вложената работа за деформиране W в потенциална енергия се нарича акумулираща способност на пружината. На този принцип работят т.н. пружинни двигатели. Работата W , необходима за деформиране на пружина с нелинейна характеристика при нулеви начални деформации до такива със стойности $f; \varphi$ ще бъде:

$$W = \int_0^f F(f) df; \quad W = \int_0^\varphi T(\varphi) d\varphi \quad (5.4)$$

Очевидно, при пружина с линейна характеристика деформационната работа се определя от изразите:

$$W = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} c \cdot f^2; \quad W = \frac{1}{2} T \cdot \varphi = \frac{1}{2} c_\varphi \cdot \varphi^2 \quad (5.5)$$



Фиг. 5.7. Характеристика на пружина с гасяща способност

След премахване на въздействието, натрупаната потенциална енергия на деформация изцяло или частично се връща, а деформацията намалява. Когато характеристиките при натоварване и разтоварване на дадена пружина не съвпадат, то част от вложената деформационна работа се е превърнала необратимо в топлина. За такава пружина се казва, че има гасяща (демпфираща) способност (фиг. 5.7).

Количествена оценка на гасящата способност на еластичните елементи е коефициентът на демпфиране, който в съответствие с фиг. 5.7 се дефинира чрез отношението $\psi = W_{\text{гас}} / W < 1$.

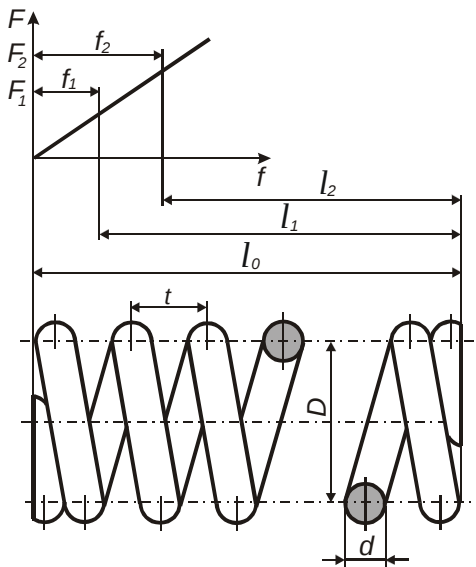
5.3. Якостно и деформационно пресмятане

5.3.1. Винтови цилиндрични пружини, подложени на статично натоварване

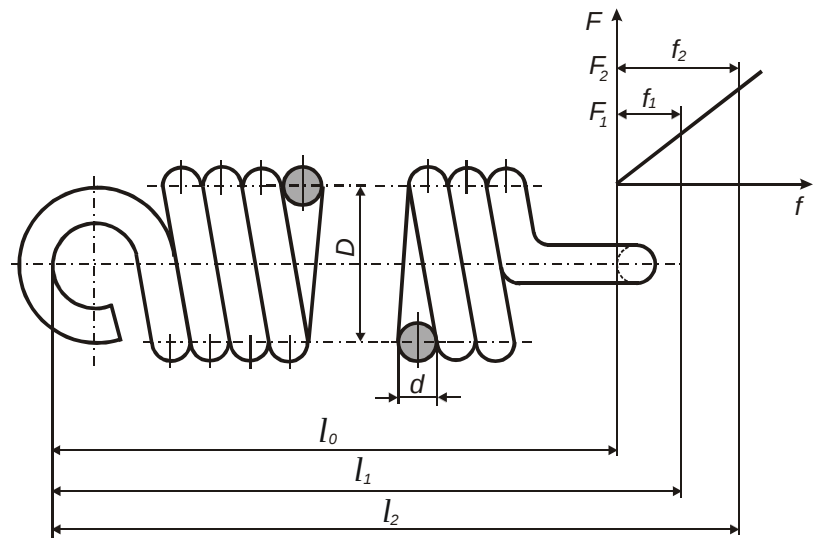
Едни от най-разпространените еластични елементи са винтовите цилиндрични пружини, работещи на натиск (фиг. 5.8) или на опън (фиг. 5.9). Изходният материал за тях е тел с кръгло, а по-рядко от квадратно и правоъгълно сечение. Крайните навивки при пружините на натиск се деформират до плътното им допиране до съседните навивки и се обработват (шлифуват) до получаване на повърхнина, перпендикулярна на оста на пружината (фиг. 5.8). Навивките на пружините, натоварени на опън са плътно навити, а крайните им навивки са оформени като куки с оглед удобно прилагане на работното натоварване. Тези навивки (1,5 – 2) се изключват от броя на работните навивки.

Монтирането на винтовите цилиндрични пружини в изделията обикновено предизвиква предварителната им деформация f_1 , на която съответства сила F_1 (F_1 е процент от работното натоварване $F_2 < F_{\text{max}}$). При пружините, работещи на на-

тиск, максималното натоварване F_{max} е онова натоварване, при което работните навивки все още не се допират или напреженията не превишават допустимите.



Фиг. 5.8. Цилиндрична винтова пружина на натиск



Фиг. 5.9. Цилиндрична винтова пружина на опън

Винтовите цилиндрични пружини се определят от следните параметри:

d , mm – диаметър на тела;

D , mm – диаметър на пружината;

$D_1 = D + d$, mm – външен диаметър на пружината;

$D_2 = D - d$, mm – вътрешен диаметър на пружината;

n – брой на работните навивки;

$n_1 = n + (1,5 - 2)$ – брой на всички навивки;

t , mm – стъпка на пружината (при пружините, работещи на опън $t = d$);

l_0 , mm – дължина на пружината в свободно състояние;

$i = D / d$, $i = (4 - 12)$ – индекс на пружината.

В процеса на експлоатация в кое да е сечение действат както тангенциални, така и нормални напрежения. За вътрешните усилия следва (фиг. 5.10):

$$N = F \sin \alpha; \quad Q = F \cos \alpha; \quad T_{oe} = T \sin \alpha = \frac{FD}{2} \sin \alpha; \quad T_{yc} = T \cos \alpha = \frac{FD}{2} \cos \alpha \quad (5.6)$$

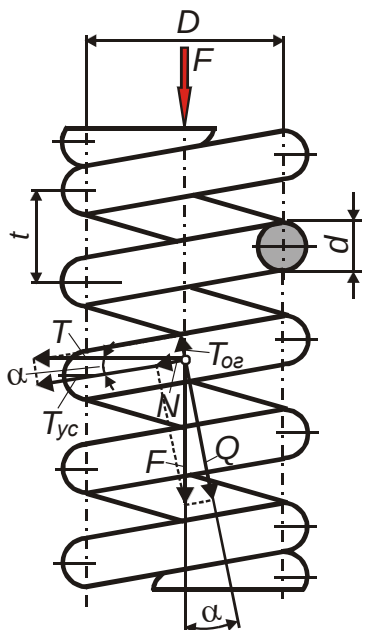
Като се отчете относително малкия ъгъл на изкачване на винтовата линия α ($\alpha \leq (10 - 12)^\circ$), с достатъчна точност може да се приеме $\sin \alpha \approx 0$ и $\cos \alpha \approx 1$, от което следва:

$$N \approx 0; \quad Q \approx F; \quad T_{oe} \approx 0; \quad T_{yc} \approx \frac{FD}{2}. \quad (5.7)$$

От (5.7) непосредствено следва, че във всяко сечение лимитиращи са тангенциалните напрежения – усукващи и срязващи. Изследванията потвърждават, че те са максимални в контурните точки, лежащи на вътрешната винтова повърхнина. Това дава основание определянето на диаметъра на тела да се базира на якостното условие на чисто усукване, а влиянието на срязването и кривината на навивките да се отчита с корекционен коефициент $k_1 = 1 + 1,45 / i$:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 k_1 F_{\max} D}{\pi [\tau_{yc}]} ; \Rightarrow$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 k_1 F_{\max} i}{\pi [\tau_{yc}]} \quad (5.8)$$



Фиг. 5.10. Вътрешни усилия във винтова цилиндрична пружина

При зададен брой работни навивки n , за деформацията f_2 , която пружината ще получи при работно натоварване F_2 , следва:

$$f_2 = \frac{8 k_2 F_2 D^3 n}{G d^4} \quad \text{или} \quad f_2 = \frac{8 k_2 F_2 i^3 n}{G d} \quad (5.9)$$

където $k_2 \approx 1 - \frac{3}{16 i^2}$ е корекционен коефициент, а $G = 8 \times 10^{10} \text{ Pa}$ е модул на ъгови деформации.

Ако, на база на (5.1) и (5.9), се определи коравината c , за нея следва:

$$c = \frac{F_2}{f_2} = \frac{F}{f} = \frac{G d^4}{8 k_2 D^3 n} = \frac{G d}{8 k_2 i^3 n} = \text{const} \quad (5.10)$$

Следователно, коравината на винтовите цилиндрични пружини е постоянна величина, тъй като зависи от постоянни по време на експлоатацията им величини.

От (5.10), след полагане на $n = 1$, се получава коравината на пружината за 1 навивка c_1 . Тъй като $c = c_1 / n$, следва, че с увеличаване на броя на навивките, коравината на винтовите пружини намалява.

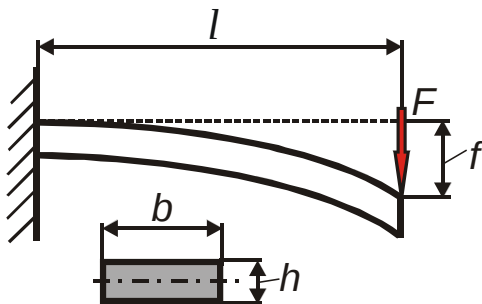
Ако са известни диаметрите d и D , материала (модула G), то при известни работни деформация f_2 и натоварване F_2 чрез зависимост (5.9) се определя броя на работните навивки n , който се закръглява до 0,5 навивки.

За пружини, работещи на натиск, стъпката на пружината в свободно състояние t се определя от условието за минимална хлабина между навивките при максимално натоварване:

$$t = d + \frac{1,2 f_{\max}}{n} + \Delta, \quad (5.11)$$

където $\Delta \geq 0,1d$ е минималната хлабина между навивките.

5.3.2. Листови пружини



Фиг. 5.11. Деформация на листова пружина

При пресмятането им, листовите пружини се схематизират като конзолна гредка, натоварена в свободния край със сила F (фиг. 5.11). Максималното напрежение на огъване възниква в запънатия край и има големина:

$$\sigma_{ог, \max} = \frac{M_{ог, \max}}{W_{ог}} = \frac{6 Fl}{bh^2} \leq [\sigma_{ог}] \quad (5.12)$$

При известни F и l , от условие (5.12) се определят размерите на напречното сечение $b \times h$ при прието отношение между тях или предварително се приеме единия от тях. За постигане икономия на материал е целесъобразна форма на гредата с равна якост, т.е. гредата, за която се осигурява условието $\sigma_{oz}(x) = \sigma_{oz} = \text{const}$ (задачата се разглежда в курса по Съпровивление на материалите). От (5.12) следва, че това условие може да се постигне по два начина:

- при $b = \text{const}$ височината се променя по зависимостта: $h(x) = h_l \sqrt{\frac{x}{l}}$;
- при $h = \text{const}$ широчината се променя по зависимостта: $b(x) = b_l \frac{x}{l}$,

където h_l и b_l са размерите на сечението в свободния край (за $x = l$), които трябва да удовлетворяват якостното условие (5.12). Компромис между нетехнологичността на гредата с равна якост и гредата с постоянно сечение е конструктивното решение с пакет листове с различна дължина, т.е. променя се профилът на ресора по височина, като се доближава до $h(x) = h_l \sqrt{\frac{x}{l}}$.

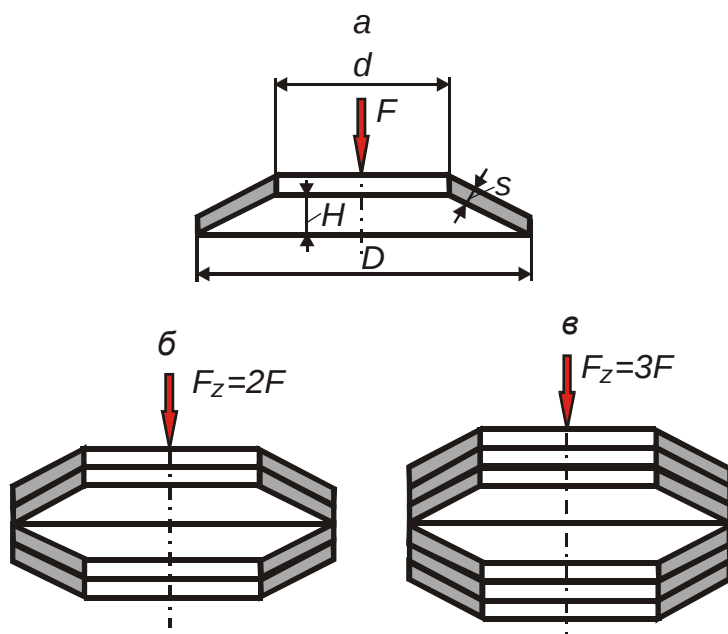
За максималната деформация на конзолна гредата с постоянно сечение следва:

$$f = \frac{Fl}{3EJ}, \quad (5.13)$$

където E, MPa е модулът на линейни деформации, а $J = (bh^3)/12$ е инерционният момент. От (5.13) непосредствено следва, че листовите пружини с постоянно сечение имат линейна характеристика (имат постоянна коравина).

5.3.3. Дискови (Белвелиеви) пружини

Основните геометрични параметри на дисковите пружини са показани на фиг. 5.12а, а вариантни решения за подреждане на пакетите са показани на фиг. 5.12б и 5.12в.



Фиг. 5.12. Варианти на формиране на дисковете в пакети

Обикновено пакетите се формират при следните отношения на геометричните им параметри: за диаметрите $D/d = 2 \div 3$, а за дебелината s и височината H на дисковете $s/H = 0,2 \div 0,8$. Допускат се деформации $f = (0,2 \div 0,3)H$. Характеристиката на пружини с отношение $s/H < 0,6$, за практически цели може да се приеме за линейна.

Поради характерната геометрия, както и триенето и приплъзването между дисковете (фиг. 5.12б и 5.12в), напрегнатото и деформирано състояние в дисковите пружини е твърде сложно.

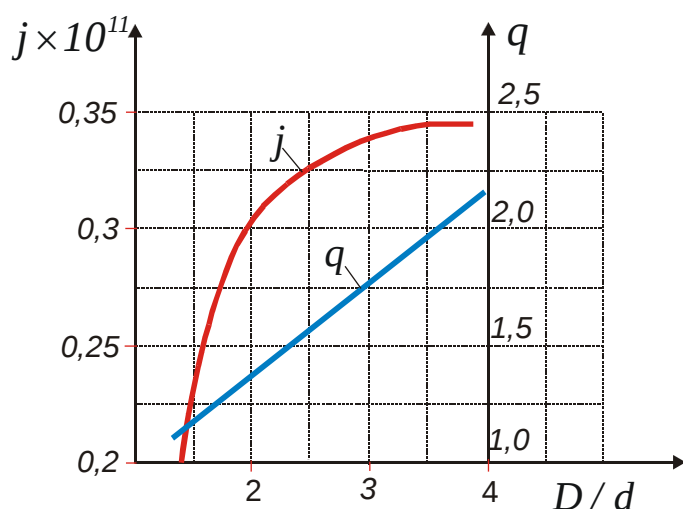
Следователно, същото не може да се опише с точно дефинирани чрез геометричните параметри зависимости. Затова се прилага ориентировъчно пресмятане на дебелината на дисковете s чрез зависимостта:

$$s \geq \sqrt{\frac{F_{\max} q}{[\sigma_{oz}]}} \quad (5.14)$$

където $F_{\max}$ е максималното натоварване; q е поправъчен коефициент и се отчита от фиг. 5.13; $[\sigma_{oz}] = 800 \div 1000 \text{ MPa}$ е допустимото напрежения на огъване.

За определяне деформацията на един диск, се използва зависимостта:

$$f_i = \frac{F D^2 j}{s^3} \quad (5.15)$$



Фиг. 5.13. Графики за определяне на коефициентите j и q

където D е външният диаметър, а j е поправъчен коефициент, който се отчита от фиг. 5.13. Препоръчва се $f_i \leq 0,7H$.

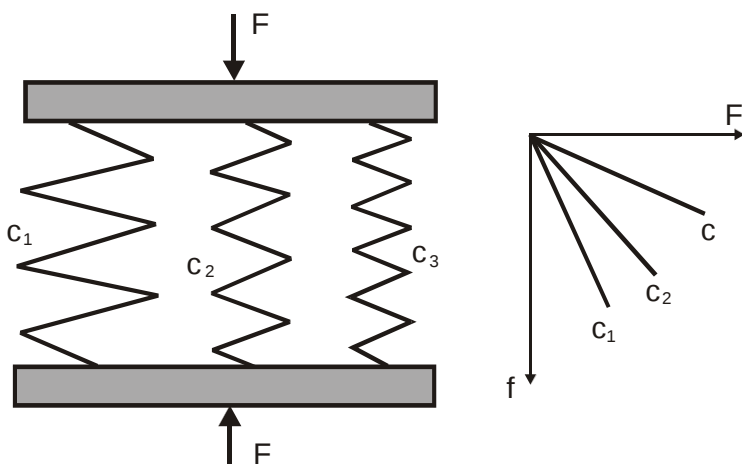
При пружини, съставени от единични дискове (фиг. 5.12а), за общата деформация следва:

$$f = \sum_{i=1}^n f_i, \text{ където } n \text{ е броят на дисковете в пакета.}$$

За пакетите от фиг. 5.12б и 5.12в, определянето на общата деформация се усложнява от контактното взаимодействие между дисковете.

5.3.4. Системи от винтови цилиндрични пружини

При вграждането им в техническите изделия, пружините могат да работят самостоятелно или като елементи в системи от пружини, натоварени с общо натоварване. Във втория случай може да се постигне предварително зададени деформация, коравина или характеристика. Системите от пружини се формират по два основни начина – паралелно и последователно, като е възможна и комбинация от тях. Основните видове системи от пружини ще бъдат разгледани при условие, че всяка отделна пружина в тях има линейна характеристика, респ. постоянна коравина c_i .



Фиг. 5.14. Система от паралелно свързани пружини

на пружина в тях има линейна характеристика, респ. постоянна коравина c_i .

• Система от паралелно свързани пружини В този случай пружините се монтират между две паралелни плоскости (фиг. 5.14). Под действие на общата сила F всички пружини търпят еднаква деформация f , при което двете плоскости остават успоредни. При това всяка пружина поема част от натоварването в съответствие с корави-

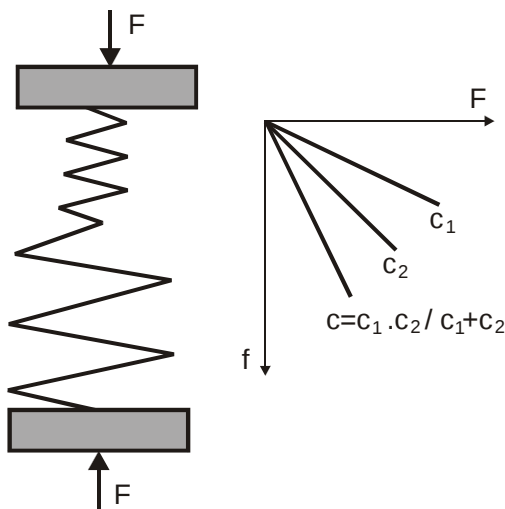
$$F = F_1 + F_2 + \dots + F_n =$$

ната си: $F_i = c_i f$, но $= c_1 f + c_2 f + \dots + c_n f = \sum_{i=1}^n c_i f$, където n е броят на пружините.

Следователно, коравината на система паралелно свързани пружини е равна на сумата от коравините на отделните пружини:

$$c = \sum_{i=1}^n c_i \quad (5.16)$$

• Система от последователно свързани пружини Всяка пружина в систе-



мата е натоварена със сила F , а общата деформация е сума от деформациите на отделните пружини: $f = f_1 + f_2 + \dots + f_n$

или $\frac{F}{c} = \frac{F}{c_1} + \frac{F}{c_2} + \dots + \frac{F}{c_n}$. Следователно

общата коравина на системата се определя от зависимостта:

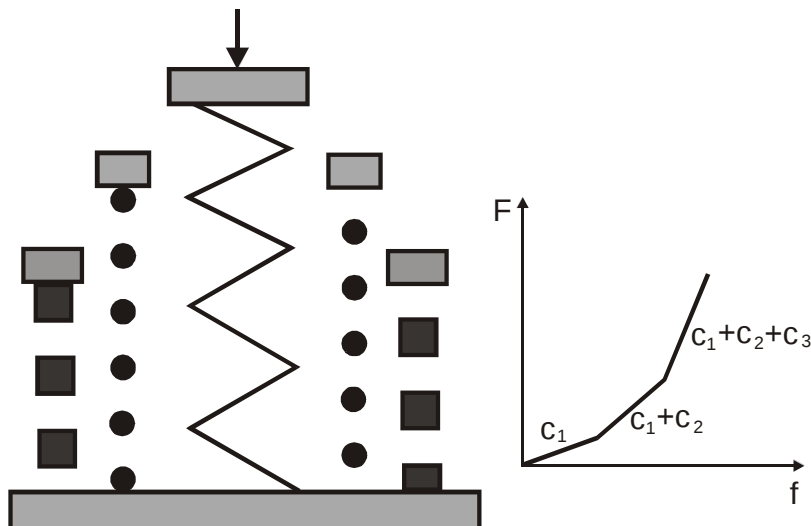
$$\frac{1}{c} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad (5.17)$$

Системата има характеристика, включваща с оста f по-малък ъгъл от характеристиката на коя да е отделна пружина.

Фиг. 5.15. Система от последователно свързани пружини

• Система от паралелно свързани пружини с различна свободна дължина

Системата е изградена от концентрично разположени пружини с различна дължина (фиг. 5.16). Първоначално натоварването се поема само от пружината с най-голяма свободна дължина



докато деформацията ѝ се изравни с разликата от свободните дължини между нея и втората пружина, след което се включва и втората пружина, респ. коравината на системата е по-голяма -- $c = c_1 + c_2$ и т.н. По този начин характеристиката на такава еластична система представлява начупена линия от праволинейни участъци с увеличаващ се наклон.

Фиг. 5.16. Система от паралелно свързани пружини с различна свободна дължина

§ 6. МАШИНИ ЕЛЕМЕНТИ НА ДВИЖЕНИЕТО

6.1. Оси и валове

6.1.1. Обща характеристика. Видове

В общия случай осите и валове са тела с ротационна форма с постоянно или променливо по дължината им напречно сечение, които поддържат в определено положение монтираните върху тях други елементи – зъбни колела, ремъчни шайби, съединители, маховици и др. Така те възприемат натоварванията от тях и ги предават на лагерите. Преобладават валове и осите с кръгло напречно сечение.

Разликата между валове и осите се състои в основната им функция, а оттам като следствие е различното им напрегнато състояние.

Осите не предават въртящ момент, а само поддържат монтираните върху тях елементи. Те могат да бъдат въртящи се или неподвижни. Когато осите са неподвижни, елементите върху тях се сглобяват така, че да е възможно въртенето им. Осите са натоварени на огъване и срязване, а при наличие на осови сили – на опън или натиск.

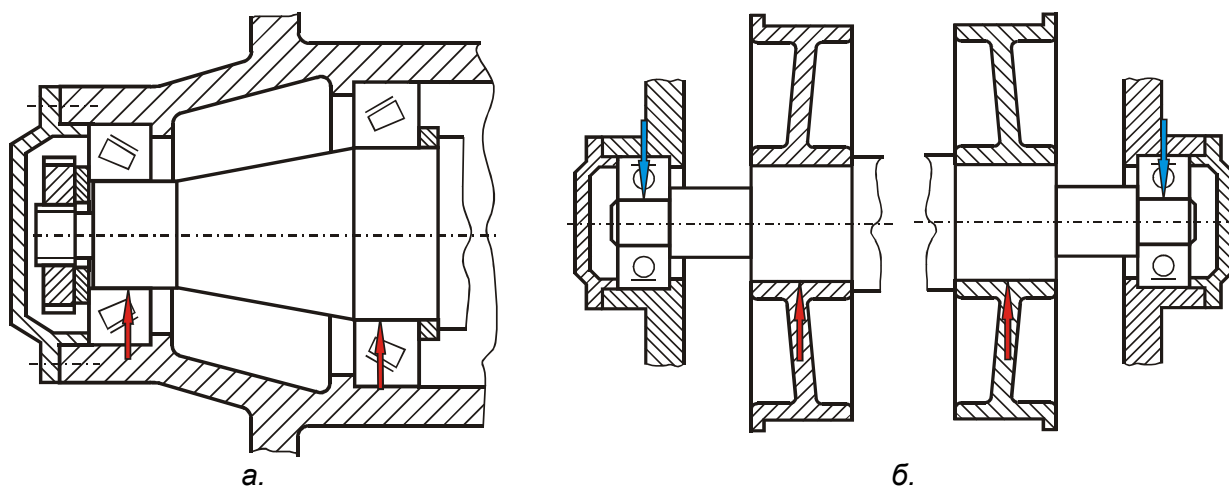
Основната функция на валове е да предават въртящ момент на монтираните върху тях елементи. Оттук следва, че те са натоварени на усукване, но едновременно с това върху тях действат и напречни сили, които ги товарят на огъване и срязване. При наличие на осови сили, в определени участъци от валове действат опънови или натискови напрежения.

В зависимост от вида на геометричната им ос, валове са:

- Прави валове – оста им е права линия;
- Ексцентрикови и колянни (те са предмет на специални курсове) – оста им е начупена линия;
- Гъвкави, предаващи въртящи моменти на относително големи разстояния – оста им променя формата си в процеса на работа.

Обект на настоящия курс са правите валове.

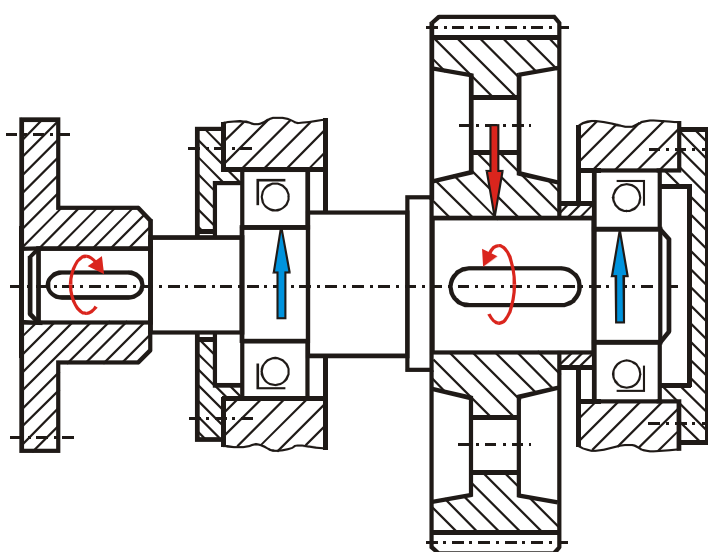
На фиг. 6.1. са показани работни схеми на ос – неподвижни и подвижни.



Фиг. 6.1. Варианти на работни схеми на ос

На фиг. 6.1а е показан случай на неподвижна ос – за колело за транспортно средство. Въртеливото движение на колелото по отношение на оста е осигурено чрез два търкалящи лагера с конусни ролки. На фиг. 6.1б е показана въртяща се ос на вагонетка. Ходовите колела са монтирани със сглобки с гарантирана стегнатост и при работа предават напречните сили върху оста. В този случай при въртенето на оста се преодоляват триещите моменти в търкалящите лагери, но поради незначителните им стойности, усукващите моменти, породени от това се пренебрегват.

Конструктивна схема на вал от зъбна предавка е показана на фиг. 6.2. Въртящият момент се предава на вала чрез монтирания в ляво съединител и се предава чрез зъбното колело при зацепването му с другото колело от предавката. Следователно участъкът от левия край на вала до средата на зъбното колело е натоварен на усукване. В същото време напречната (радиална) сила от зацепването поражда и напрежения на огъване. Ако зъбната предавка е с наклонени зъби, ще действа и осова (аксиална) сила от зацепването, която ще предизвика напрежения на опън (или натиск) в участък от средата на зъбното колело до осово фиксираната опора.



Фиг. 6.2. Схема на вал

В повечето случаи осите и валове съдържат цилиндрични участъци (стъпала), а по-рядко – такива с конусна форма.

Местата, в които се монтират лагерите, се наричат шийки или пети (при лагериране с аксиални лагери). Шийките могат да имат цилиндрична, конусна или сферична форма, а петите са цели, пръстеновидни или гребеновидни. За постигане на изискванията за правилен монтаж на лагерите е необходимо лагерните шийки (пети) да се обработят с по-ниска грапавост. Обикновено шийките за плъз-

гащи лагери се подлагат на довършващо обработване чрез шлифование ($R_z = (0,32 \div 0,63) \mu m$), а при търкалящи лагери и местата за зъбни колела и други предавки – шлифование или фино струговане ($R_z = (0,8 \div 2,5) \mu m$). Диаметралните размери на отделните участъци се определят на база на якостни пресмятания, а осовите (аксиалните) размери – в съответствие с конкретната конструкция. С цел по-малки локални напрежения, се препоръчва участъците с различни диаметри да се свързват чрез плавен преход – с профил, съдържащ дъга от окръжност, по възможност с по-голям радиус. По този начин се повишава границата на умора, а оттам – динамичната якост на елементите.

6.1.2. Материали за оси и валове

Предвид функционалното предназначение на валове и осите, материалите за тях трябва да бъдат с високи якостни характеристики, добра обработваемост, висока изнosoустойчивост и по-малка чувствителност към концентрация на напреженията. В общото машиностроене валове и осите се изработват от стомани, които зависят от характера на приложеното натоварване:

- Нисковъглеродни стомани $ACm4$, $ACm5$ или $ACm6$ – при умерено натоварване;
- Качествени средновъглеродни стомани 35, 40, 45 или 50 – при по-тежко натоварване;
- Легирани стомани 20X, 40X, 30ХМА, 18ХГГ, 30ХЗА – за интензивно натоварване в специални условия.

6.1.3. Критерии за работоспособност

► Якост

В зависимост от конкретното натоварване, в точките от сеченията на осите и валовите действат както нормални (огъващи, от опън или натиск), така и тангенциални (усукващи и срязващи) напрежения. Те влияят в различна степен върху носещата способност на осите и валовите. Срязването и натискът имат незначително влияние и обикновено се пренебрегват при якостните пресмятания.

В действителност валовите и въртящите се оси се въртят по отношение на напречните сили, поради което напреженията от огъване се променят циклично. Освен това, в общия случай, валовите не пренасят постоянен въртящ момент, поради което се променят и напреженията от усукване. *Динамичният характер на напреженията резултира в най-често наблюдаваната причина за разрушаване на валовите и осите – умората на материала.* Това налага освен на статична якост, валовите и осите да се пресмятат и на динамична якост (пресмятане на умора).

► Недеформируемост (Коравина)

Под действие на натоварването осите и валовите търпят определени деформации – напречни, изразяващи се в провисване на геометричните им оси, а при валовите – и ъгови деформации от усукването им. Тези деформации имат неблагоприятно влияние върху точността на техническите изделия и следователно, е необходимо да се ограничават под определени за конкретния случай стойности. За тази цел се провеждат деформационни изчисления.

► Виброустойчивост

При определена честота на въртене валовите и въртящите се оси получават значителни напречни деформации, съпроводени с характерен шум и вибрации. *Явлението е известно като резонанс, а ъговата скорост, при която настъпва, се нарича критична ъгова скорост.* За изключване на възможността за съвпадане на работната и критичната ъгови скорости, се провеждат съответни пресмятания, а в редица случаи са необходими и натурни експерименти.

6.1.4. Якостни пресмятания на валовите и осите

► Проектно (предварително) пресмятане на валове

Проектното пресмятане на валовите се свежда до определяне на минималния диаметър на вала. Обикновено местата с минимален диаметър са крайните шийки на валовите. Минималният диаметър d_{min} се определя от условно пресмятане – приема се, че валът е натоварен само на усукване от предавания въртящ момент T, Nm . Влиянието на огъването се отчита чрез занижени стойности на допустимото напрежение на усукване: $[\tau_{yc}] = 15 \div 25 MPa$. За търсения диаметър d_{min} следва зависимостта:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{yc}]}} \quad (6.1)$$

Диаметрите на останалите участъци се приемат по-големи от d_{min} и подлежат на уточняване в процеса на конструиране.

► Пресмятане на статична якост Идеална форма на вал

Това пресмятане се базира на схематизирането на валовите и осите като греди на ставни опори и има за цел да гарантира статичната им якост. Работи се в следната последователност:

1). Построява се гредовия модел на вала (оста), като се отчитат аксиалните (надлъжните) размери на участъците и действащото натоварване – сили и моменти от монтираните върху вала (оста) елементи (фиг. 6.3). Натоварването се разлага в двете инерционни равнини: Oxy и Oxz ;

2). Определят се опорните реакции $R_{A,y}$, $R_{A,z}$, $R_{B,y}$ и $R_{B,z}$;

3). По метода на Съпротивление на материалите се построяват диаграмите на огъващите моменти $M_{ог,y}(x)$ и $M_{ог,z}(x)$;

4). Построява се диаграмата на резултантния огъващ момент $M_{ог}(x)$, който се пресмята като геометрична сума на моментите $M_{ог,y}(x)$ и $M_{ог,z}(x)$:

$$M_{ог}(x) = \sqrt{M_{ог,y}^2(x) + M_{ог,z}^2(x)} \quad (6.2)$$

5). Построява се диаграмата на усукващия момент $T_{yc}(x)$;

6). Построява се диаграмата на т.н. еквивалентен момент $M_{екв}$ – това е въображаемо натоварване, което би причинило въображаемо еднородно напрегнато състояние, определено от напрежение $\sigma_{екв}$. $M_{екв}$ се определя като геометрична сума от резултантния огъващ и усукващия моменти:

$$M_{екв}(x) = \sqrt{M_{ог}^2(x) + T_{yc}^2(x)} \quad (6.3)$$

7). За характерни сечения от дължината на вала се определят диаметрите им от условието:

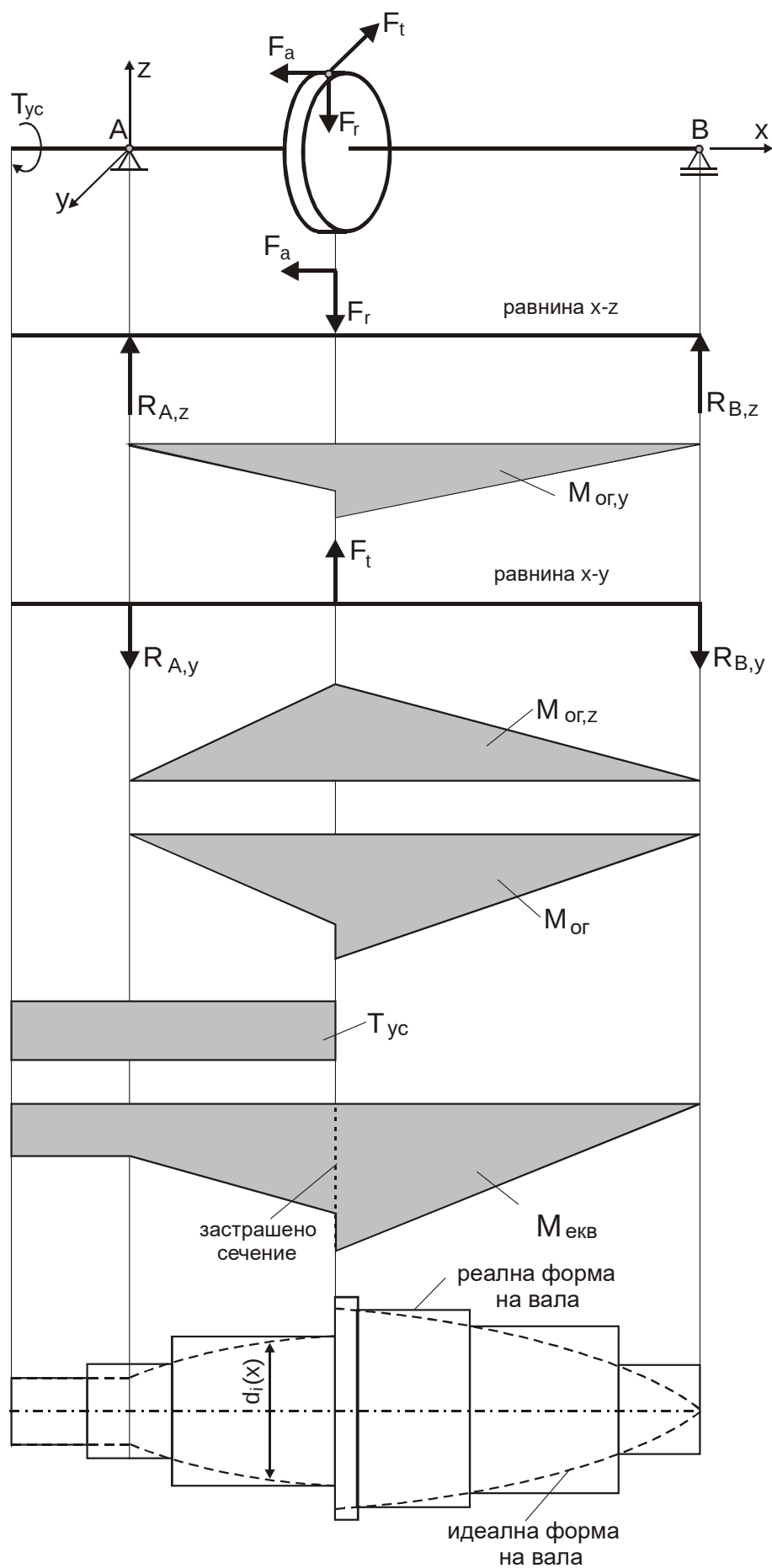
$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32M_{екв,i}}{\pi[\sigma_{ог}]}} \quad (6.4)$$

За по-точно определяне на напречните размери на вала се използва т.н. идеална форма.

Идеалната форма е такава теоретична форма на вала, при която за всяко сечение по дължината на вала действащото еквивалентно напрежение е равно на допустимото.

От горното определение за еквивалентното напрежение непосредствено следва:

$$\sigma_{екв}(x) = \sqrt{\sigma_{ог}^2 + 4\tau_{yc}^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{ог}(x)}{W_{ог}(x)}\right)^2 + 4\left(\frac{T_{yc}(x)}{W_{yc}(x)}\right)^2} = [\sigma_{ог}] \quad (6.5)$$



Фиг. 6.3. Схема за пресмятане на вал на статична якост

Ако се определят диаметрите $d(x)$ в съответствие с зависимост (6.4), ще се получи идеалната форма на вала. В действителност тя е близка до формата на *ротационен параболоид* и определя надлъжния профил на вала (оста), за който материалът би се използвал най-пълноценно. Очевидно, такава форма е нетехнологична от гледна точка на изработване и монтаж на елементите. Затова реалната (конструктивна) форма на вала се получава в съответствие с правилото:

Реалната форма е съвкупност от цилиндрични (понякога и конусни) участъци, обвиващи идеалната форма и с дължини, съобразени с конкретната конструкция.

Очевидно, чрез зависимост (6.4) може да се построи идеалната форма на ос, ако в зависимост (6.3) се положи $T_{yc}(x) = 0$.

► Проверочно пресмятане на статична якост

Проверочното пресмятане се извършва след уточняване на размерите на шийките, аксиалните размери, схемата на лагуване, материала и грапавостта на повърхнините. На проверочно пресмятане се подлага застрашеното сечение – мястото, където усукващият и резултантният огъващ моменти са максимални (виж фиг. 6.3).

Проверката се свежда до познатото от курса по “Съпротивление на материалите” условие за еквивалентното напрежение при сложна якост:

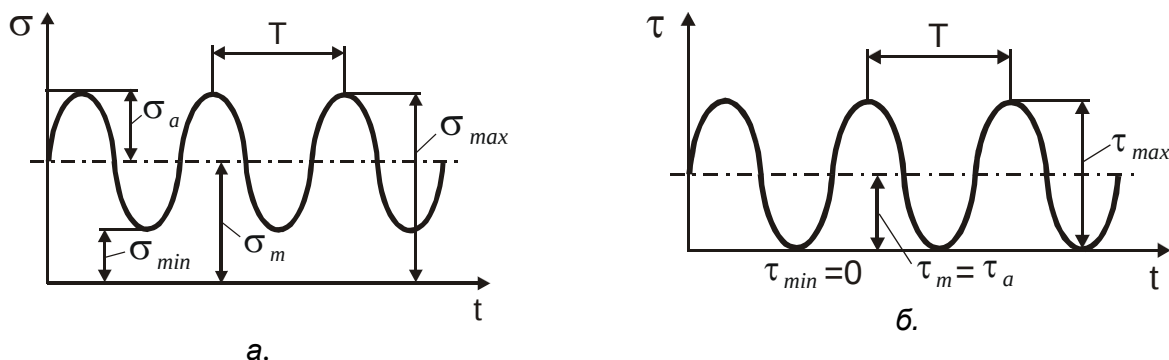
$$\sigma_{екв,мах} = \sqrt{\sigma_{ог}^2 + 4\tau_{yc}^2} \leq [\sigma_{ог}], \quad (6.6)$$

където: $\sigma_{ог} = \frac{32 M_{ог}}{\pi d^3}$; $\tau_{yc} = \frac{16 T_{yc}}{\pi d^3}$.

Ако конструктивното оформяне на вала е базирано върху идеалната му форма, по силата на зависимост (6.5) проверката на статична якост се обезмисля.

► Проверочно пресмятане на динамична якост

При валове и въртящите се оси нормалните и тангенциалните напрежения се променят циклично – с честота равна на честотата на въртене. Най-често те се променят в съответствие с фиг. 6.4. Това провокира развитие на процеса на умора на материала, който в повечето случаи е лимитиращият фактор за срока на експлоатация на тези елементи (виж т. 1.6.2).



Фиг. 6.4. Цикли на изменение на напреженията при валове и въртящи се оси
а). за нормалните напрежения; б). за тангенциалните напрежения

Инженерната практика показва, че уморното разрушение обикновено се наблюдава в застрашеното сечение, където се съчетава негативния ефект от максимално еквивалентно напрежение $\sigma_{екв}$ с наличие на конструктивни концентратори на напреженията. Такива са стъпалните преходи от един диаметър в друг без закръгления, канали за шпонки, зъбите на шлицевите съединения, напречните отвори и др. Тъй като уморните пукнатини се зараждат в повърхностния слой, от значение за уморната дълготрайност са и технологичните концентратори. Те са следствие от технологичния процес на изработване и монтаж. Технологични концентратори на пример, са пресовите сглобки, следи от машинна обработка и др.

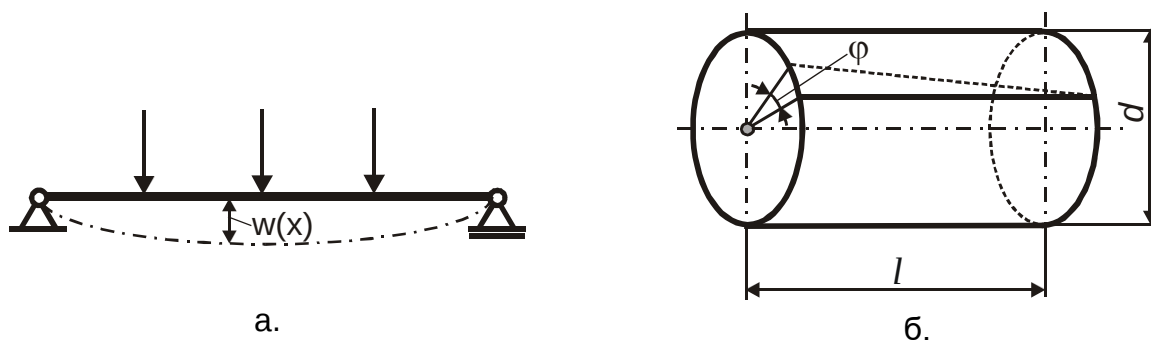
Както е известно, проверката на умора (динамична якост) се свежда до проверка на коефициента на сигурност срещу разрушаване от умора (виж т. 1.6.4). За тази цел се прилагат зависимости (1.11) и (1.12).

Ако изчисленият коефициент на сигурност S е по-малък от допустимия, т.е. $S < [S] = 1,5 \div 2,5$ е необходимо да се вземат подходящи мерки за по-голяма сигурност срещу уморно разрушение:

- Избор на друг материал с по-голяма стойност на границата на умора (σ_{-1} ; τ_{-1});
- Увеличаване на диаметралните размери, респ. намаляване на напреженията;
- Конструктивни мерки за намаляване на негативния ефект от конструктивни концентратори – чрез увеличаване на радиуса на закръгление, намаляване на стъпалните преходи между участъците, подходящо конструктивно оформяне на главините на елементите, монтирани върху валове и осите с цел преразпределение на локалните напрежения от пресовите сглобки;
- Технологични мерки за повишаване на уякчаването (микротвърдостта), генериране на остатъчните напрежения на натиск и намалена грапавост на повърхностния слой.

6.1.5. Деформационни пресмятания на валове и осите

Приложенияте върху валове и осите сили и моменти причиняват съответните напречни и ъглови деформации, изразяващи се в:



Фиг. 6.5. Видове деформации

а). напречна (огъвна) деформация; б). ъглова (от усукване)

- Провисване на еластичната линия w (напречна деформация) (фиг. 6.5а);
- Ъгъл на относително завъртане на двете крайни усукани сечения φ (деформация от усукване при валове) (фиг. 6.5б).

Определянето на максималното провисване се определя чрез интегриране на познатото от “Съпротивление на материалите” деформационно уравнение

$\frac{d^2 w}{dx^2} = \pm \frac{M_{oz}(x)}{E J(x)}$. Определената максимална напречна деформация w_{max} трябва да удовлетворява условието:

$$w_{max} < [w], \quad (6.7)$$

където $[w]$ е допустимото провисване. Често се използва деформационното условие за относителната деформация w/l , тъй като при еднакво натоварване w_{max} зависи от разстоянието между лагерните опори l :

$$(w/l)_{max} < [w/l] \quad (6.8)$$

В участък от вал с дължина l и постоянен диаметър d , натоварен на усукване от момент T , относителният ъгъл на завъртане φ на двете крайни сечения е пропорционален на дължината l и трябва да удовлетворява условието:

$$\varphi = \frac{T l}{G I} < [\varphi], \quad (6.9)$$

където G е модул на ъглова деформация, а $I = \pi d^4 / 64$ е инерционният момент на сечението. В инженерната практика се прилага и деформационното условие за относителната ъглова деформация $\theta = \varphi / l$:

$$\theta = \frac{T}{G I} < [\theta], \quad (6.10)$$

За стоманени валове за допустимата ъглова деформация $[\theta]$ се препоръчва: $[\theta] = (0,15 \div 0,3)^\circ / m$. От зависимост (6.10), при зададена стойност на $[\theta]$, може да се определи диаметъра, удовлетворяващ деформационното условие:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{64 T}{\pi G [\theta]}} \quad (6.11)$$

В случай, че полученият диаметър е по-голям от този, определен от изчисленията на статична и динамична якост, следва да се коригира.

В инженерната практика преобладават валове със стъпаловидна форма. Тогава ъгловата деформация между две сечения се определя чрез сумиране на деформациите на намиращите се между тях участъци с постоянни диаметри и дължини $l_1, l_2, \dots, l_n$:

$$\varphi = \frac{T_1 l_1}{G I_1} + \frac{T_2 l_2}{G I_2} + \dots + \frac{T_n l_n}{G I_n} \quad (6.12)$$

Освен изложените деформационни условия, в практиката се използват и съответните коравини – напречна (огъвна) коравина $c = F / w, N / m$ и ъглова (от усукване) $c_\varphi = T / \varphi, Nm / rad$. В този случай деформационните пресмятания се свеждат до осигуряване на минимално допустими стойности за коравините.

6.1.6. Критична ъглова скорост

Понятието *критична ъглова скорост* е свързано с обективно проявяващото се явление *резонанс* при въртящи се валове и оси. Физически това явление се провокира от несъвпадането (ексцентрицитета) на центровете на тежестта на монтираните върху валовите (осите) елементи (зъбни колела, ремъчни щайби, дискове и др.) с геометричната ос на валовите (осите). Причините за ексцентрицитета са обективни – нееднородност на материала, осова несиметричност на елементите, грешки от изработване и монтаж и др. В действителност ексцентрицитета e се проявява в порядъка на $e = (0,01 \div 0,001) \text{ mm}$. В резултат на това, при въртенето на валовите (осите) възникват центробежни сили, предизвикващи напречни (огъващи) трептения на системата вал (ос) – маси. При изравняване на кръговата честота на тези трептения (еднаква с ъгловата скорост на въртене ω на вала) със собствената честота на системата при свободно напречно трептене, се получава резонанс. Явлението се характеризира с рязко нарастване на амплитудата на трептенията и силен шум. *Ъгловата скорост, при която настъпва резонанс, се нарича критична ъглова скорост.*

В процеса на конструиране на валовите (осите) е необходимо да се гарантира условието за достатъчна разлика между работната и критичната ъглови скорости, т.е. да се осигури виброустойчивостта на системата.

► Критична ъглова скорост на вал с една маса

Разглежда се механична система, състояща се от вертикален вал и тънък диск (фиг. 6.6) с тегло $G = mg$ (m е масата на диска; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ е земното ускорение). Дискът е монтиран симетрично спрямо лагерните опори. Направени са следните приемания:

- лагерите са самонагаждащи, т.е. допускат големи провисвания;
- всеки лагер поема по $0,5 G$, т.е. приема се, че масата на вала е пренебрежимо малка в сравнение с масата на диска;
- масата на диска е съсредоточена в центъра му т. C , изместен по отношение на оста на вала на разстояние e .

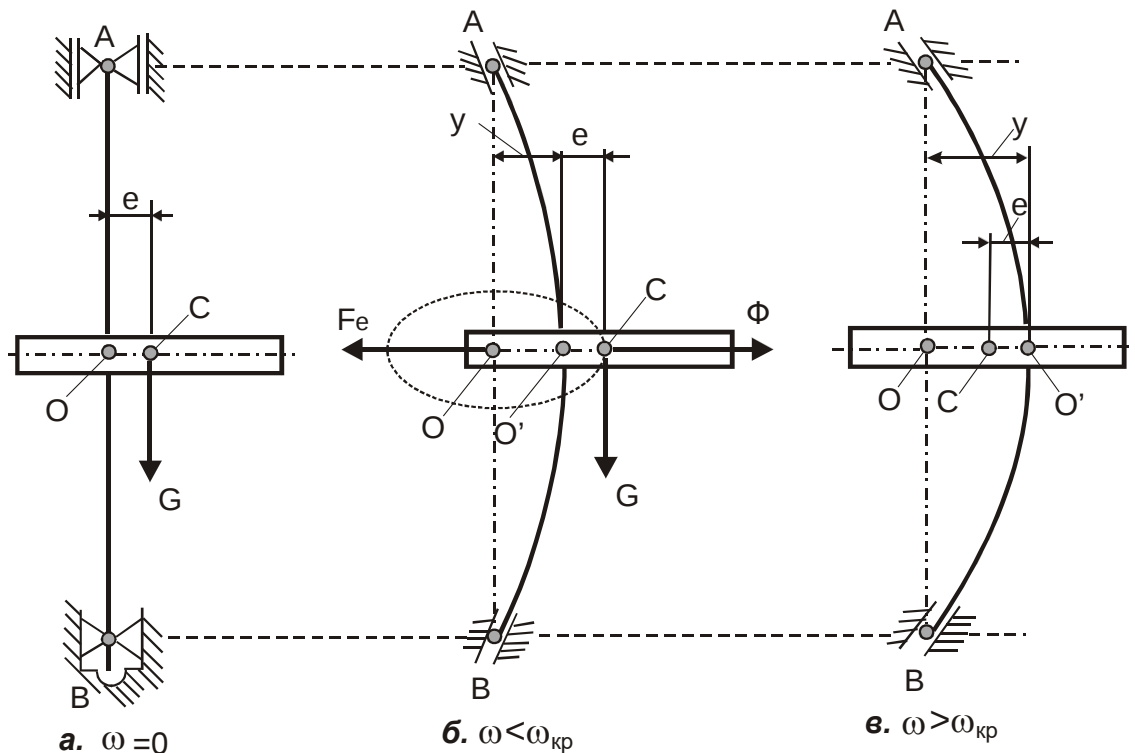
Разглежда се случаят на вертикален вал, за да се нулира действието на силата G в напречно на геометричната ос на вала направление в анализа на системата.

При развъртането на вала масовият център на диска се движи по окръжност, т.е. възниква центробежната сила Φ . Тя причинява динамично напречно провисване y (фиг. 6.6б). За центробежната сила следва: $\Phi = m r \omega^2 = m(e + y)\omega^2$. Тъй като е налице динамично равновесие, в системата възниква еластичната (възстановяваща) реакция в напречно направление на оста на вала. В съответствие със закона на *Hooke*, тя е пропорционална на преместването y и на напречната (огъвна) коравина на вала c : $F_e = c y$. От условието за равновесие следва $\Phi = m(e + y)\omega^2 = c y$, откъдето динамичното провисване y е:

$$y = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2} \quad (6.13)$$

В условия на резонанс ($\omega = \omega_{кр}$), амплитудата на напречните трептения ще клони към безкрайност ($y \rightarrow \infty$), т.е. $c - m\omega^2 \rightarrow 0$, откъдето за $\omega_{кр}$ следва:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (6.14)$$



Фиг. 6.6. Критична ъглова скорост при вертикален вал

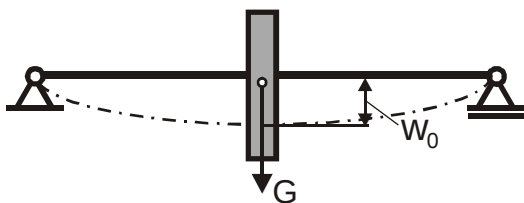
Зависимост (6.14) е в сила и при хоризонтални валове. За да се избегне обаче неудобството при определяне на напречната коравина на системата с (особено при стъпални валове), се прилага условието, че системата е натоварена в еластичната област (в сила е законът на *Hook*). От пропорционалността между действащите сили и получените премествания, за напречната коравина на хоризонтален вал с една маса следва (фиг. 6.7):

$$c = \frac{G}{w_0} = \frac{mg}{w_0}, \quad (6.15)$$

където w_0 е статичното провисване под действие на силата G .

След заместване на (6.15) в (6.14) за определяне на $\omega_{кр}$ се получава израз:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{w_0}} \quad (6.16)$$



Фиг. 6.7. Статично провисване при хоризонтален вал с една маса

От зависимости (6.14) и (6.16) непосредствено следват изводите:

- Критичната ъглова скорост не зависи от ексцентрицитета, т.е. дори при $e = 0$ съществува $\omega_{кр}$;

- Критичната ъглова скорост не зависи от действащите върху системата сили, а от масата на елементите, т.е. дори в условията на нулева гравитация, системата може да изпадне в резонанс;

- Валове с по-малки статични провисвания w_0 , респ. с по-голяма напречна коравина, ще изпаднат в резонанс при по-големи ъглови скорости (виж зависимост 6.16);

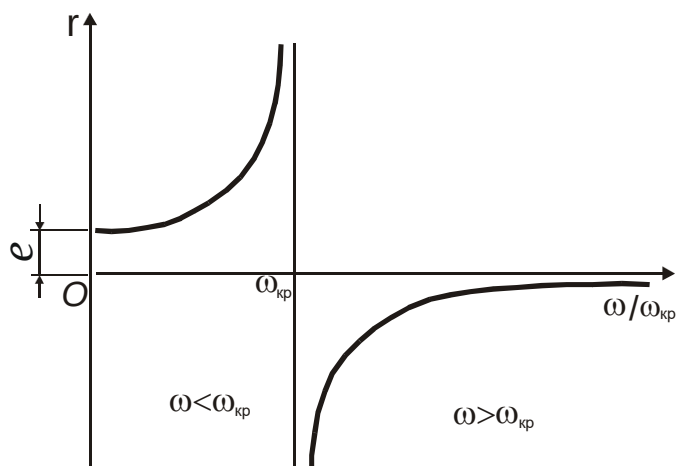
- При необходимост, изменение на критичната ъглова скорост на валове (осите) може да се постигне чрез изменение на диаметралните размери и междуперното разстояние, т.е. чрез конструктивни мерки, насочени към промяна на напречната коравина в желаната посока.

► Явлението „самоцентриране“

Изразява се коравината c от зависимост (6.14): $c = m\omega_{кр}^2$. След заместването ѝ в израза за провисването (зависимост 6.13) и преработка следва:

$$y = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2} = \frac{e}{\left(\frac{\omega_{кр}}{\omega}\right)^2 - 1} \quad (6.17)$$

От (6.17) следва, че при $\omega \gg \omega_{кр}$ динамичното провисване $y \rightarrow e$. Случаят, когато валът работи в надкритичната област, е показан на фиг. 6.6в. Когато работната ъглова скорост е много по-голяма от критичната, т.е. $\omega \gg \omega_{кр}$, от $y \rightarrow e$ следва, че масовата система чрез деформацията си се стреми да премести масовия



център върху оста на въртене, а оттам да неутрализира възникването на центробежна сила. Явлението се нарича *самоцентриране* и характеризира спокойната работа на валове в надкритичната област, за които е изпълнено $\omega \gg \omega_{кр}$. Изменението на радиуса на въртене на масовия център в зависимост от отношението $\omega / \omega_{кр}$ е показано на фиг. 6.8. Очевидно, според отношението $\omega / \omega_{кр}$, системите вал-маса

Фиг. 6.8. Изменение на радиуса на масовия център (маси) могат да бъдат:

- Корави системи, при които $\omega \leq (0,7 \div 0,8)\omega_{кр}$. Такива са валове на зъбните предавки, вретената на металоорежещи машини, електродвигателите и др.;

- Еластични (гъвкави) системи, при които $\omega \geq (1,4 \div 2)\omega_{кр}$. Пример за еластични системи са гъвкавите валове, някои турбинни валове, трансмисионни валове с относително голяма дължина и др. За тях е важно преминаването през резонансната честота да става бързо.

► **Критична ъглова скорост на валове с няколко маси**

Когато масовата система се състои от вал (ос) с няколко закрепени маси, експерименталните изследвания показват, че се наблюдават толкова на брой критични области, колкото е броят на дискретните маси. Те се проявяват с различна амплитуда. Най-опасна е най-ниската критична ъглова скорост, за която амплитудата на напречните трептения се стреми към безкрайност. В литературата са описани различни изчислителни методи, базирани на опростяващи допускания (методи на *Duncerly, Cool, Stodola*). Алтернатива на тези методи са съвременни компютърни методи за динамични изследвания, например „Метод на нормалните форми” [13].

6.2. Лагери

6.2.1. Обща характеристика. Видове

Лагерите са посредниците между подвижните части, каквито са валове и осите от една страна и другите части на изделията – от друга. Те поддържат въртящите се тела в пространството, налагайки им определени ограничения за премествания в радиално (напречно на геометричната им ос) и аксиално (по направление на геометричната им ос) направления. В същото време те осигуряват възможност за въртеливо или осцилиращо движение на ротиращите тела при минимални загуби от триене. Наличието на определени ограничения за премествания предполага възникване на опорни реакции в лагерите. В действителност големината на опорните реакции е действащото натоварване в лагерите. Прието е частта от вала (оста), която контактува в радиално направление с лагера, да се нарича шийка, а в осово (аксиално) направление пета.

В зависимост от вида на триенето, лагерите са:

- Плъзгащи лагери Налице е триене при плъзгане между шийката (петата) на ротиращото тяло и повърхнината на лагера;
- Търкалящи лагери Относителното въртене между елементите на лагера се осъществява чрез посредничеството на търкалящи тела и следователно – триенето е при търкаляне.

Според направлението на действащото натоварване, лагерите са:

- Радиални лагери Поемат сили в радиално направление – F_r ;
- Аксиални лагери Поемат сили в аксиално направление – F_a ;
- Радиално-аксиални лагери Поемат сили в радиално и аксиално направление.

Според възможността да следват наклона на еластичната линия на оста на валове (осите), лагерите са:

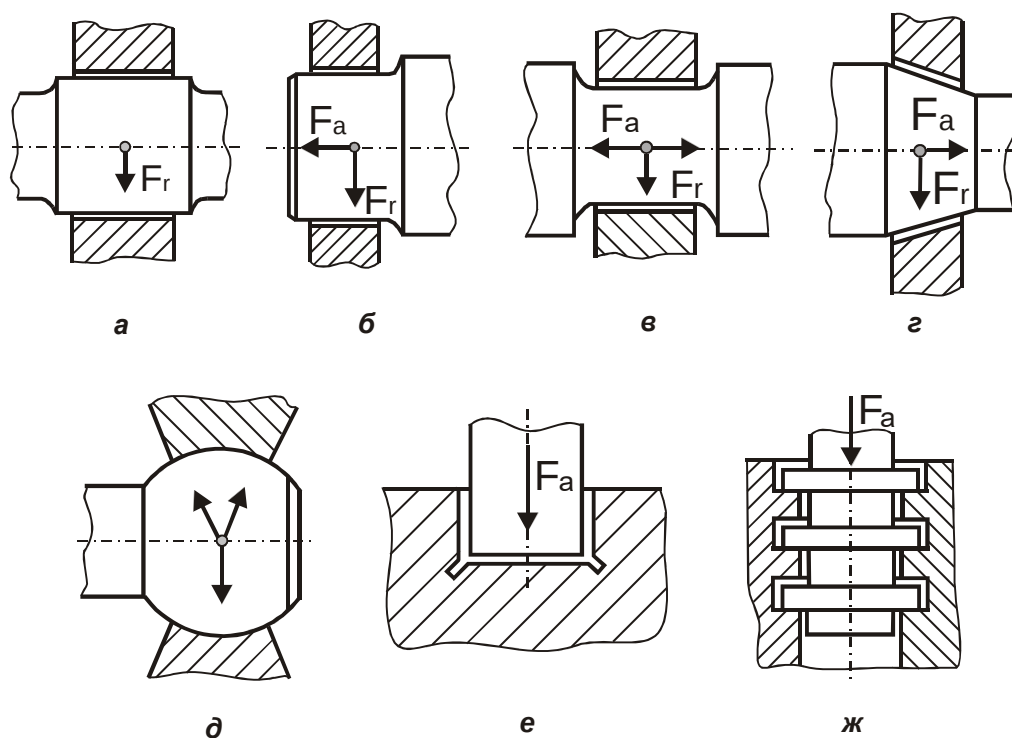
- Самонагаждащи Конструкцията им позволява да се нагаждат според провисването;
- Несамонагаждащи Не могат да следват еластичната линия на оста на гредата.

6.2.2. Плъзгащи лагери

6.2.2.1. Общи сведения

► Видове форми на триещите повърхнини

Видът на формата на триещата повърхнина определя възможността даден лагер да поема натоварване в радиално, аксиално или комбинирано (радиално и аксиално) направления. На фиг. 6.9 са показани различни форми на триещите повърхнини.



Фиг. 6.9. Форми на триещите повърхнини на плъзгащи лагери

Видът на формата на триещата повърхнина определя възможността лагерът да поема натоварване в определено направление. Гладката цилиндричната повърхнина (фиг. 6.9а) поема само радиални сили, но при наличие на стъпало (едностранно или двустранно) тя може да поема и малки аксиални сили – съответно в едната (фиг. 6.9б) или в двете посоки (фиг. 6.9в). Конусната триеща повърхнина има предимството да поема радиални и малки аксиални сили, както и да се регулира хлабината в лагера (фиг. 6.9г). Очевидно, сферичната триеща повърхнина може да поема сили във всички направления и посоки (фиг. 6.9д), както и да гарантира самонагваждане при дълги валове и монтиране на лагерните опори в несъосни корпуси. Прието е цилиндричната опорна част от вала (оста) да се нарича *шийка* (цапфа), а от плъзгащия лагер – *втулка* (черупка). Понякога по конструктивни съображения се налага лагерът да е двуделен – в тези случаи той се състои от две *черупки*.

За поемане на значителни аксиални (осови) сили, се използват аксиални лагери – за лагериране на вертикални валове и оси. Аксиалните лагери се изпълняват в края на вала или в средата му. В тези случаи челната опорна част от вала се нарича *пета* –цяла (фиг. 6.9е) или пръстеновидна (фиг. 6.9ж). Когато пръстеновидните пети са няколко, се наричат *гребеновидни* (фиг. 6.9ж). Обикновено аксиалните лагери се комбинират с радиални.

► *Предимства и недостатъци*

В съвременното машиностроене се предпочитат лагерни възли с търкалящи лагери, но плъзгащите лагери нямат алтернатива в следните случаи:

- при големи диаметри – над 1 m (когато няма стандартни търкалящи лагери);
- при високи честоти – до десетки хиляди tr/min , респ. за скорости над 30 m/s ;
- за прецизни лагерувания, когато има високи изисквания за точност и регулиране на лагерната хлабина;
- от съображения за по-удобен монтаж (при колянни валове, в тежкото машиностроене);
- при ударни натоварвания или при вибрации предвид гасящата (демпфираща) способност на масления слой;
- при работа в агресивна среда, във водна среда или при високи или ниски температури.

Плъзгащите лагери се отличават с проста и евтина конструкция, относително малки радиални размери и възможност за ремонтни дейности, поради което са много удобни за неотговорни случаи и при ниски скорости.

Предвид изброените предимства плъзгащите лагери намират приложение за лагерувания на тежки машини (турбини, прокатни станове, преси, бутални машини, вретена на металорежещи машини, в уредостроенето, както и за ръчни и периодично работещи устройства.

В сравнение с търкалящите, плъзгащите лагери имат следните недостатъци:

- по-големи загуби от триене – особено при пускане, спиране и при ниски температури вследствие намалената хлабина;
- относително големи осови размери;
- значителен разход на смазващо вещество;
- необходимост от постоянно наблюдение при работа.

► *Режими на работа на плъзгащите лагери*

В зависимост от условията на триене в лагера, са възможни следните режими на работа:

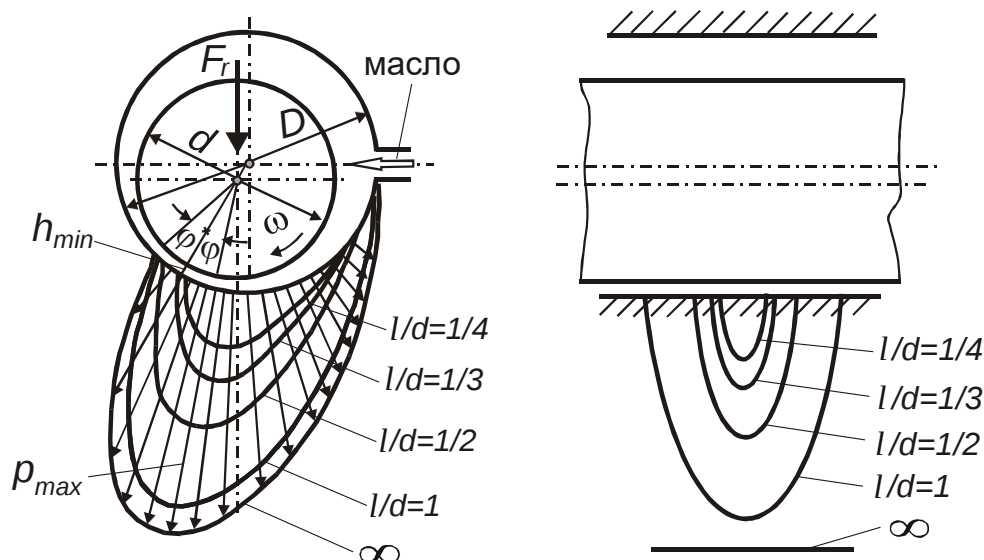
• Сухо триене По лагерните повърхности няма течна или пластична мажеща вещество, при което те са в непосредствен контакт. Съпротивлението при плъзгане е значително, а оттам се получава интензивно износване и загряване. Този режим на работа се среща рядко – в специални случаи.

• Гранично (полутечно) триене По лагерните повърхности има слой мажеща вещество, но неговата дебелина не гарантира пълното им разделяне, т.е. в определени участъци върховете на микрограпавините контактуват. В условията на относително плъзгане между тях, това води до деформирането или срязването им, респ. се променя микрогеометрията, и следователно – и макрогеометрията поради износването. Предвид наличието на мажеща вещество, при граничното триене износването е по-малко в сравнение със сухото триене, съпротивлението при плъзгане и загряването в лагерния възел е по-малко. Обикновено при гранично триене се използват пластични смазки, по-рядко и течни – когато количеството на смазката е недостатъчно или натоварването е значително. При този режим на работа работят *металокерамичните втулки*, за които е характерен т.н. *самосмазващ ефект*. В литературата режимът на гранично триене се нарича още режим без хидродинамично мазане.

• **Течно триене** При този режим между цилиндричните повърхнини на шийката и втулката (черупките) има устойчив слой смазващо вещество. Диаметрите на шийката и втулката са съответно d и D , а ширината на втулката е l (фиг. 6.10). Количествено условието за течно триене в лагера се изразява чрез минималната дебелина на масления слой h_{min} :

$$h_{min} \geq (1,5 \div 2)(R_{z1} + R_{z2}), \quad (6.18)$$

където R_{z1} и R_{z2} са височините на микрограпавините съответно на шийката и втулката.



Фиг. 6.10. Разпределение на хидродинамичното налягане в радиален плъзгащ лагер

Физическата същност на създаване на устойчив маслен слой е следната (фиг. 6.10): В процеса на развъртане на вала и достигане на значителна ъглова скорост по повърхнината му се увличат частици масло в клиновидния канал, съответстващ на хлабината между шийката и втулката. Така се създава хидродинамично налягане върху повърхнината на шийката, в резултат на което тя се отделя от втулката. Характерът на разпределение на хидродинамичното налягане в зависимост от лагерния параметър $\varphi = l/d$ е показано на фиг. 6.10. Масленият слой поема външното натоварване, така, че двете повърхнини не контактуват, и следователно, практически не се износват. Съпротивлението при въртене се дължи единствено на вътрешното триене в смазващия слой, при което коефициентът на течно триене е в интервала $0,001 \div 0,005$ и дори по-малък от коефициента на триене при търкаляне. Плъзгащите лагери, работещи в режим на течно триене, се наричат **хидродинамични**.

Режимът на течно триене се гарантира от следните условия:

- 1). *Наличие на клиновидна хлабина между шийката и втулката, за осигуряването на която се препоръчват стандартните сглобки с хлабина от вида $H7/d6$, $H7/f7$, $H7/d8$, $H7/e8$;*
- 2). *Непрекъснато запълване на хлабината с флуид, който има определен вискозитет;*
- 3). *Достатъчна по големина относителна скорост на плъзгане за създаване на хидродинамична подемна сила, която да уравни външното натоварване.*

Очевидно, при пускане и спиране, условие 3) не е изпълнено, така, че микрограпавините на лагерните повърхнини контактуват частично. В тези преходни интервали, както и при кратковременни претоварвания, в лагерите е налице смесено триене.

► **Материали за плъзгащи лагери**

Материалите на елементите на плъзгащите лагери (шийка и втулка) трябва да образуват т.н. *антифрикционна двойка* материали. Лагерните шийки (пети) като част от вала, се изработват от стомана, а втулките – от антифрикционни материали.

При взаимодействието им със стоманата антифрикционните материали се характеризират с нисък коефициент на триене, висока изнosoустойчивост и топлопроводимост, лесно да се сработват в началния период на експлоатация, достатъчна якост и по-малка твърдост от тази на стоманата. Последното изискване гарантира ремонтпригодността на плъзгащите лагери. Използват се следните материали за втулки:

- **Лагерни композиции (бабити)** Те са сплави на медна основа с добавка на калай, олово, антимон и др. Бабитите имат сравнително малка механична якост, поради което се използват като заливки върху стоманени и чугунени детайли. При експлоатацията им се разчита на ниския коефициент на триене и изнosoустойчивостта им поради наличието на твърди кристали в металната маса. Използват се за отговорни лагери, подложени на средни и тежки режими (двигатели, компресори и др.). При изискване за бързо сработване, устойчивост срещу задиране и високи скорости над 30 m/s , се препоръчват висококалаените бабити *K83* и *K16*;

- **Бронзи** Препоръчват се при средни скорости ($4 \div 10 \text{ m/s}$) и големи натоварвания. Най-добре изразени антифрикционни свойства имат калаените бронзи *CuSn8* и *CuSn6*. При лагери, подложени на циклични и ударни натоварвания, се използват оловни бронзи *CuSn5Zn5Pb5*. Алуминиевите бронзи *CuAl9Fe3*, *CuAl10Fe3Mn1*, *CuAl10Fe4Ni4* се използват за лагери, подложени на ударни и знакопроменливи натоварвания с значителна големина;

- **Антифрикционен сив чугун** Тези чугуни (*АЧС1* ÷ *АЧС5*) се използват при ниски скорости на въртене и спокойни натоварвания (без удари);

- **Металокерамични лагерни втулки** Срещат се в два варианта – от бронзографити или железографити. Изработват се по методите на праховата металургия – чрез пресоване на медни или железни прахове с добавки от графит, калай или олово и последващо спичане. Тази технология на изработване на втулките изключва допълнителното им обработване, тъй като се гарантират точно функционалните им размери. Друго предимство на металокерамичните втулки е, че в процеса на пресоване в обема им остават около $(15 \div 35)\%$ от свързани пори, пропити с горещо масло. При загряване на лагерния възел, маслото се разширява, излиза и смазва триещите повърхнини. Следователно тези втулки са ефективни и без допълнително подаване на смазващо вещество. Прилагат се при ниски скорости и периодична работа, за труднодостъпни места (стартери, динамомашины за ДВГ) и в битовата техника – за диаметри $(40 \div 50) \text{ mm}$;

- **Цинкови сплави (ЦАМ)** Те са алтернатива на калаените и оловните композиции и калаените бронзи при температури $< 80^\circ \text{C}$ и скорости на плъзгане $< 1 \text{ m/s}$. Поради високия им коефициент на линейно разширение, цинковите сплави изискват увеличена лагерна хлабина – $(0,0012 \div 0,0015)d$;

- **Неметални материали** Използват се дърво, гума, термореактивни пластмаси (текстолит, бакелит, дърволит) и термопластични пластмаси (полиамиди, поликарбонат и др.). Предимствата на пласмасите са: добри антифрикционни свойства, висока изнosoустойчивост и възможност да се смазват с вода (за лагери на помпи, гребни винтове). Недостатъците им са недостатъчната топлопроводимост и изменението на физико-химичните им свойства с времето (стареене). Като цяло, се прилагат при специални режими на мазане и леки натоварвания;

- **Композитни материали на керамична основа** Прилагат се при тежки режими на работа, обикновено без мазане.

► Смазващи материали

Предвид вида на триенето при плъзгащите лагери, смазващите материали са от основно значение при експлоатацията им – намаляват триенето, а оттам износването в лагера, предпазват повърхнините от корозия и интензифицират топлоотдаването, респ. изпълняват функцията на охлаждащ агент. В зависимост от физическите им свойства те могат да бъдат твърди, пластични, течни и газообразни, а според произхода им – органични и неорганични. Смазките от органичен произход са относително по-скъпи и с времето значително променят свойствата си, поради което намират ограничено приложение. Такива са рациново и ленено масла и животински мазнини. В машиностроенето и уредостроенето се използват предимно минерални и синтетични масла и неорганични смазки.

- Твърди смазващи материали Такива са графит, слюда, молибденов бисулфид (MoS_2) и др. Използват се, когато условията на работа изключват употребата на течни масла или греси. Прахът от MoS_2 е устойчив при температура до $300\text{ }^{\circ}C$, като се намалява триенето, но не спомага особено за намаляване на износването;

- Пластични смазки (греси) Те са производни от минералните или синтетичните масла чрез добавяне на съгъстители – сапуни на леките метали или неорганични съединения. Препоръчват се за труднодостъпни места, при периодична работа и ниски натоварвания. Гресите осигуряват надеждно запълване на лагерните хлабини, херметизиране на лагерните възли и малко изменение на вискозитета им при изменение на температурата при експлоатацията им. Макар, че осигуряват по-малки загуби от триене, те не допускат режим на течено триене;

- Течни масла Те са два вида – синтетични и минерални. Минералните масла са продукти от преработката на нефта и са най-масово разпространени. В същото време употребата на синтетичните масла се разширява поради възможността да се дирижират предварително зададени свойства. Течните масла имат ниска гъстота, което осигурява лесното им подвеждане до мястото за мазане, но в същото време и лесното им оттичане. Обикновено, използването на течни масла за мазане на лагерните възли не противоречи на надеждното мазане на другите елементи от техническите изделия (зъбни колела, бутала и др.). Съществува широка номенклатура от моторни, редукторни и трансмисионни масла, за характеристиките на които има информация в справочната литература [19]. Основните характеристики на маслата са мажещата им способност и вискозитета.

Мажещата способност се определя от способността на маслото да създава устойчив слой по дадената повърхност и да намалява триенето.

Вискозитетът на маслото е обемно свойство, характеризиращо вътрешното триене. Методиката на пресмятане на плъзгащите лагери, работещи в режим на течено триене се базира на динамичния вискозитет $\eta, N.s / m^2$. В справочната литература обаче, по-често се използва кинематичния вискозитет $\nu = \eta / \rho, m^2 / s$, (ρ е плътността на маслото) или условния вискозитет (в Енглерови градуси).

- Вода Използва се за мазане на плъзгащи лагери, чиито втулки или черупки са изработени от гума, пластмаса или дърво – обикновено в плавателни съдове, водни помпи и др.

- Газообразни смазващи материали Прилагат се при много високи скорости и малки натоварвания – за мазане на центрофуги, високоскоростни компресори и др. Използват се въздух, азот, въглероден диоксид, както и технологични газове.

6.2.2.2. Повреди и критерии за работоспособност на плъзгащите лагери

Срещат се следните повреди в плъзгащите лагери:

- **Абразивно износване** Причинява се от попадане на абразивни частици между контактните повърхнини и в следствие от граничното триене в преходните режими. Абразивното износване причинява промяна на микро- и макрогеометрията на шийката и втулката (получава се овална форма с променени размери), което променя условията на работа в лагера, а оттам и на цялото изделие. Очевидно, дълготрайността на лагера се определя от степента на износване, а тя от своя страна – от триенето и мазането в лагера;

- **Задиране** Получава се при високи скорости на плъзгане в резултат на локално прегряване на повърхнините на лагера. Високите скорости интензифицират триенето в лагера, температурата се повишава, което намалява вискозитета на маслото. В резултат локално масленият слой се разкъсва, получава се директен контакт между шийката и втулката, придружен от заваряване на върховете на микрограпавините. Тези метални частици причиняват надраскване на триещите повърхнини по направление на плъзгането – явлението се нарича задиране. Задирането е опасно, защото води по повишено триене и износване и повишена температура в лагера, което може да причини запалване на маслото и като краен резултат – блокиране на лагера.

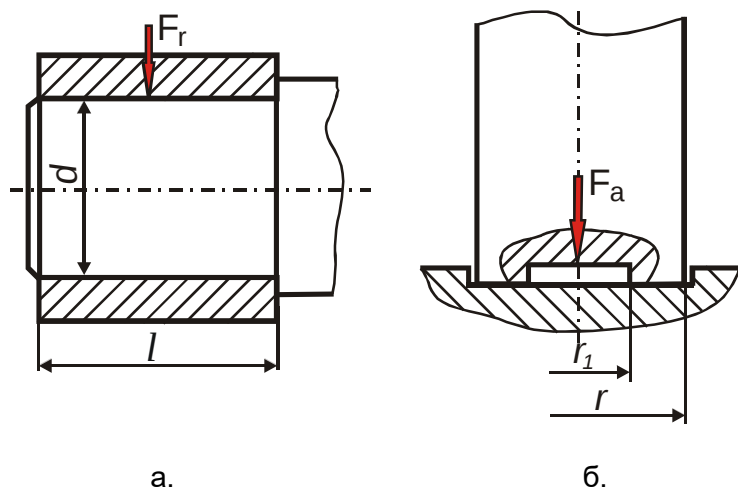
Когато плъзгащите лагери работят в установен режим, температурата в лагера не трябва да превишава дадена допустима стойност, която зависи от материалите на триещата двойка и вида на маслото – най-често $(80 \div 85)^{\circ} \text{C}$. Поради съществуващия топлинен баланс отделената топлина се отвежда чрез мажещото вещество и през външната повърхнина на лагера и вала, а температурата в лагера достига определена равновесна стойност.

- **Питинг (контактна умора)** Среща се при циклично натоварени лагери (в буталните машини);

6.2.2.3. Изчисляване на плъзгащи лагери

► Основни размери и параметри

Въвеждат се следните основните размери (фиг. 6.11) и параметри:



Фиг. 6.11. Основни размери на плъзгащи лагери
а). радиални; б). аксиални

- d – диаметър на шийката;
- D – диаметър на отвора на втулката;
- l – дължина на втулката;
- $\varphi = l / d$ – лагерен параметър, за който обикновено се избира $\varphi = (0,5 \div 1,2)$;
- $\delta = D - d$ – абсолютна лагерна хлабина;
- $\psi = (D - d) / d$ – относителна лагерна хлабина;

- e – абсолютен ексцентрицитет;
 $\chi = 2e / \delta$ – относителен ексцентрицитет;
 - $h_{\min} = \delta(1 - \chi) / 2$ – минимална дебелина на масления слой;
 - $\Phi = \frac{p_{cp} \psi}{\eta \omega}$ – коефициент на товароносимост на масления слой;
 - η – динамичен вискозитет на маслото;
- F_r ; F_a са съответно радиалната и аксиалната сили в лагера.

► **Изчисляване на плъзгащи лагери, работещи в условията на гранично триене (полутечно триене)**

Изчисляването на плъзгащи лагери, работещи в режим на гранично триене, се свежда до следните проверки:

1). Критерий за работоспособност (износоустойчивост) – Свежда се до проверка на средното налягане в триещите повърхнини p_{cp} .

- при радиални лагери (фиг. 6.11):

$$p_{cp} = \frac{F_r}{d l} = \frac{F_r}{\varphi d^2} \leq [p] \quad (6.19)$$

- при аксиални лагери (фиг. 6.11):

$$p_{cp} = \frac{F_a}{\pi(r^2 - r_1^2)} \leq [p] \quad (6.20)$$

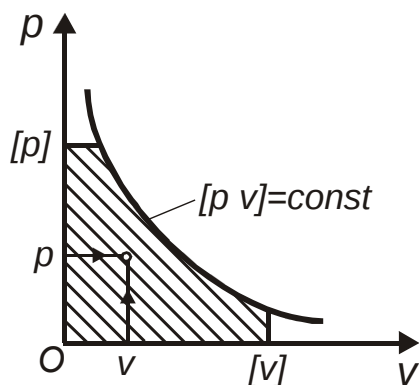
2). Проверка за загряване – Свежда се до проверка на специфичната работа:

$$p_{cp} v \leq [p_{cp} v], \quad (6.21)$$

където $v, m/s$ е скоростта на плъзгане. При радиални лагери $v = \omega d / 2$, а при аксиални $v = \omega r_{cp}$, ($r_{cp} = (r + r_1) / 2$ е средният радиус на петата).

3). Проверка за задиране – свежда се до проверка на скоростта на плъзгане:

$$v = \omega d / 2 \leq [v] \quad (6.22)$$



Фиг. 6.12. $p - v$ диаграма

Условия 1), 2) и 3) могат да се представят графично в координатната система Opv (фиг. 6.12) чрез затворена област, определена от линии с уравнения $v = [v]$, $p = [p]$ и $[p v] = const$. Следователно, един плъзгащ лагер ще работи нормално в условията на гранично триене, ако съответстващите му действителни стойности на средното налягане p_{cp} и скоростта на плъзгане v определят точка, която се намира в затворената област (фиг. 6.12). Допустимите стойности на $[p]$, $[v]$ и $[p v]$ се определят от справочната литература в зависимост от материалите на триещата двойка [15,16,19].

► Изчисляване на плъзгащи лагери, работещи в условията на хидродинамично мазане (течно триене)

Методиката за изчисляване на плъзгащи лагери, работещи в режим на течено триене се основава на теорията на хидродинамичното мазане, при което се използват графични или таблични зависимости.

Изходните данни са: радиална сила F_r ; диаметър на шийката d ; ъглова скорост ω и материал за втулката (черупките).

Работи се в следната последователност [1,19]:

1). Избира се лагерния параметър $\varphi = l / d$. Обикновено за по-тежко натоварените лагери $\varphi > 0,9$, като при $\varphi > 1,2$ е добре да се осигури самонагаждане. При бързооборотни валове се приемат по-малки стойности. За приетата стойност на φ се определя дължината на втулката (черупките) $l = \varphi \cdot d$;

2). Проверява се лагера в режим на гранично триене по зависимости 6.19, 6.21 и 6.22:

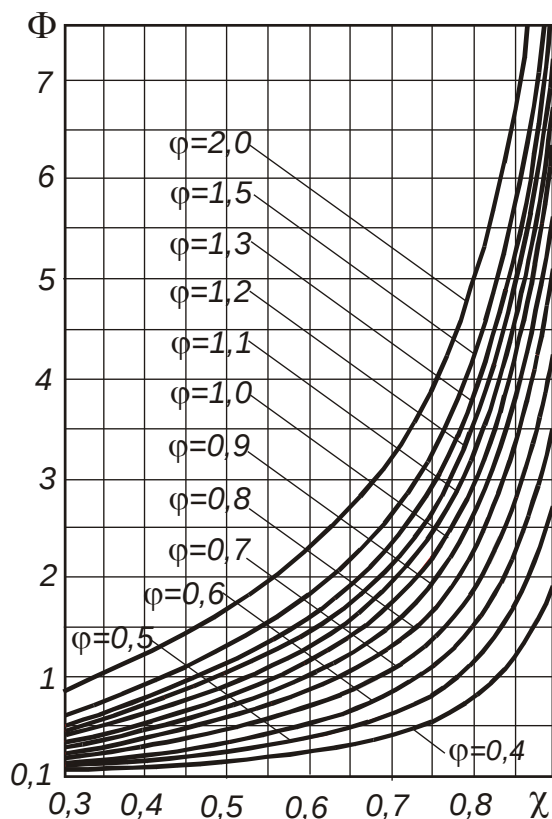
$$p_{cp} \leq [p], \quad p_{cp} v \leq [p_{cp} v], \quad v = \omega d / 2 \leq [v] \quad (6.23)$$

3). Определяне на относителната лагерна хлабина ψ и избор на стандартна скробка с хлабина. За определяне на ψ могат да се ползват следните статистически данни:

При $p > 10 \text{ MPa}$; $v < 10 \text{ m/s} \rightarrow \psi \approx 0,0005 \div 0,001$;

При $p < 10 \text{ MPa}$; $v < 5 \text{ m/s} \rightarrow \psi \approx 0,001 \div 0,002$;

При $p < 3 \text{ MPa}$; $v > 10 \text{ m/s} \rightarrow \psi \approx 0,0015 \div 0,0025$.



Фиг. 6.13. Графични зависимости на Φ от χ и $\varphi = l / d$

В случай, че не е избрана, относителната лагерна хлабина се определя чрез зависимостта:

$$\psi = 0,8 \times 10^{-3} \sqrt[4]{v} \pm 30\%, \quad (6.24)$$

където $v = \omega d / 2, \text{ m/s}$ е периферната скорост на шийката.

На определените относителни хлабини съответстват следните стандартни скробки:

При $\psi = 0,0005 \rightarrow H7 / g6$;

При $\psi = 0,001 \rightarrow H7 / f7$;

При $\psi = 0,002 \rightarrow H7 / d8$.

Определя се абсолютната лагерна хлабина:

$$\delta = \psi \cdot d \quad (6.25)$$

4). Определяне на минималната дебелина на масления слой – За тази цел се определят височините на микрограпавините на шийката R_{z1} и на втулката R_{z2} , като се отчитат технологичните възможности за механичната им обработка:

• при шлифовани шийки – $R_{z1} = (0,16 \div 0,32) \mu\text{m}$;

• при втулки, обработени чрез фино разстъргване или шлифоване – $R_{z2} = (0,64 \div 1,2) \mu\text{m}$.

За $h_{\min}$ следва:

$$h_{\min} = 2(R_{z1} + R_{z2}) \approx 5 \mu\text{m}.$$

5). Определя се минималната стойност на относителния ексцентрицитет χ .

От зависимостта $h_{\min} = \delta(1 - \chi)/2$ за χ следва:

$$\chi = 1 - 2 h_{\min} / \delta \quad (6.26)$$

6). Избиране на стандартно масло – Избраното масло трябва да има такъв минимален динамичен вискозитет η , който да съответства на прехода от полутечно в течено триене. За тази цел от графика (фиг. 6.13) или таблица се отчита безразмерния коефициент на товароносимост на лагера Φ (число на Зомерфелд). При известно Φ се изчислява необходимия минимален динамичен вискозитет на маслото η чрез зависимостта:

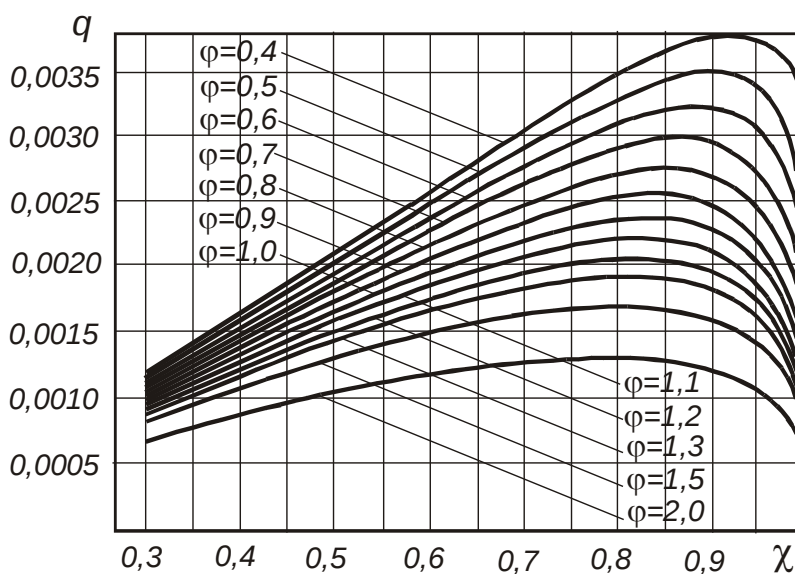
$$\eta = \frac{p_{\text{ср}} \psi^2}{\omega \Phi} \quad (6.27)$$

Между динамичния (η) и кинематичния вискозитет (ν) на дадено масло съществува зависимостта

$\nu = \eta / \rho$, където $\rho = (880 \div 900) \text{ kg} / \text{m}^3$ е плътността на маслото. На тази база от справочната литература [15,16,19] или фирмени каталози се избира стандартно масло.

7). Определяне на необходимия дебит на маслото:

$$Q = q \psi \nu l d, \text{ m}^3 / \text{s}, \quad (6.28)$$



Фиг. 6.15. Графични зависимости на q от χ и ϕ

където q е коефициент на дебита и се отчита от графики в зависимост от изчисления минимален относителен ексцентрицитет χ за зададения лагерен параметър ϕ (фиг. 6.14). Получената стойност на Q определя вида на мазилната система;

8). Проверка на лагера срещу загряване – Проверява се температурата в лагера чрез зависимостта:

$$t = 20^\circ + \frac{\mu F_r \nu}{c \rho Q + k_t d l} \leq 80^\circ, \quad (6.29)$$

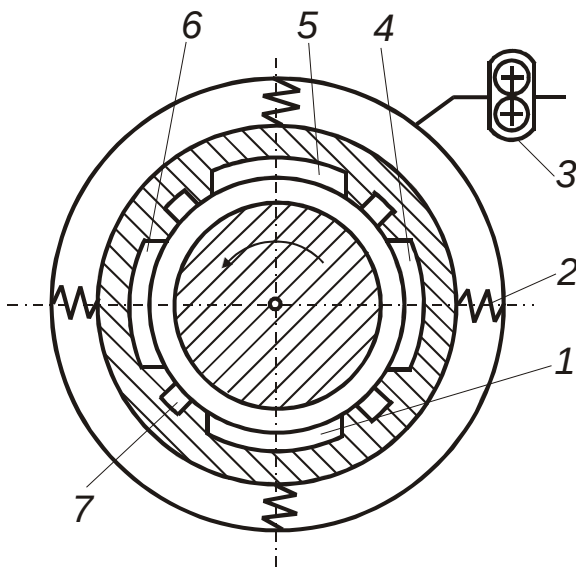
където $c = (2,8 \div 3,2) \times 10^3, J / (kg \text{ } ^\circ C)$ е специфичната топлина на маслото; $k = (9 \div 16) W / (m^2 \text{ } ^\circ C)$ е коефициент на топлоотдаване; μ е коефициент на триене в лагера. Коефициентът на триене се определя на база на отношението μ / ψ , което се отчита от показаните на фиг. 6.15 графики във функция от относителния ексцентricитет χ за приетата стойност на лагерния параметър φ .

6.2.2.4. Хидростатични и аеростатични плъзгащи лагери

Ако условието за достатъчна по големина относителна скорост на плъзгане за създаване на хидродинамична подемна сила в лагера не е изпълнено, очевидно режимът на течно триене се нарушава. В тези случаи алтернатива на хидродинамичните лагери са *хидростатичните* и *аеростатичните* (газостатични) плъзгащи лагери.

За осигуряване на условието за устойчив маслен слой (условие 6.18), при хидростатичните и аеростатичните плъзгащи лагери между триещите им повърхнини се подава флуид (масло или газ) под налягане с помощта на помпа. *Следователно, принципът на работа на хидростатичните и аеростатични плъзгащи лагери се свежда до това, подаваното под налягане масло да уравнива постоянно външно натоварване.* По този начин, дори в преходните режими и при по-ниски скорости коефициентът на триене остава много нисък. Следователно, тези лагери практически не се износват.

На фиг. 6.16 е показана принципна схема на радиален хидростатичен лагер. Чрез помпата 3 и дроселите 2 маслото се подвежда в камерите 1, 4, 5 и 6, разположени в средната натоварена зона на лагера. За намаляване на загубите от изтичане на масло, камерите не достигат до краищата на лагера. С цел осигуряване на условия за центроване на вала, са изработени специалните канали 7 за протичане на маслото, разположени по цялата дължина на втулката.



Фиг. 6.16. Принципна схема на хидростатичен радиален плъзгащ лагер

По естествен път налягането в камерите е по-високо от това на помпата, а дроселите 2 дават възможност за регулирането му. Ако валът се измести радиално в определено направление, хлабината между вала и втулката в тази зона намалява, което причинява увеличаване на налягането. Обратно, в диаметрално противоположната зона хлабината нараства, което води до намаляване на съпротивлението при изтичане на маслото, респ. налягането в камерата намалява. Като резултат, валът се самоцентрира.

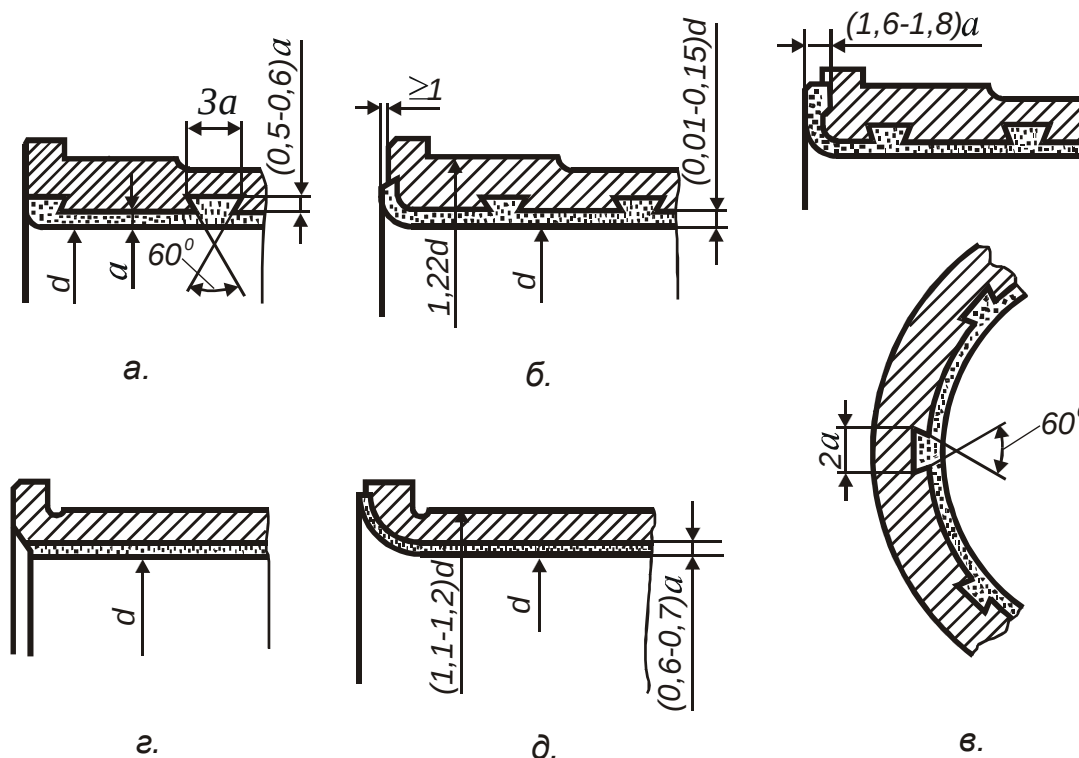
Хидростатичните лагери се използват за лагуване на вретена и механизми, изискващи точни премествания (делителни маси, въртящи устройства за телескопи), както и при бавноходни тежко натоварени валове (печи, топкови мелници).

В случаите на бързоходни, но тежко натоварени съоръжения (парни турбини, хидрогенератори) се комбинират хидростатичния и хидродинамичния принципи на работа. В преходните режими (пускане и спиране) се прилага хидростатичния принцип, а в установения режим – хидродинамичния.

При много високи честоти на въртене (центрофуги, газови турбини, турбокомпресори, уреди, прецизни шлифовъчни машини) се използват лагери, работещи с газови мазилни вещества – радиални и аксиални. Те могат да бъдат изпълнени като аеростатични или аеродинамични. Предвид малкото съпротивление, тези лагери работят с много малки загуби и нагряване, но не допускат претоварване. Претоварването води до триене без смазка, а оттам до повреди и възникване на колебания при работа.

6.2.2.5. Конструктивни особености и препоръки за мазане на плъзгащи лагери

Конструкциите на плъзгащите лагери са разнообразни и зависят от машината, за която са предназначени. Най-общо те могат да бъдат вградени в съответните елементи (корпус, капац и др.) или лагери с отделно тяло. Вградени са плъзгащите лагери в двигателите с вътрешно горене, компресорите, помпите, а при кранови конструкции, силови трансмисии – обикновено са оформени в отделни лагерни тела.



Фиг. 6.17. Конструктивни параметри на лагерните втулки (черупки)

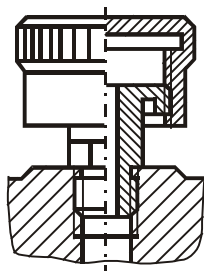
Втулката или черупките са основни елементи, характеризиращи се с различно конструктивно оформление. По отношение на възможността за въртене на втулката спрямо корпуса на машината, са възможни два варианта – неподвижно (такава е връзката между втулката и мотовилката на буталния болт) и плаващо (осиурена е хлабина както между вала и втулката, така и между втулката и корпуса на лагера). Наличието на двустранна хлабина, осигуряваща възможност за превъртане на втулките в комбинация с наличие на мазилно вещество между втулките и корпуса осигуряват равномерно износване. Допълнителен позитивен ефект от наличието на мажещо вещество от двете страни на втулката е способността му да гаси удари и вибрации.

Втулките могат да бъдат без бордове или с един или два борда – за поемане на осови сили и осово фиксиране на втулката. При наличие на бордове се осигурява неподвижно закрепване спрямо лагерното тяло – в осово направление и срещу превъртане. Когато се използват лагерни композиции (бабити), те се заливат по вътрешната повърхнина на втулка (черупки) от друг материал (стомана, чугун, бронз) (фиг. 6.17). За осигуряване на неподвижност обикновено се изработват канали тип “лястовича опашка” (фиг. 6.17а,б,в). Дебелината на заливките е в диапазона $(1 \div 3) \text{ mm}$. Препоръчваните размери са показани на фиг. 6.17, където $a = (2 \div 5) \text{ mm}$ за чугун и $a = (1 \div 3) \text{ mm}$ за бронз.

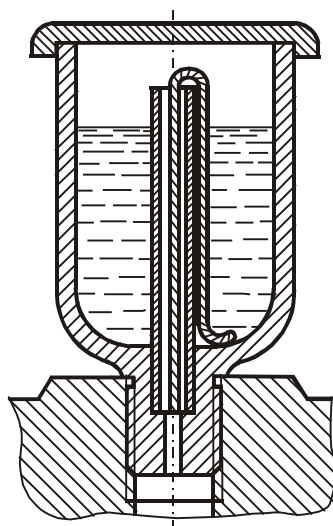
Конструкцията на устройствата за мазане зависи от вида на мажещото вещество и характерните особености на конкретния лагер.

В случай на относително леко натоварване и периодична работа се практикува мазане с пластични смазки. Периодично те се нанасят ръчно или се подават през гресьорки (фиг. 6.18).

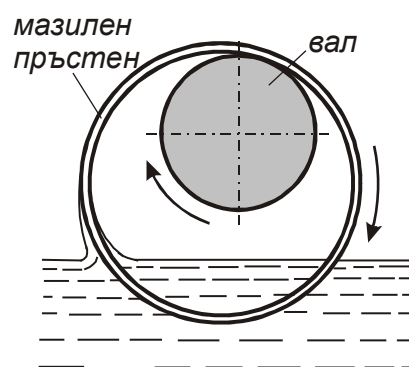
При работа на лагера в режим на течно триене, маслото се подава през масльонки (фиг. 6.19) или чрез мазилен пръстен (фиг. 6.20).



Фиг. 6.18. Гресьорка с капачка



Фиг. 6.19. Масльонка с фитил



Фиг. 6.20. Схема на мазане чрез мазилен пръстен

При наличие на условия за добро разпръскване на маслото от въртящите се части в затворени обеми (редуктори, предавателни кутии) се практикува картерно мазане – разчита се, че разпръснатото масло ще смазва и лагерите.

В случаи на тежко натоварени и отговорни лагерни възли (металургични машини) се осъществява непрекъснато хранване на лагера с масло. Постига се чрез циркуляционно мазане, при което отработилото масло се отвежда, филтрира и след охлаждане чрез помпа под ниско налягане се подава в зоната на лагерната хлабина.

6.2.3. Търкалящи лагери

► Общи сведения

Търкалящите лагери осигуряват триене при търкаляне при относителното движение между ротиращите и неподвижните части на изделията. Най-общо те се състоят от външна и вътрешна гривни, а между тях търкалящи се тела, подредени в специални пръстени, наречени сепаратори. Въртящата се гривна увеличава търкалящите тела, в резултат на което те се търкалят почти без приплъзване по двете гривни.

► *Предимства*

- По-малко съпротивление при триене;
- Взаимозаменяеми са и са обект на масово производство, което резултира в относително ниската им цена (фирмите – производители на търкалящи лагери са SKF, FAG, INA, NSK, BMЗ – Сопот и др.);
- Поемат радиални натоварвания във всички посоки, а някои – едновременно значителни радиални и аксиални натоварвания;
- Имат малки аксиални размери и малка радиална хлабина – $(0,006 - 0,6) \mu m$;
- Изискват около 30% – 50% по-малко разход на мажещи вещества в сравнение с плъзгащите.

► *Недостатъци*

- При честоти над $10\,000\ min^{-1}$ не са работоспособни;
- Имат определен живот;
- Изискват точен монтаж;
- Имат относително големи радиални размери;
- Не понасят претоварвания и удари;
- Определени видове имат висока цена.

► *Класификация*

- Според формата на търкалящите тела – сачмени и ролкови (къси цилиндрични, иглени, конусни, бъчвообразни);
- Според броя на редовете – едноредни, двуредни и многоредни;
- Според формата на отвора – с цилиндрични или конусни отвори;
- Според възможността за разглобяване – разглобяеми и неразглобяеми;
- Според габаритните им размери – различни серии.

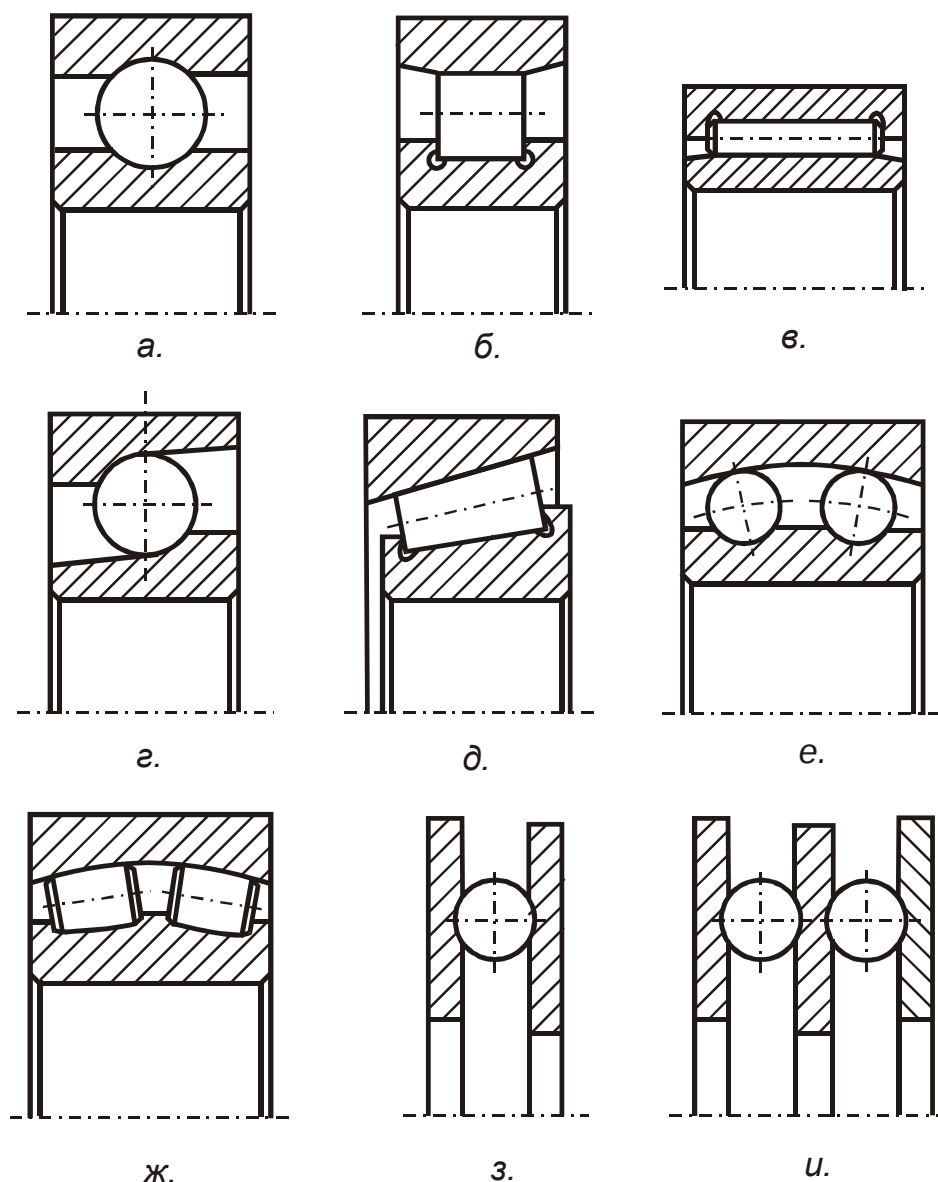
Произвеждат се много видове и типоразмери търкалящи лагери, характеризирани се с различни конструктивни особености. Някои от най-често използваните в инженерната практика са показани на фиг. 6.21.

Видът на лагера се избира в зависимост от направлението на силите, действащи в дадената лагерна опора (радиални, радиални и аксиални, аксиални) и конкретните условия на работа [19,8].

Радиален сачмен еднореден лагер (фиг. 6.21а) Той е един от най-широко разпространените лагери поради ниската си цена, възможността да поема радиални и аксиални сили (не повече от 70% от неизползвания радиален товар) и да осигурява осово фиксиране на вала в едната или двете посоки при относително ниски загуби от триене.

Радиален лагер с къси цилиндрични ролки (фиг. 6.21б) Конструкцията му изключва възможността да поема аксиални сили (външната гривна може да се демонтира), поради което този лагер е идеалната плъзгаща лагерна опора. За да се изключи самоволното му разглобяване, при оформяне на лагерния възел задължително се фиксират двустранно и двете лагерни гривни.

Радиален ролков лагер с иглени ролки (фиг. 6.21в) Предназначен е само за радиални сили. Предимствата му са в малките радиални размери и относително голямата товароносимост. Изисква корави опори (не допуска наклон между осите на гривните) и по-ниски честоти на въртене.



Фиг. 6.21. Видове търкалящи лагери

Радиално-аксиален сачмен лагер (фиг. 6.21г) и радиално-аксиален лагер с конусни ролки (фиг. 6.21д) Могат да поемат едновременно радиални и аксиални сили. Обикновено се монтират по два лагера – огледално ориентирани.

Радиален сачмен двуреден сферичен лагер (фиг. 6.21е) Вътрешната повърхнина на външната лагерна гривна е част от сферична повърхнина, което позволява относително голямо завъртане на двете гривни ($2-3^{\circ}$), респ. лагерът е самонагаждащ. Подходящ е при значителни радиални и относително по-малки аксиални натоварвания (до 20 % от неизползвания радиален товар) при лагериране на валове със значителни огъвни деформации (провисвания).

Радиален ролков двуреден сферичен лагер (фиг. 6.21ж) Самонагаждащата му функция е обезпечена от бъчвообразни по форма ролки. Има най-голяма товароносимост в сравнение с другите лагери при еднакви габаритни размери, поради което се използва при големи натоварвания (металургията, енергетиката, краностроенето и др.).

Аксиален еднопосочен лагер (фиг. 6.21з) и аксиален двупосочен лагер (фиг. 6.21и) са предназначени само за аксиални сили – съответно в едната или двете посоки. Използват се съвместно с радиални лагери. Не допускат високи честоти на въртене поради действието на центробежните сили върху сачмите.

► Условно означение

Съдържа последователни символи от цифри и букви, даващи информация за геометрични, функционални и точностни характеристики на конкретния лагер. Означението се маркира върху едната гривна, ако лагерите са неразглобяеми или върху двете – ако са разглобяеми.

За лагери с диаметри на отворите $d < 20 \text{ mm}$ последните две цифри от означението дават следната информация: при 00 – $d = 10 \text{ mm}$; при 01 – $d = 12 \text{ mm}$; при 02 – $d = 15 \text{ mm}$; при 03 – $d = 17 \text{ mm}$.

Схема, представяща условното означение на търкалящи лагери с диаметри на отворите $d \geq 20 \text{ mm}$ според БДС 4890-85 е показана на фиг. 6.22. Последните две цифри, умножени по 5 дават информация за диаметъра на отвора на лагера.

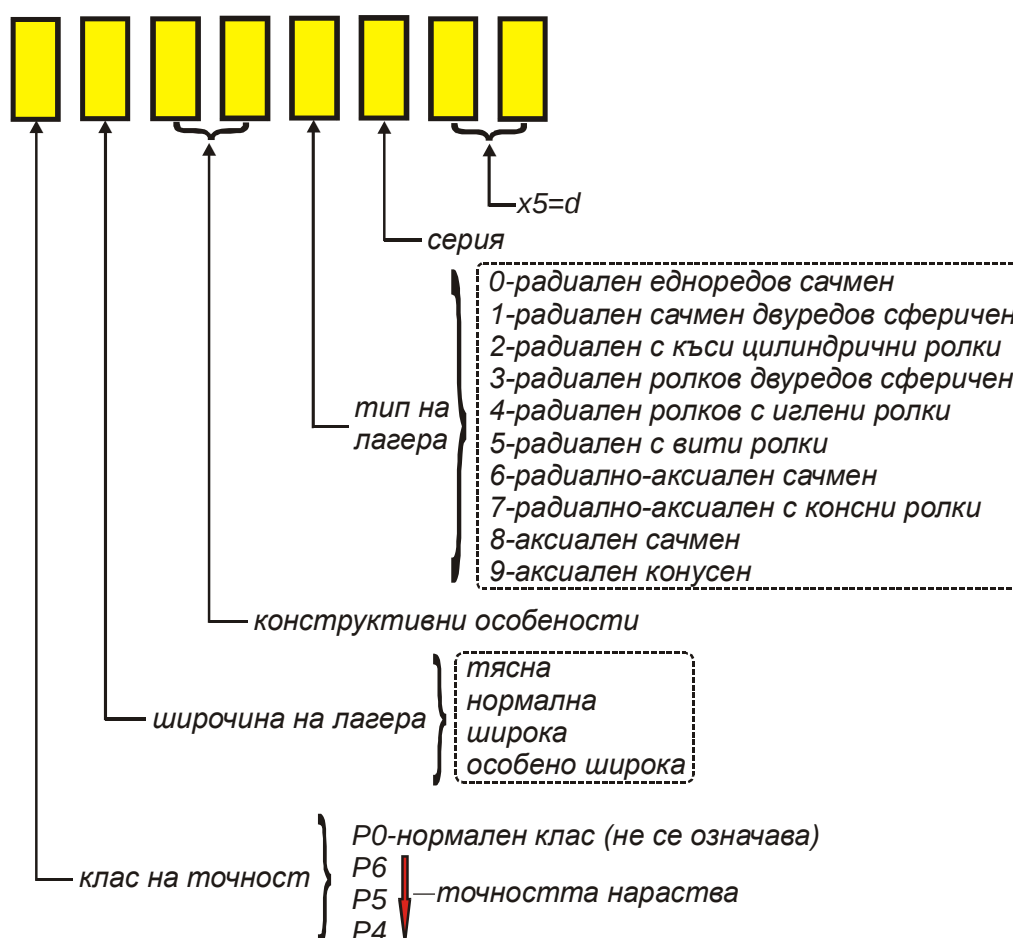
Третата цифра съдържа информация за серията, респ. габаритните размери на лагера (фиг. 6.23).

Четвъртата цифра идентифицира типа на лагера (виж фиг. 6.22).

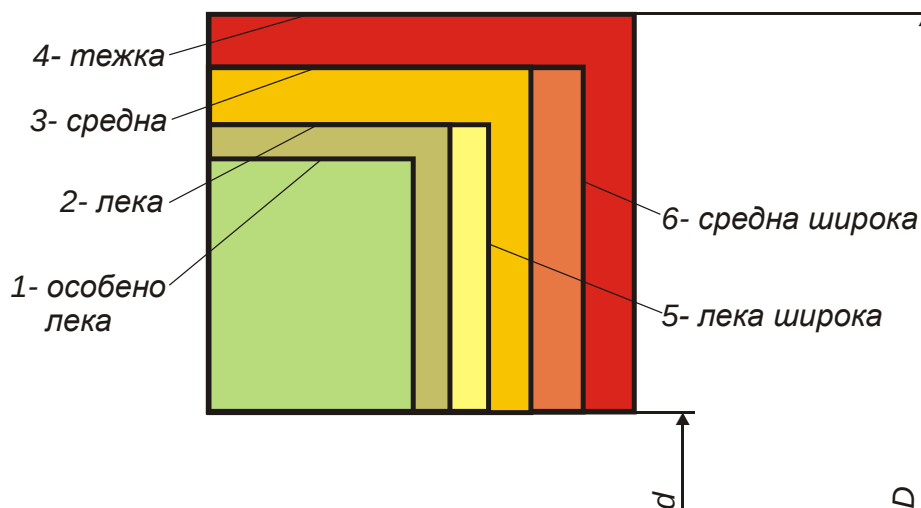
Петият и шестият символи (букви или цифри) показват различни конструктивни особености – наличие на една или две защитни шайби (капсуловане на лагерите), реборди по гривните, конусен отвор и др.

Седмата цифра се отнася до широчината на лагера (тесни, нормални, широки и особено широки).

След тези символи се означава класа на точност на лагера (виж фиг. 6.22). Нормалният клас на точност $P0$ не се означава. Когато означението на лагера съдържа по-малко от осем символа, това означава, че липсващите са нули.



Фиг. 6.22. Схема на условно означение на търкалящи лагери

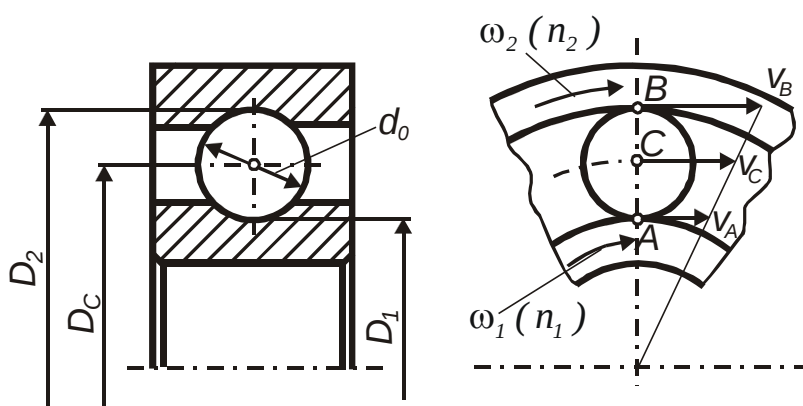


Фиг. 6.23. Изменение на габаритните размери на сериите на търкалящи лагери

Примерни означения на търкалящи лагери

- 1) 306 – радиален едноредов сачмен лагер, средна серия, $d = 30 \text{ mm}$;
- 2) 2405 – радиален с къси цилиндрични ролки, тежка серия, $d = 25 \text{ mm}$;
- 3) 6208 – радиално-аксиален сачмен лагер, лека серия, $d = 40 \text{ mm}$.

6.2.4. Кинематика и динамика на търкалящи лагери



Фиг. 6.24. План на скоростите за радиален лагер

Нека ъгловите скорости, респ. честотите на въртене на елементите на търкалящия лагер да са означени както следва:

- $\omega_1 (n_1)$ – отнасят се до вътрешната лагерна гривна;
- $\omega_2 (n_2)$ – отнасят се до външната лагерна гривна;
- $\omega_C (n_C)$ – отнасят се до сепаратора.

Планът на скоростите за радиален сачмен лагер ще се подчинява на триъгълен закон (фиг. 6.24). На тази база се определя честотата на въртене на центъра на сачмите около оста на лагера. Разгледани са двата гранични случая:

► Върти се вътрешната гривна

Тогава $n_1 > 0$, $n_2 = 0$. Честотата на въртене на сепаратора е еднопосочна с вътрешната гривна и се определя от израза:

$$n_C = n_1(1 - d_0 / D_C) / 2 \quad (6.30)$$

В (6.30) геометричните параметри съответстват на фиг. 6.24.

► Върти се външната гривна

Тогава $n_1 = 0$, $n_2 > 0$. За честотата на въртене на сепаратора следва:

$$n_c = n_2(1 + d_0 / D_c) / 2 \quad (6.31)$$

Ако радиалната сила, натоварваща лагера е с постоянна посока (не се върти), то за едно завъртане на сепаратора през зоната на действие на радиалната сила ще преминат всичките z на брой търкалящи тела. Всяко от тях ще предизвика един цикъл на натоварване на опасното сечение на гривната. Броят на циклите на неподвижната гривна ще бъде: $\nu = n_c z$. Честотата на натоварване на гривните се определя от зависимости (6.30) и (6.31):

$$\nu_2 = n_1 z(1 - d_0 / D_c) / 2 \quad (6.32)$$

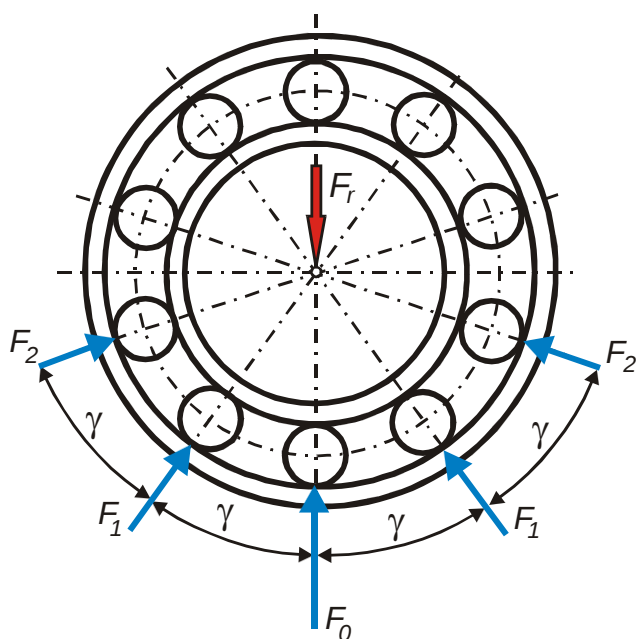
$$\nu_1 = n_2 z(1 + d_0 / D_c) / 2 \quad (6.33)$$

От сравнението на зависимости (6.32) и (6.33) непосредствено следва, че честотата на натоварване на вътрешната гривна е по-голяма. *Следователно случаят, при който се върти външната гривна е по-неблагоприятен от гледна точка на контактните напрежения в елементите на лагера.* В този случай само една точка от неподвижната вътрешна гривна ще изпитва максимални контактни напрежения, т.е. същата ще бъде натоварена *точково*. Тъй като подвижната гривна се върти по отношение на натоварването, същата е натоварена *обиколно*.

При работа, на всяко търкалящо тяло ще действа и центробежна сила с големина $F_y = m \cdot D_c / 2 \cdot \omega_c^2$, където m е масата на търкалящите тела. Центробежните сили допълнително натоварват пътя на търкаляне на външната гривна, ускоряват износването на сепаратора, а оттам намаляват дълготрайността на лагера. Това налага ограничение на честотата на въртене на лагерите. При аксиалните лагери това ограничение е по-голямо, предвид конструкцията им и направлението на центробежните сили.

6.2.5. Разпределение на натоварването върху търкалящите тела

При работа на търкалящите лагери силовият поток преминава през подвижната гривна, търкалящите тела, а оттам през неподвижната гривна към корпуса на изделието или към вала (оста). При това радиалното натоварване се разпределя неравномерно между търкалящите тела (фиг. 6.25).



Ако лагерът е натоварен със статична радиална сила F_r , то тя предизвиква реакции в търкалящите тела от натоварената зона, обхващаща дъга най-много 180° . Сачмата или ролката, лежаща върху директрисата на силата F_r , ще бъде най-натоварената (фиг. 6.25).

Чрез уравнения на статиката не може да се реши задачата за разпределението на натоварването между търкалящите тела – тя е статично неопределена. При симетрично разположение на z на брой търкалящи тела спрямо

Фиг. 6.25. Схема на разпределение на натоварването между търкалящите тела

вертикалната равнина може да се приложи условието за равновесие на вътрешната гривна:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma = F_0 + \sum_{i=1}^n 2F_i \cos i\gamma, \quad (6.34)$$

където $n = (z - 1) / 2$, а $\lambda = 180^\circ / z$ е централният ъгъл между търкалящите тела. За определяне на натоварването за всяко търкалящо тяло е необходимо уравнение (6.34) да се допълни с деформационни уравнения в съответствие с теория на еластичността. Освен това се приемат следните допускания: липсва радиална хлабина, гривните не се огъват, геометричните параметри на елементите на лагера са идеално точни. Като резултат, за максималната сила се получава:

$$F_0 = k F_r / z \quad (6.35)$$

Като се отчитат хлабините и неточностите, се приемат следните стойности:

- за радиални едноредни сачмени лагери при $z = 7 \div 10$, $k = 5$;
- за едноредни ролкови лагери при $z = 10 \div 20$, $k = 4,6$.

При аксиални лагери се приема равномерно разпределение на натоварването върху 80 % от сачмите. Максималната сила се определя по зависимостта:

$$F_0 = 1,25 F_a / z \quad (6.36)$$

В действителност под действие на радиална сила F_r елементите в лагера се натоварват циклично по пулсиращ закон, а под действие на аксиална сила – по асиметричен закон с минимална сила F_a / z – почти еднаква за всички търкалящи тела.

6.2.6. Материали за търкалящи лагери. Видове повреди

► Материали за търкалящи лагери

Лагерните гривни и търкалящите тела се изработват от високояки легирани стомани (*ШХ15, ШХ20СГ*) или подлежащи на цементация легирани стомани (*18ХГТ, 20Х2Х4А*), при които се постига висока повърхностна твърдост – $HRC = 61 \div 66$. При сепараторите разнообразието от материали е по-голямо – могат да се щамповат от нисковъглеродна стомана, а в някои случаи са масивни от цветни сплави (месинг, бронз), леки сплави или пластмаси.

► Видове повреди

• Питинг (контактна умора) При работа лагерните гривни и търкалящите тела са подложени на циклично променливи контактни напрежения, което определя лимитиращото действие на контактната умора за тяхната работоспособност. Питингът (повърхностни ямички) възниква при нормални условия след продължителен срок на работа. Наличието на питинг прави лагера неработоспособен;

• Абразивно износване Среца при лагери, работещи в запрашена среда в резултат на лошо уплътняване на лагерния възел. Такива са лагерите в автомобилите, тракторите, строителни и земекопни машини;

• Разрушаване на сепаратора Обикновено се наблюдава при лагери, работещи при висока честота;

- Пластична деформация Проявява се върху пътищата на търкаляне на гривните или търкалящите тела във формата на ямички. Причинява се от големи удари, при статично претоварване (лагерът не се върти) или прекалено голяма стегнатост;

- Задиране на работните повърхнини Наблюдава се при тежко натоварени и лошо мазани лагери, неправилен монтаж или попадане на абразивни частици;

- Пукнатини по гривните или търкалящите тела Причинява се от силни удари, вибрации, неправилен монтаж, причиняващ несъосност или заклиняване на гривните. По принцип, възникването на пукнатини се провокира от наличието на микроредфекти в материала.

Описаните повреди могат да се развият за кратко време, ако са причинени от претоварване, неправилен монтаж или лошо мазане или след относително дълъг експлоатационен срок, изразяващ се в определен брой завъртания в работни условия.

6.2.7. Изчисляване на търкалящи лагери (Избор на търкалящи лагери по каталог)

► Основни понятия

Когато лагерите са неподвижни, извършват осцилиращо движение или се въртят много бавно – с честота $n \leq 10 \text{ min}^{-1}$, се използва следното понятие:

- Основна статична (радиална или аксиална) товароносимост C_0 Това е статично действащо радиално или аксиално натоварване, причиняващо определено контактно напрежение в центъра на най-натоварената зона между търкалящото тяло и пътя на търкаляне. За различните лагери контактното напрежение е както следва:

4600 MPa – за сферични сачмени лагери;

4200 MPa – за всички други видове радиални, радиално-аксиални, аксиални и аксиално-радиални сачмени лагери;

4000 MPa – за аксиални и аксиално-радиални ролкови лагери.

На основната статична товароносимост съответства обща остатъчна (пластична) деформация в търкалящото тяло и пътя на търкаляне приблизително 0,0001 от диаметъра на търкалящото тяло.

В случаите, когато подвижната гривна се върти с честота на въртене $n > 10 \text{ min}^{-1}$, се използват следните понятия:

- Дълготрайност За даден лагер това е броят на завъртанията (оборотите) на едната гривна спрямо другата до появата на първите признаци на контактна умора (pitting) върху кой да е от елементите в лагера;

- Надеждност Това понятие може да се отнася до група еднакви лагери, работещи в еднакви условия или отделен лагер. Надеждността се определя чрез процентът на лагерите от групата, за които се предполага достигане или превишаване на определена дълготрайност. За отделния лагер надеждността се определя чрез вероятността лагерът да достигне или превиши определена дълготрайност;

- Основна дълготрайност L_{10} Това е дълготрайността (в милиони завъртания) при 90 % надеждност за най-често използваните лагерни стомани и качество при нормални работни условия;

• Коригирана основна дълготрайност L_{na} Това е дълготрайността, съответстваща на зададена надеждност, получена след коригиране на основната дълготрайност при отчитане на специфични работни условия и специфични характеристики на дадения лагер;

• Основна динамична (радиална или аксиална) товароносимост C_r или C_a , N Това е постоянното по големина и посока радиално или аксиално натоварване, което търкалящият лагер теоретично може да поеме при основна дълготрайност, равна на един милион завъртания (оборота), т.е. $L_{10} = 1$;

• Еквивалентно динамично (радиално или аксиално) натоварване P_r или P_a , N Това е хипотетично постоянно по големина и посока радиално или аксиално натоварване, под действие на което търкалящият лагер ще има такава дълготрайност, каквато има в условията на действителното натоварване.

За радиални и радиално-аксиални лагери еквивалентното динамично натоварване се изчислява чрез зависимостта:

$$P_r = XF_r + YF_a, \quad (6.37)$$

където X и Y са коефициенти съответно на динамично радиално и аксиално натоварване. Избират се от справочниците за търкалящи лагери и от специализираната литература в зависимост от типа на лагера и отношението F_a / F_r [8].

За аксиални лагери еквивалентното динамично натоварване е $P_a = F_a$.

• Критерии за работоспособност Търкалящите лагери са работоспособни до появата на първата повреда.

► Избор на търкалящи лагери по статична товароносимост

По този критерий лагерите се избират при неподвижни, осцилиращи или бавно въртящи се лагери с честота $n \leq 10 \text{ min}^{-1}$.

Изборът се свежда до условието:

$$C_0 \geq C_{0\text{мзч}} \quad (6.38)$$

$C_{0\text{мзч}}$ е изчислителна статична товароносимост и се определя чрез зависимостта:

$$C_{0\text{мзч}} = S_0 \cdot P_0, \quad (6.39)$$

където $S_0 = 1 \div 2,5$ е статичен коефициент на сигурност и се определя в съответствие с експлоатационните условия на работа; P_0 е еквивалентно статично натоварване. За радиални и радиално-аксиални лагери P_0 е по-голямото от двете стойности:

$$P_0 = F_r; \quad P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (6.40)$$

където F_r и F_a са определените стойности на радиалното и аксиалното натоварване в лагера; X_0 и Y_0 са коефициентите съответно на радиалното и аксиалното натоварване, стойностите на които се определят от стандарта *БДС 180 76*, както и в каталозите за търкалящи лагери в зависимост от вида им.

За аксиални сачмени лагери еквивалентното статично аксиално натоварване е $P_0 = Y_0 \cdot F_a$.

► Избор на търкалящи лагери по динамична товароносимост

Ако подвижната гривна се върти с честота $n > 10 \text{ min}^{-1}$, лагерите се избират по критерий динамична товароносимост. Това е по-често срещаният случай в инженерната практика.

В основа на методиката за избор са зависимостите между трите величини: основната дълготрайност L_{10} , основната динамична товароносимост C_r (C_a) и еквивалентното динамично натоварване P_r (P_a). Те са установени на основата на многобройни експериментални изследвания и за различните типове лагери имат вида:

- За радиални и радиално-аксиални сачмени лагери:

$$L_{10} = (C_r / P_r)^3 \quad (6.41)$$

- За радиални и радиално-аксиални ролкови лагери:

$$L_{10} = (C_r / P_r)^{3,33} \quad (6.42)$$

- За аксиални и аксилно-радиални ролкови лагери:

$$L_{10} = (C_a / P_a)^{3,33} \quad (6.43)$$

В действителност зависимости (6.41 – 6.43) представят уравненията на наклонената част от кривите на умора за материала на елементите на лагерите, като се отчитат и други фактори (мазание чрез разпръскване на масло, с грес и др.).

Изборът на лагера се свежда до условието:

$$C_{изч} = P_r (L_{10})^{1/3} = P_r \left(\frac{60 n L_h}{10^6} \right)^{1/3} \leq C, \quad (6.44)$$

където L_h , h е желаната дълготрайност на лагера в часове. Тя се избира в зависимост от типа на работната машина: за лагери, работещи с прекъсвания се препоръчва $L_h > 8000 h$; за непрекъснато работещи лагери $L_h > 12000 h$. Между величините L_{10} и L_h съществува очевидната зависимост:

$$L_{10} = \frac{60 n L_h}{10^6}, \text{ млн. завъртания} \quad (6.45)$$

Необходимо е да се подчертае, че изборът на лагерите по критерий динамична товароносимост гарантира нормална работа на 90 % от всички изпитвани лагери. Това следва непосредствено от определението на понятието основна дълготрайност L_{10} . Практиката показва обаче, че действителната средна дълготрайност е значително по-голяма от изчислителната (3–5 пъти), т.е. по-голямата част от лагерите имат значително по-голям ресурс от зададения.

► **Определяне на коригирана дълготрайност**

Когато реалните условия на работа на лагера се различават от нормалните или изборът при 90 % надеждност е неприемлив за конкретната инженерна задача, се работи с т.н. коригирана дълготрайност L_{na} . Това се налага от съображения за по-голяма надеждност (сигурност) или повишена работна температура. Коригираната дълготрайност се определя чрез следните зависимости:

- Според ISO – $L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10}$ (6.46)

- Според SKF – $L_{na} = a_1 a_{23} L_{10}$ (6.47)

където: a_1 е коефициент, отчитащ надеждността; a_2 е поправъчен коефициент за материала; a_3 е поправъчен коефициент за условията на мазане; $a_{23} = a_2 a_3$ е комбиниран коефициент.

Стойностите на горните коефициенти се отчитат от каталозите и ръководствата. Коефициентът, отчитащ надеждността е показан в табл. 6.1. В означението L_{na} индексът n е разликата между необходимата и стопроцентовата надеждност.

Стойности на коефициента за надеждността a_1

Таблица 6.1

Надеждност, %	90	95	96	97	98	99
L_{na}	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Повишената работна температура доказано намалява динамичната товароносимост на лагера, което се отчита чрез умножение на номиналната динамична товароносимост C от каталозите със съответен температурен коефициент K_T . Стойностите му са показани в табл. 6.2.

Стойности на температурния коефициент K_T

Таблица 6.2

Работна температура на лагера, °C	150	200	250	300
K_T	1,0	0,90	0,75	0,60

► Изчисляване на ефективната аксиална (осова) сила при радиално-аксиални лагери

При лагери на двупорни валове и оси, реализирани чрез двойка огледално обвърнати радиално-аксиални лагери, в зависимост от ориентацията на лагерите, са възможни две схеми (фиг. 6.26, а и б). В такива случаи е необходимо да се изчисли действителната аксиална сила F_a . Тя се формира като векторна сума от външната аксиална сила (определена като осова реакция в дадената опора) и аксиалните компоненти F_s . При радиално-аксиалните лагери силовия поток се предава по нормалата към търкалящите тела, определена от ъгъл на контакт α (виж фиг. 6.26) и пресичаща оста на вала. Наличието на радиални сили F_r поражда съответни аксиални компоненти F_s , които се определят чрез следните зависимости:

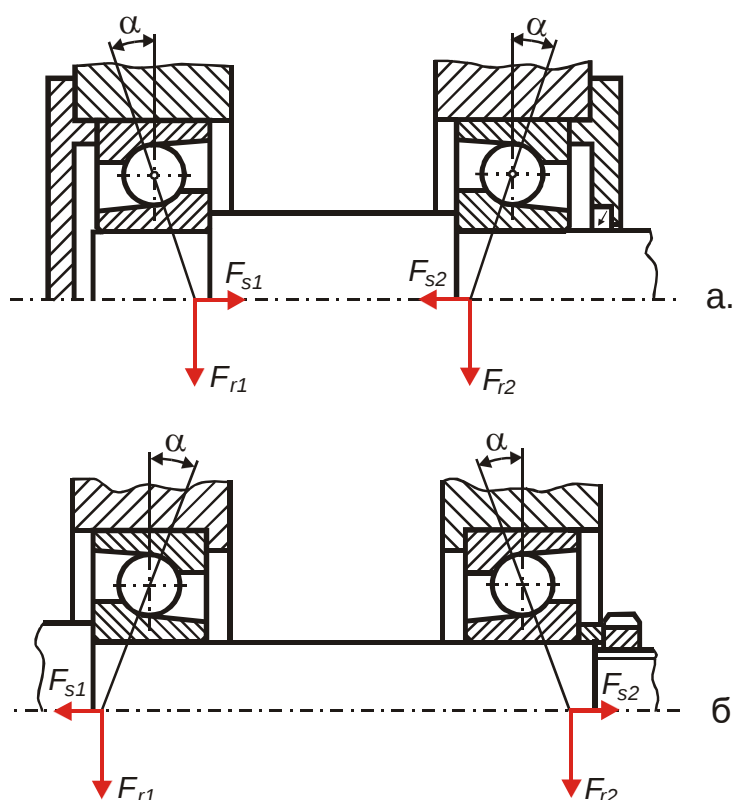
• За радиално-аксиални сачмени лагери:

$$F_s = e F_r \operatorname{tg} \alpha \quad (6.48)$$

• За радиално-аксиални ролкови лагери:

$$F_s = 0,83e F_r \operatorname{tg} \alpha \quad (6.49)$$

Параметърът e се избира от каталозите в зависимост от вида на лагера и ъгъла на контакта α . Очевидно, с на-



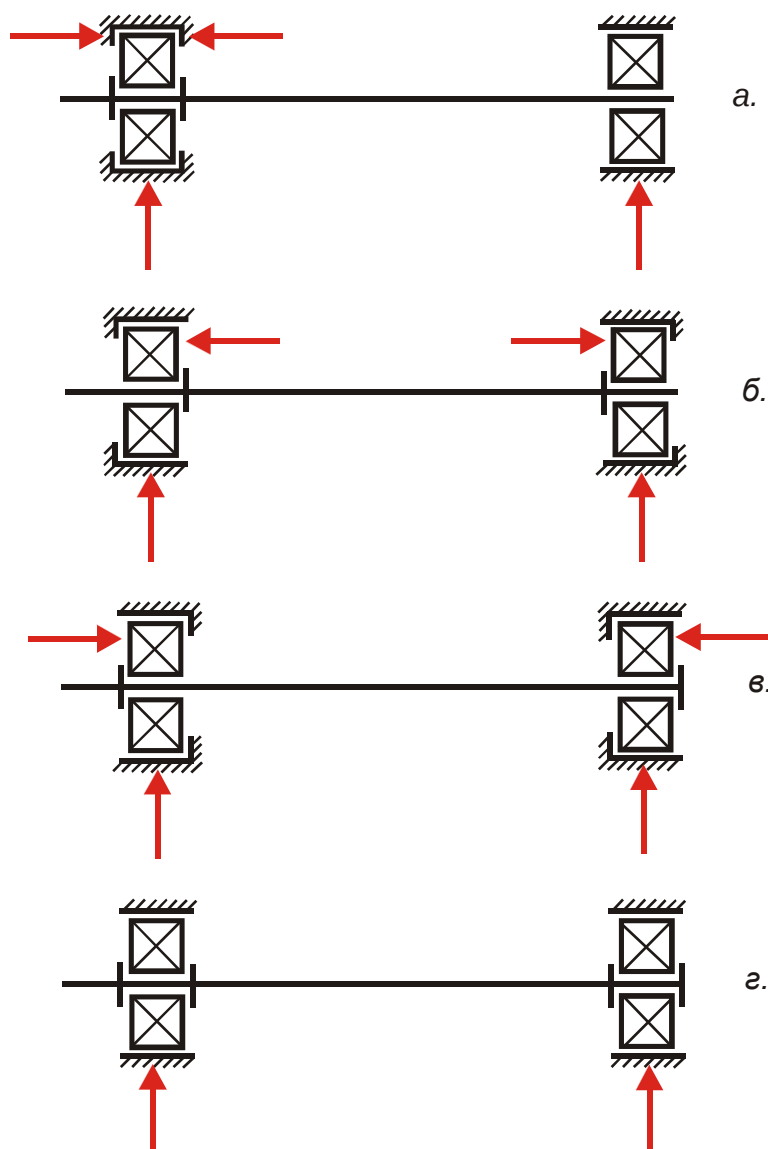
Фиг. 6.26. Радиални и аксиални компоненти при лагериране с радиално-аксиални лагери

растване на ъгъл α нараства относителния дял на аксиалните компоненти F_s (виж зависимости 6.48 и 6.49).

6.2.8. Схеми на лагериране с търкалящи лагери

► Видове схеми

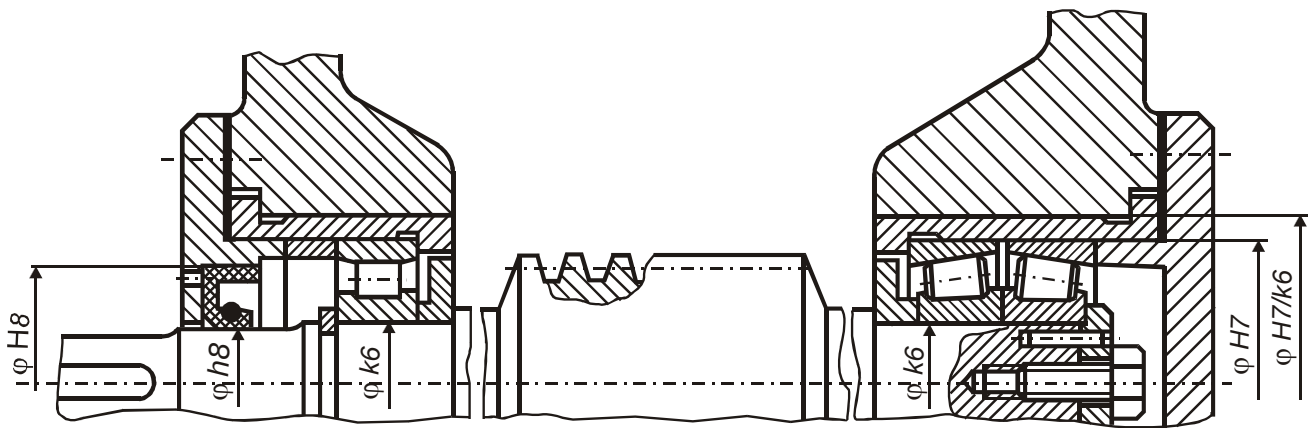
За лагериране на двуопорни валове и оси в инженерната практика се прилагат следните три схеми:



Фиг. 6.27. Видове схеми на лагериране с търкалящи лагери

• Запъната схема

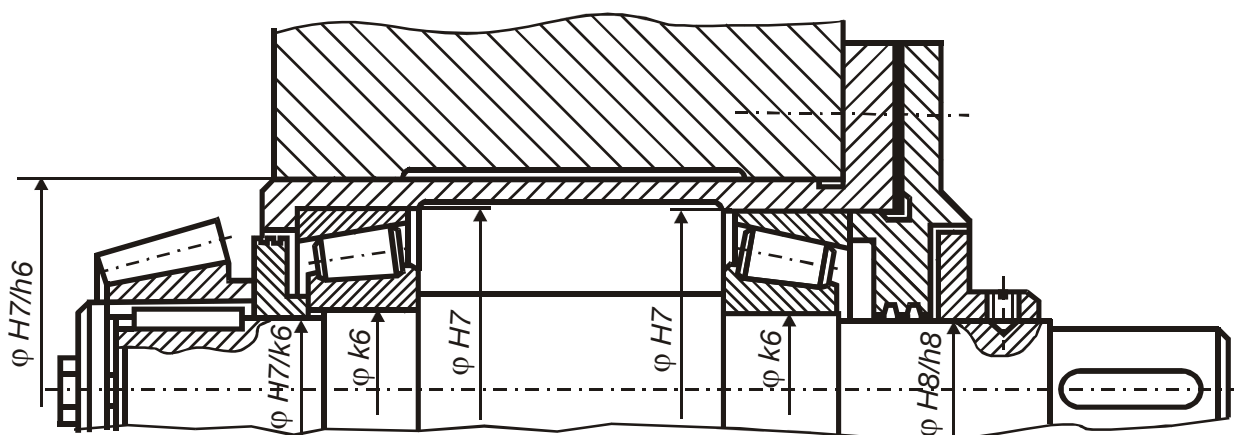
(фиг. 6.27а) Функционално тази схема напълно съответства на познатата от Съпротивление на материалите „класическата греда на две ставни опори” – едната опора е двустранно фиксирана (неподвижна) в аксиално направление, а другата е свободна (плаваща). Плаващата опора позволява свободното удължаване или скъсяване на вала поради температурни деформации. Запъната схема има универсално приложение – може да се прилага при относително дълги и по-къси валове и оси [8,15,16,19]. Предвид възможността да се компенсират значителни температурни деформации, запънатата схема е подходяща за лагериране на относително дълги валове, предполагащи повишени работни температури – например червячни валове. Конструктивна реализация на запъната схема на лагериране на червячен вал е показана на фиг. 6.28;



Фиг. 6.28. Лагеруване на червячен вал по запъната схема

• **Подпряна схема** (фиг. 6.27б и 6.27в) При тази схема и двете опори са осово фиксирани, като всяка от тях е ограничена само в едната посока. При това, ако лявата опора поема осова сила наляво, то дясната поема осова сила надясно или обратно. Следователно, за подпряната схема са подходящи радиално-аксилните сачмени или ролкови лагери с конусни ролки, които се ориентират огледално един спрямо друг. Схемата предполага регулиране на аксиалната хлабина или предварителен натяг и затова се използва при необходимост от точно центроване на вала. В зависимост от ориентацията на нормалата към търкалящите тела, са възможни два варианта на подпряната схема:

1). **X – вариант** (фиг. 6.27б) В този случай конусите, образувани от нормалите към търкалящите тела, са насочени навън. Осовият силов поток преминава през стъпало (или дистанционна втулка) във вала, вътрешните лагерни гривни, търкалящите тела, а оттам през външните лагерни гривни в капачките, респ. корпуса. Лагеруването по X – вариант изисква по-голяма точност на осовите размери, тъй като температурните разширения могат да предизвикат недопустими осови сили и дори заклинване на търкалящите тела. Затова е необходимо предписаната аксиална хлабина да се съобрази с конкретната конструкция и типа на лагерите [8,15,16,19]. Пример за прилагане на X – вариант за лагеруване на вал с конусно колело е показан на фиг. 6.29;



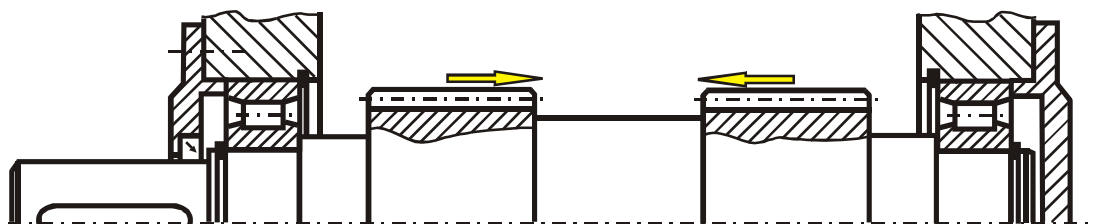
Фиг. 6.29. Лагеруване на вал от конусна предавка

2). **O – вариант** (фиг. 6.26в) Лагерните гривни се фиксират така, че нормалите към търкалящите тела са насочени навътре. Вътрешните лагерни гривни осово са фиксирани външно към вала (чрез гайка или стъпало), а външните лагерни гривни осово са фиксирани към стъпало от корпуса. Този начин на фиксиране определя и пътя на

осовия силов поток. Лагеруването по О – вариант при температурни разширения води до увеличена аксиална хлабина – особено при по-големи междулагерни разстояния. Това налага монтиране на лагерите без хлабина и дори с предварителен натяг. Тази схема широко се прилага за лагеруване на къси валове (например при конзолни конусни зъбни колела) [8,15,16,19].

• Плаваща схема (фиг. 6.27г) В този случай и двете опори са плаващи, а осовото фиксиране на вала се постига за сметка на взаимодействие с друг елемент. Обикновено плаващата схема се прилага за лагеруване на шевронни зъбни колела или т.н. раздвоени зъбни цилиндрични предавки (въртящият момент се разпределя между две зъбни предавки с еднаква геометрия, но с противоположен наклон на зъбите). Плаващата схема предполага осово преместване на вала, което осигурява възможност за самоцентриране на колелата, а оттам – по-равномерно разпределение на натоварването между тях. Идеалните плаващи лагерни опори са радиалните лагери с къси цилиндрични ролки без бордове на една от гривните. Те изискват двустранно фиксиране и на двете гривни, а плаването се постига за сметка на относителното осово преместване на едната гривна спрямо ролките, респ. спрямо другата лагерна гривна.

Конструктивна реализация на плаващата схема за лагеруване на вал с раздвоена зъбна предавка е показана на фиг. 6.30.



Фиг. 6.30. Лагеруване на вал с раздвоена зъбна степен

§ 7. СЪЕДИНИТЕЛИ

7.1. Обща характеристика

7.1.1. Функционално предназначение

Съединителите са елементи на задвижванията. Повечето механични задвижвания съдържат двигателна машина, предавка (предавки) и работна машина, свързани чрез входящи и изходящи валове. Връзката между валовете се реализира чрез **съединители**.

► **Определение** *Съединителите са сглобени единици, които създават силова и кинематична връзка между два вала или вал и друг елемент (зъбно, верижно колело или ремъчна шайба), като предават въртящ момент между тях.*

Освен посочената основна функция, различните съединители изпълняват и някои допълнителни функции:

- Компенсират несъосността между валовете, причинена от грешки от изработване, монтаж и др.;
- Изпълняват виброизолираща функция – гасене на вибрации, тласъци и удари;
- Предпазване на елементите на задвижването от претоварване;
- Бързо съединяване и разделяне на съединяваните елементи;
- Създаване на условия за облекчаване на пускането на машините;
- Ограничаване на ъгловата скорост;
- Предване на въртящ момент само в определена посока.

Съществува голямо разнообразие от съединители, различаващи се според принципа си на действие, функционалното си предназначение, начина на управление и степен на сложност. От тази гледна точка създаването на обобщена класификация на съединителите, включваща всички признаци от една страна е доста сложно, а от друга – едва ли е целесъобразно.

Според принципа си на действие съединителите са *механични, електрически и хидравлични*. Обект на настоящия курс са *механичните съединители*.

7.1.2. Видове механични съединители

В дисциплината МЕ е прието деференцирането на съединителите да става според възможността за управлението им. По този признак механичните съединители се делят на три големи групи: неуправляеми, управляеми и самоуправляеми.

► **Неуправляеми (с постоянно действие)**

Към тази група спадат следните подгрупи съединители:

- Неподвижни съединители;
- Твърди компенсиращи съединители;
- Еластични съединители.

► **Управляеми**

- Съединители за включване и изключване – палцови и зъбни;
- Триещи съединители.

► Самоуправляеми (автоматични)

- Центробежни – предават въртящ момент за определена стойност на ъгловата скорост;
- Предпазни – самоуправляеми са по отношение на предавания въртящ момент;
- Съединители със свободен ход – предават въртящ момент само в определена посока на въртене.

7.2. Неподвижни съединители

7.2.1. Обща характеристика

Неподвижните съединители осигуряват твърда връзка между свързаните валове, т.е. не допускат никаква подвижност. *Следователно, чрез тях може да се създаде един по-дълъг вал от няколко по-къси, ако това се налага поради монтажни, транспортни или др. съображения.*

Твърдата връзка между валовете налага следните изисквания за тези съединители:

- Пълна съосност между свързаните валове;
- Да осигуряват предаването на целия въртящ момент;
- Да могат да поемат огъващи моменти в мястото на свързването;
- Да могат да предават и осови сили, ако има такива;
- Да имат проста конструкция, лесен монтаж и демонтаж.

7.2.2. Изчислителен въртящ момент

Елементите в съединителите трябва да са така проектирани, че да могат да предават максималния въртящ момент. Очевидно съединителите не са натоварени през цялото време с един и същи въртящ момент поради характеристиките на силовите машини (електродвигатели, двигатели с вътрешно горене), както и претоварвания, дължащи се на динамичните характеристики на свързаните чрез съединителя масови системи.

Ако с T е означена номиналната стойност на въртящия момент (моментът в установен режим), то за якостните изчисления интерес представлява т.н. изчислителен въртящ момент $T_{изч}$. Той се определя от израза:

$$T_{изч} = K \cdot T, \quad (7.1)$$

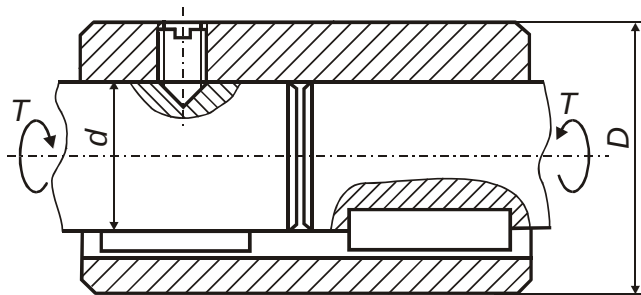
където $K > 1$ е коефициентът на режима на работа, който зависи от вида на силовата и работната машина и се избира от таблици [19].

7.2.3. Втулков съединител

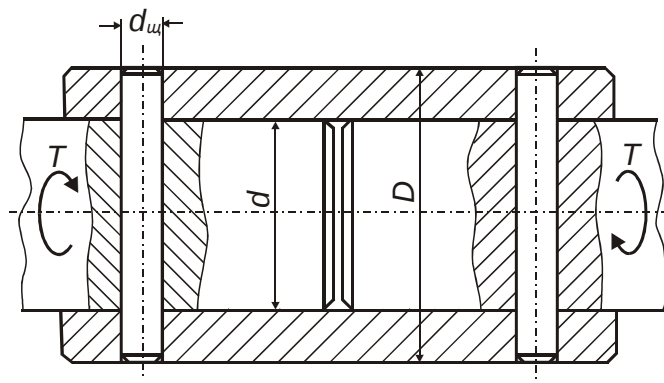
► Конструктивни особености

Както показва наименованието му, втулковият съединител представлява втулка, монтирана без хлабина с краищата на свързаните валове (фиг. 7.1). За предаване на въртящия момент между валовете и втулката обикновено се използват шпонкови съединения, а осовото фиксиране на втулката се гарантира от стопорен винт. Негово основно предимство е простата конструкция. Освен, че е необходима съосност на елементите, основен недостатък е необходимостта за осово изместване на поне единия вал при монтаж и демонтаж на съединителя.

При по-малки стойности на предаваните въртящи моменти, се използва конструктивния вариант с напречни щифтове, който може да предава и осови сили (фиг. 7.2).



Фиг. 7.1. Втулков съединител с шпонкови съединения



Фиг. 7.2. Втулков съединител с напречни щифтове

► Якостна проверка

В общия случай втулката е натоварена от действието на усукващ момент $T_{изч}$ и огъващ момент $M_{ог}$. Якостното пресмятане се свежда до проверката на сложна якост:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{ог}^2 + 4\tau_{ус}^2} \leq [\sigma_{ог}], \quad (7.1)$$

където $\sigma_{ог} = \frac{M_{ог}}{W_{ог}}$; $\tau_{ус} = \frac{T_{изч}}{W_{ус}}$, а съпротивителните моменти на сечението на втулката

съответно на огъване и на усукване са: $W_{ог} = \frac{\pi}{32 D} (D^4 - d^4)$;

$$W_{ус} = \frac{\pi}{16 D} (D^4 - d^4).$$

Шпонковите съединения се проверяват в съответствие с т. 2.3.

Щифтовете от конструктивния вариант на фиг. 7.2 са натоварени на срязване от тангенциалната сила $F = \frac{2K.T}{d}$ в две сечения с площ $A_{щ} = \frac{\pi d_{щ}^2}{4}$. За напрежението на срязване следва:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{2 A_{щ}} = \frac{4 K.T}{\pi d \cdot d_{щ}^2} \leq [\tau_{ср}], \quad \text{откъдето } d_{щ} \geq \sqrt{\frac{4 K.T}{\pi d [\tau_{ср}]}}. \quad (7.2)$$

7.2.4. Дисков съединител

► Конструктивни варианти

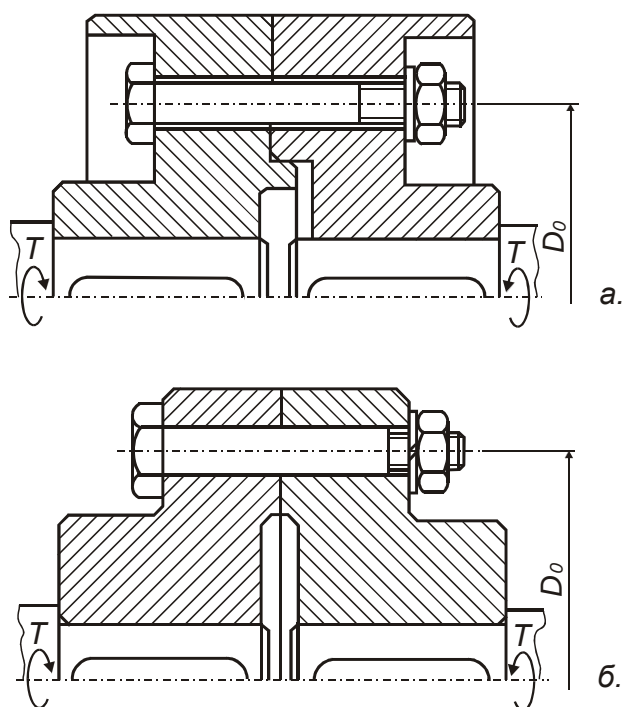
Конструктивно дисковият съединител е изграден от два стоманени или чугунени диска, свързани помежду си с група болтове, разположени по окръжност с диаметър D_0 и сглобени без хлабина с краищата на валове. Предаването на въртящия момент между валове и дискове се осъществява чрез шпонкови съединения (фиг. 7.3). Дисковите съединители са стандартизирани по БДС 12954 – 81, който регламентира конструкцията и размерите им.

Изискването за съсност между валове може да се постигне по следните начини:

- Центроване по къса цилиндрична повърхнина (фиг. 7.3а) или друга втулка, центрована към всеки от дисковете. Използва се подходяща за случая сглобка ($H7/h6$);

- Центроване чрез използване на „пасвани“ болтове, т.е. болтове, монтирани без хлабина в двата диска.

Необходимо условие за всички конструктивни варианти е да се осигури перпендикулярност на челните повърхнини на дисковете спрямо оста на валове.



Фиг. 7.3. Конструктивни варианти на дискови съединители

болтовете – с диаметър D_0 (виж фиг. 7.3). Ако z е броят на болтовете, за $F_{t,1}$ следва:

$$F_{t,1} = \frac{2K.T}{z.D_0} \quad (7.4)$$

От (7.3) и (7.4) за необходимата сила на затягане следва:

$$P \geq \frac{2K.T}{z.D_0.\mu_0} \quad (7.5)$$

Със силата P се проверяват болтовете на опън в застрашеното им сечение – определено от вътрешния диаметър на резбата.

- Болтовете са монтирани без хлабина в отворите на дисковете (пасвани болтове) В този случай тангенциалната сила $F_{t,1}$ натоварва болтовете на срязване. За напрежението на срязване следва:

$$\tau_{cp} = \frac{4.F_{t,1}}{\pi.d_o^2} = \frac{8K.T}{\pi.d_o^2.z.D_0} \leq [\tau_{cp}], \quad (7.6)$$

► Якостна проверка

- Болтовете са монтирани с хлабина (непасвани болтове) в отворите на дисковете (фиг. 7.3а) В този случай сигурността на връзката се гарантира от достатъчна сила на затягане P на болтовете, така, че дисковете да не приплъзнат помежду си от действието на въртящия момент T . Условието за неприплъзване е:

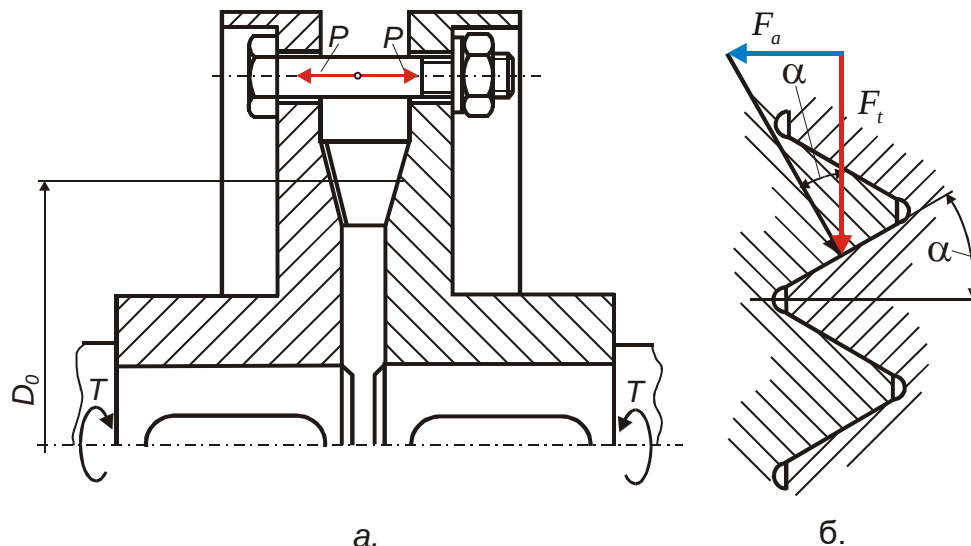
$$F_{mp} = \mu_0 P \geq F_{t,1}, \quad (7.3)$$

където F_{mp} е силата на триене между челните повърхнини на дисковете, $\mu_0 = 0,2 \div 0,25$ е коефициентът на триене при покой, а $F_{t,1}$ е тангенциалната сила от предавания въртящ момент, действаща на един болт. Силата $F_{t,1}$ е насочена по допирателната на окръжността, по която са разположени болтовете.

В (7.6) d_6 е диаметърът на стеблото на болтовете, а за допустимото напрежение на срязване се приемат занижени стойности предвид влиянието на напрежението на опън от затягането – $[\tau_{cp}] = (20 \div 40) \text{ MPa}$.

7.2.5. Съединител с челно радиално назъбване (съединител на Хирт)

► Конструкция



Фиг. 7.4. Съединител на Хирт

Предаването на въртящия момент се гарантира чрез радиални зъби с триъгълен профил, изработени върху челните повърхнини на двете части на съединителя (фиг. 7.4а). Освен за свързване на два вала, този съединител се използва за предаване на въртящ момент между вал и друг елемент – зъбно или верижно колело, диск и др. Съединителят на Хирт осигурява добро центроване на свързаните елементи и относително голяма товароносимост при малки габарити.

► Якостна проверка

Предаването на въртящ момент T поражда аксиална (осова) сила F_a поради наклона на зъбите (на фиг. 7.4б те са показани в разгъната форма). Между аксиалната сила F_a и тангенциалната сила F_t съществува зависимостта (фиг. 7.4б):

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (7.7)$$

където α е профилният ъгъл на зъбите, а тангенциалната сила F_t се определя за средния диаметър на зъбите D_0 (фиг. 7.4а):

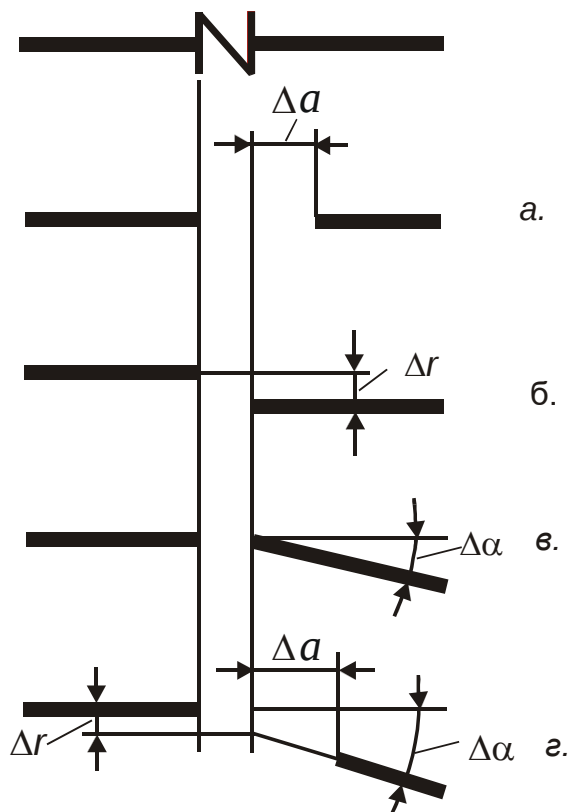
$$F_t = \frac{2K.T}{D_0} \quad (7.8)$$

Контактът между зъбите се осигурява чрез групово болтово съединение от z на брой болта, като всеки от болтовете трябва да е затегнат със сила $P = F_a / z$. При определена сила на затягане P , болтовете се пресмятат като свързващо съединение.

7.3. Твърди компенсиращи съединители

7.3.1. Обща характеристика

Точно съвпадане на геометричните оси на свързаните валове е невъзможно поради следните обективни причини:



Фиг. 7.5. Отклонения във взаимното разположение на валове

- Елементите на съединителите, както и тези, върху които се монтират (рамы, фундаменти), не са с идеална геометрична форма и размери поради грешки в изработване и монтажа;

- В процеса на експлоатацията настъпват работни и температурни деформации, както и такива, получени в резултат от износване на елементите;

Взаимното разположение на геометричните оси на валове в общия случай може да се сведе до някое от следните три вида отклонения или комбинация от тях (фиг. 7.5г):

- Осово изместване Δa (фиг. 7.5а);
- Радиално изместване Δr (фиг. 7.5б);
- Ъглово изместване $\Delta \alpha$ (фиг. 7.5в).

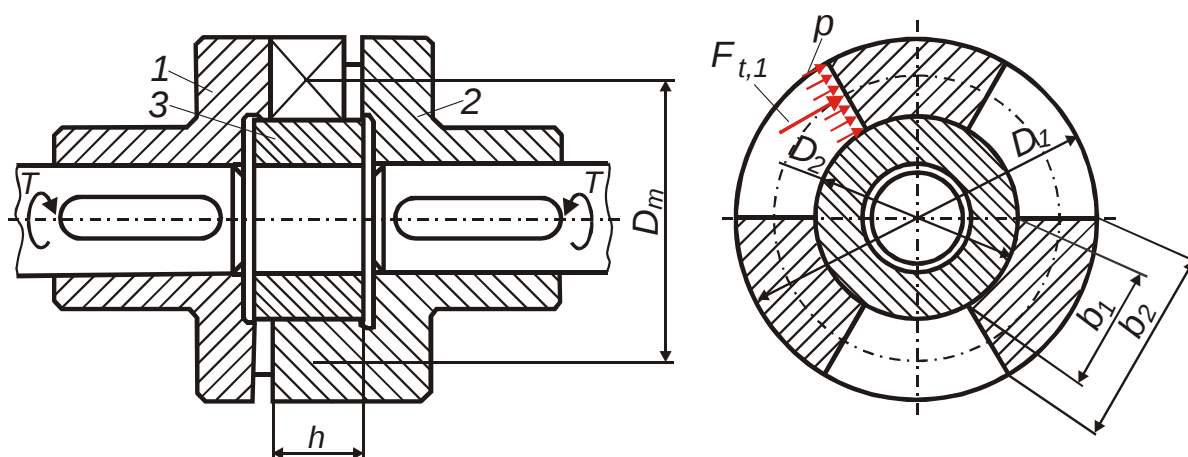
Чрез своите конструкции твърдите компенсиращи съединители осигуряват относителна подвижност между елементите си така, че да могат да компенсират някое от посочените отклонения. По такъв начин се гарантира нормална работа, като се елиминират допълнителните натоварвания на валове. Тъй като не съдържат еластични елементи, те не

допускат относително завъртане на свързаните валове. По тази причина те се определят и като твърди съединители.

7.3.2. Палцов компенсиращ съединител

► Конструкция

Предназначен е да компенсира осовото изместване Δa между свързаните валове, възникващо поради температурни деформации и по други причини. Конструкцията му е показана на фиг. 7.6. Състои се от два стоманени или чугунени диска 1 и 2, свързани с валове така, че да се предава въртящ момент между тях – чрез шпонкови, шлицеви или щифтови съединения. Втулката 3 изпълнява центровъчна функция, т.е. осигурява съосност между валове. Върху челните повърхнини на дисковете са изработени нечетен брой правостенни палци, така, че палците на единия диск да попадат в каналите на другия. Компенсирането на осовите измествания се постига за сметка на приплъзване на палците по страничните им повърхнини.



Фиг. 7.6. Палцов компенсиращ съединител

► Якостна проверка

Предаването на въртящ момент T се осъществява чрез страничните стени на палците, върху които възниква повърхностно налягане p . Равнодействащата му върху един палец е тангенциалната сила $F_{t,1}$, за която се приема, че действа по средния диаметър на палците $D_m = (D_1 + D_2)/2$ (виж фиг. 7.6). За силата $F_{t,1}$ следва:

$$F_{t,1} = \frac{2K.T}{z.D_m} \quad (7.9)$$

За повърхностното налягане p следва:

$$p = \frac{F_{t,1}}{h \cdot \left(\frac{D_1 - D_2}{2} \right)} = \frac{2KT}{z.D_m \cdot h \cdot \left(\frac{D_1 - D_2}{2} \right)} \leq [p] \quad (7.10)$$

Приема се $[p] = 25 \text{ MPa}$.

Палците условно се схематизират като конзолна греда, натоварена на огъване със сила $F_{t,1}$. Проверява се условието:

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_{oz}} = \frac{2K.T.h}{z.D_m.W_{oz}} \leq [\sigma_{oz}], \quad (7.11)$$

където съпротивителния момент на огъване на сечението се определя от:

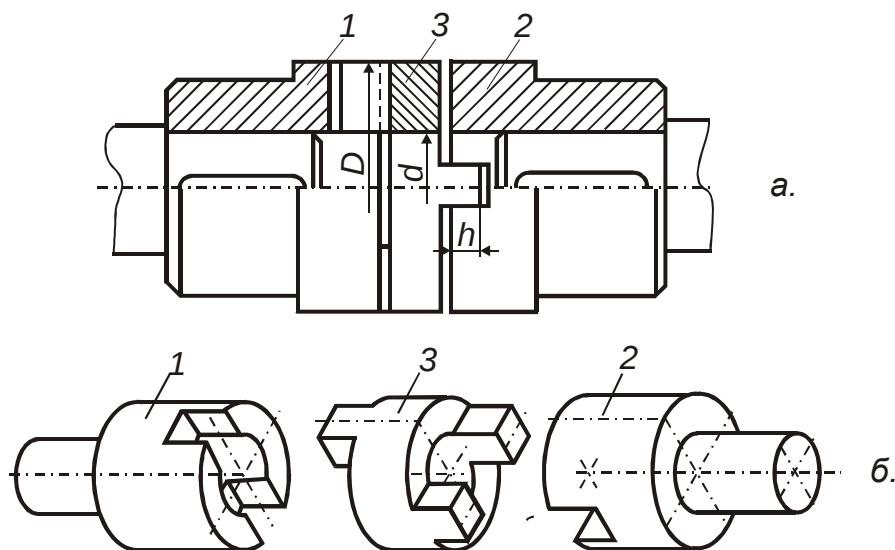
$$W_{oz} = \frac{1}{6} \left(\frac{D_1 - D_2}{2} \right) \left(\frac{b_1 + b_2}{2} \right)^2. \quad (7.12)$$

7.3.3. Съединител с кръстата кулиса (Олдхамов съединител)

► Конструкция

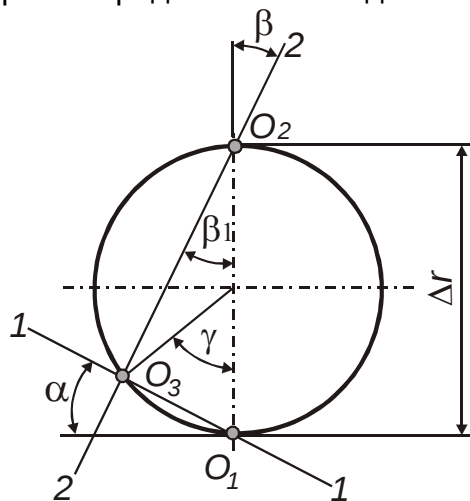
В сглобено състояние е показана на фиг. 7.7а, а основните елементи са показани на фиг. 7.7б. Състои се от дисковете 1 и 2, свързани с двата вала чрез шпонково или шлицево съединение, върху челата на които са изработени диаметрално противоположни правоъгълни канали. Между тях се намира кулисата 3, чиито правоъгълни издатъци влизат в съответните канали на дисковете. Работни са страничните стени на издатъците. Олдхамовият съединител компенсира радиални измествания $\Delta r \leq 0,04 D$ (фиг. 7.7а) за сметка на плъзгането между каналите и издатъците. Тъй като се предвиждат аксиални хлабини между елементите, съединителят може да

компенсира и малки осови измествания. Необходимо условие за правилната работа на съединителя е издатъците на кулисата да са взаимно перпендикулярни.

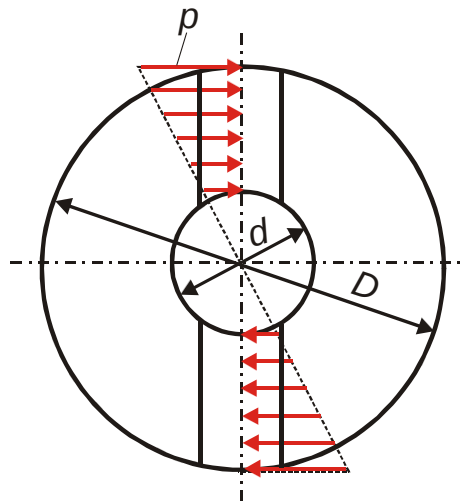


Фиг. 7.7. Съединител с кръстата кулиса

Поради ексцентрицитета между осите на свързаните валове, центърът на кулисата т. O_3 се движи по окръжност с диаметър Δr , определен от центровете на валовите – т. O_1 и т. O_2 (фиг. 7.8). Същевременно т. O_1 и т. O_2 лежат върху осите на каналите – съответно правите 1–1 и 2–2, перпендикулярни помежду си. Завъртането на валовите се определя от ъглите α и β , а на кулисата – от ъгъл γ . От фиг. 7.8 е очевидно, че $\alpha = \beta_1$ като периферни ъгли, $\beta = \beta_1$ като върхни, откъдето следва, че $\alpha = \beta$, респ. двата вала се въртят с еднакви ъглови скорости. Тъй като $\gamma = 2\beta_1$ (γ е централен ъгъл, а β_1 – периферен, които се измерват с една и съща дъга), то следва, че кулисата се върти с два пъти по-голяма ъглова скорост от тази на валовите. Планетното движение на кулисата води до центробежни сили, за намаляването на които се ограничават ъгловата скорост и радиалното изместване Δr , а за кулисата се препоръчва централен отвор от материал с по-малка масова плътност (например текстолит). Интензивното приплъзване на издатъците на кулисата по каналите резултира в износване на страничните стени на издатъците, което е характерна повреда за този съединител.



Фиг. 7.8. Разположение на центровете на дисковете и кулисата



Фиг. 7.9. Разпределение на налягането по направление на каналите

► Якостна проверка

Проверява се максималното налягане p с оглед на ограничаване на износването. Инженерната практика потвърждава трапецовиден закон за разпределение на налягането в сечение, определено от външен и вътрешен радиуси съответно $D/2$ и $d/2$, а в дълбочината на канала (по направление на размера h) то е равномерно (фиг. 7.9). Максималното повърхностно налягане трябва да удовлетворява условието:

$$p = \frac{6KTD}{h(D^3 - d^3)} \leq [p] \quad (7.13)$$

За стоманена и закалена кулиса $[p] = (15 \div 25) \text{ МПа}$, а за кулиса от текстолит $[p] = (7,5 \div 10) \text{ МПа}$.

7.3.4. Карданов съединител (Шарнир на Хук)

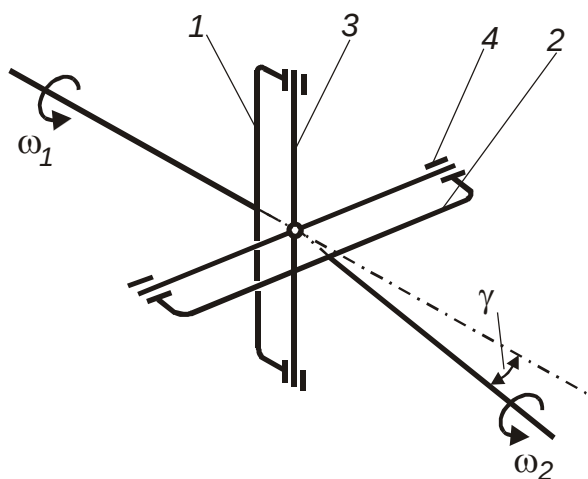
► Конструкция и приложение

Кардановият съединител може да предава въртящ момент между валове, чиито оси се пресичат под значителен ъгъл – до 45° , т.е. той компенсира ъгловото изместване $\Delta\alpha$. Конструктивната му схема е показана на фиг. 7.10. Краищата на свързаните валове са оформени във формата на вилки 1 и 2, а между тях се намират два шарнира с взаимно перпендикулярни оси (кръстачка) 3. Кръстачката 3 е лагерирувана чрез плъзгащи или търкалящи лагери 4 в ушите на вилките 1 и 2. Това позволява единият вал да заема наклонено положение спрямо другия. За правилната работа на кардановия съединител е необходимо да бъдат изпълнени условията:

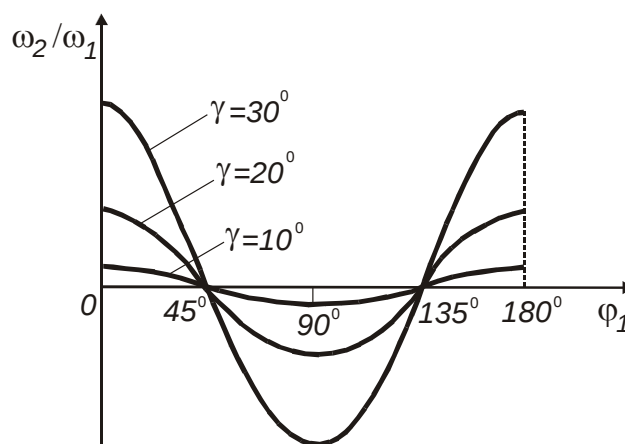
- Оста на всеки от шарнирите да е перпендикулярна на оста на вала, с който е свързан;
- Осите на шарнирите и на валовете да се пресичат в една точка.

При $\gamma > 45^\circ$ съединителят е неефективен поради възможност за заклиняване на елементите.

Кардановите съединители най-широко се използват в транспортната техника – за предаване на въртящ момент между валовете на скоростната кутия и задния мост на автомобили и трактори. Те намират приложение и в машиностроенето за задвижване на разместени валове – шпинделите на многошпинделните машини, селскостопански, минни и др. съоръжения.



Фиг. 7.10. Схема на карданов съединител



Фиг. 7.11. Изменение на отношението ω_2 / ω_1 в зависимост от ъгъл γ

► Кинематични особености

Показаният на фиг. 7.10 съединител се характеризира с несинхронно въртене на свързаните валове – ако задвижващият вал се върти с постоянна ъглова скорост, т.е. $\omega_1 = \text{const}$, то задвижвания вал се върти с периодично променлива ъглова скорост ω_2 . Ако двата вала се пресичат под ъгъл γ , то текущите стойности на ъглите на завъртане на двата вала φ_1 и φ_2 са свързани чрез зависимостта:

$$\frac{\text{tg } \varphi_1}{\text{tg } \varphi_2} = \cos \gamma \quad (7.14)$$

Във всеки момент отношението на ъгловите скорости ω_1 и ω_2 на двата вала се подчинява на следната периодична зависимост:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \varphi_1} \quad (7.15)$$

Ъгловата скорост на задвижвания вал ω_2 достига максимална стойност, когато $\varphi_1 = k\pi$, ($k = 0, 1, 2, \dots$), респ. когато вилката на задвижващия вал лежи в равнината, определена от осите на двата пресичащи се вала. От (7.15) за ω_2 непосредствено следва:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma} \Rightarrow \omega_2 = \omega_{2,\max} = \omega_1 \frac{1}{\cos \gamma} \quad (7.16)$$

Когато задвижващият вал се завъртял на ъгъл $\varphi_1 = (2k + 1)\frac{\pi}{2}$, ($k = 0, 1, 2, \dots$), респ. вилката на задвижващия вал е перпендикулярна на равнината, определена от осите на двата вала, то в съответствие с (7.15) ъгловата скорост на задвижвания вал ω_2 получава минимална стойност:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \gamma \Rightarrow \omega_2 = \omega_{2,\min} = \omega_1 \cos \gamma \quad (7.17)$$

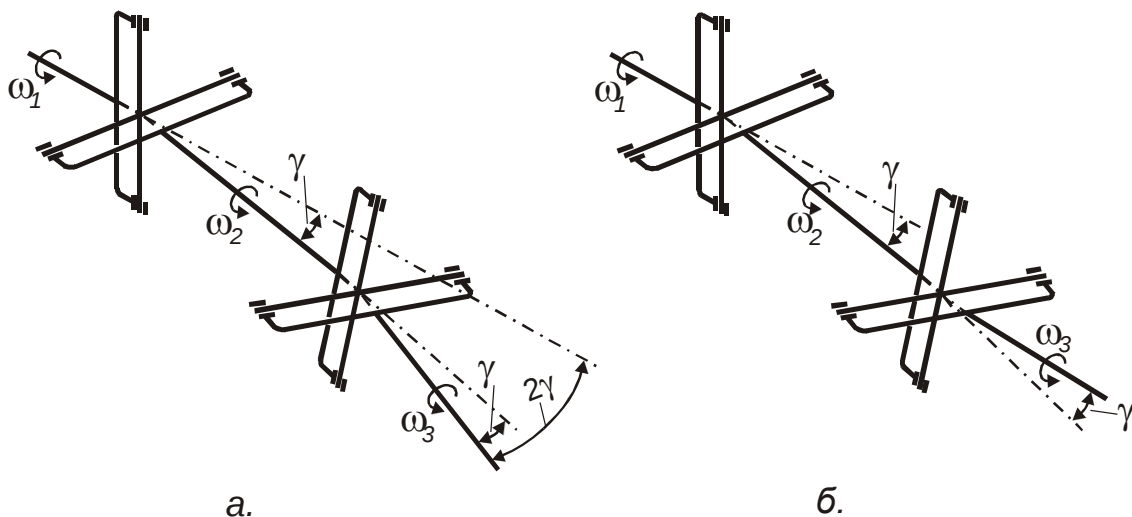
Изменението на отношението ω_2 / ω_1 , в зависимост от ъгъла на завъртане на задвижващия вал φ_1 за различни стойности на γ е показано на фиг. 7.11. Очевидно, неравномерността във въртенето на двата вала значително нараства с нарастване на ъгъл γ .

За количествена оценка на несинхронността се въвежда степента на неравномерност δ . Тя е толкова по-голяма, колкото γ е по-голям ъгъл:

$$\delta = \frac{\omega_{2,\max} - \omega_{2,\min}}{\omega_1} = \sin \gamma \cdot \text{tg } \gamma \quad (7.18)$$

► Синхронизиране на движението

Периодичното изменение на ъгловата скорост на задвижвания (водимия) вал води до периодично изменение и на въртящия момент на цялата масова система, свързана с него. Това предизвиква значителни динамични натоварвания, поради което се поставя въпроса: Как може да се постигне синхронност във въртенето на двата вала?



Фиг. 7.12. Схеми за синхронизиране на движението

Изхождайки от периодичния характер на изменение на ъгловата скорост ω_2 , се използва втори карданов съединител и междинен вал по такъв начин, че периодичността на втория съединител да синхронизира ъгловите скорости на първия и третия вал, респ. ω_1 и ω_3 (фиг. 7.12а и б). За постигане на синхронност е необходимо да бъдат изпълнени следните условия:

- 1). Осите на трите вала трябва да лежат в една равнина;
- 2). Ъгълът между първия и втория валове и ъгълът между втория и третия валове (виж фиг. 7.12), трябва да бъдат равни;
- 3). Двете вилки, монтирани върху краищата на междинния вал, трябва да лежат строго в една равнина, т.е. да не са дефазирани.

По такъв начин може да се постигне синхронно въртене между валове, пресиращи се под ъгъл 2γ (фиг. 7.12а) или успоредни валове (фиг. 7.12б).

Ако инженерната задача изисква периодичен закон на изменение на параметрите на движението, се използва задвижване с един карданов съединител.

► Якостна проверка

Основните елементи са подложени на променливи напрежения, поради което се изработват от стомани с висока якост – легирани с хром, никел или лагерни. Работните им повърхности при отговорни случаи се закаляват до твърдост $HRC = 58 \div 64$.

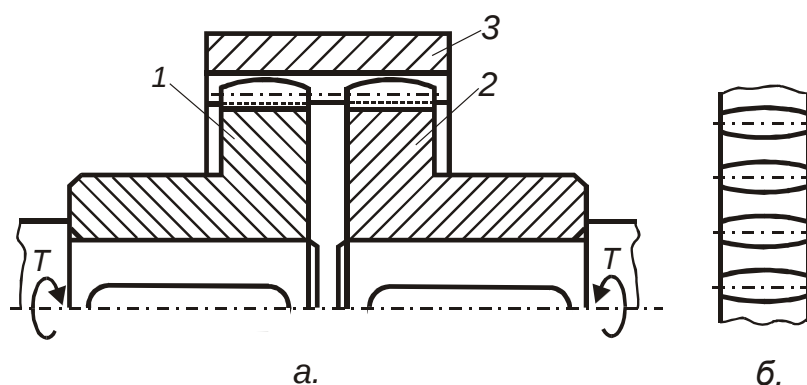
Вилките и кръстачките се проверяват на статична якост и на динамична якост (срещу разрушаване от умора). В зависимост от конкретната конструкция, шарнирите се проверяват като плъзгащи или търкалящи лагери, като се отчита обстоятелството, че не се завъртат на пълен оборот.

7.3.5. Зъбен съединител

► Конструкция

Зъбният съединител се състои от две зъбни колела 1 и 2, неподвижно свързани с краищата на двата вала – чрез шпонково, щлицево или др. съединение (фиг. 7.13а). Те са зацепени с изработени върху втулката 3 вътрешно нарязани зъби. Броят на зъбите в елементи 1, 2 и 3 е еднакъв.

Зъбните съединители могат да компенсират всички видове неточности. За обезпечаване на компенсиращите свойства на зъбния съединител елементите му са изработени, както следва:



а.
Фиг. 7.13. Зъбен съединител

- Външната повърхнина на зъбните колела 1 и 2 има сферична форма;
- Зъбите на зъбните колела 1 и 2 имат бъчвообразна форма по дължина (фиг. 7.13б);
- Предвиждат се подходящи осови и радиални хлабини в зацепването.

В зависимост от предвидените хлабини, зъбните съединители могат да компенсират отклонения между валове в следните граници: $\Delta a = (2 \div 10) \text{ mm}$, $\Delta r = (1 \div 5) \text{ mm}$ и $\Delta \alpha \leq 1^\circ$.

Предимства на тези съединители е голямата товароносимост при относително голяма компактность. Основните им размери са стандартизирани по БДС3268 – 86 [10]. Намират широко приложение – в общото машиностроене, в товароподемните машини, в металургията и др.

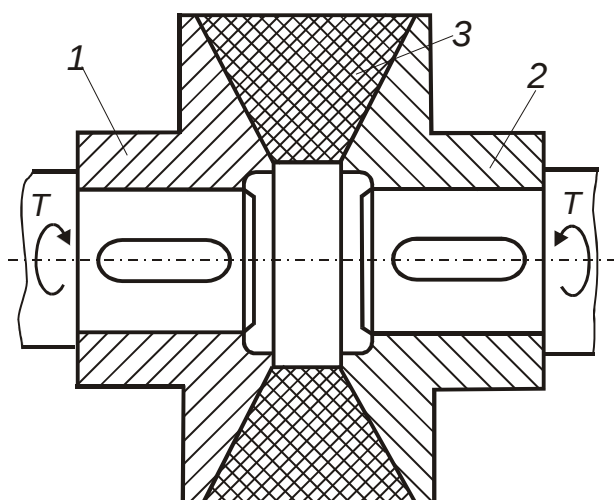
► Якостна проверка

Изборът на даден съединител се определя от максималния въртящ момент. Тъй като основна повреда е износването на зъбите, се проверява повърхностното налягане между тях. Допуска се, че същото е равномерно разпределено.

7.4. Еластични съединители

7.4.1. Общи сведения

Еластичните съединители принадлежат към групата на неуправляемите съединители. Всеки еластичен съединител съдържа водеща 1 и водима 2 части със значителна коравина и вложен между тях еластичен елемент 3, т.е. елемент, позволяващ значителни деформации (фиг. 7.14). По такъв начин се създава възможност за относително по-голямо завъртане между валове, отколкото ако няма еластичен елемент. Такава връзка се нарича еластична, и следователно еластичните съединители притежават ценното свойство да омекотяват ударните натоварвания. Предвид възможността еластичните елементи да поемат значителни деформации в различни направления, еластичните съединители могат да компенсират различни отклонения във взаимното разположение на свързаните валове.



Фиг. 7.14. Схема на еластичен съединител

Еластичните елементи са два вида – метални и неметални (от гума) (фиг. 7.15).

Металните елементи се изработват като винтови (фиг. 7.15а), плоски (фиг. 7.15в), змиевидни (фиг. 7.15б) и др. пружини. Неметалните еластични елементи имат различна форма – на тампони, сферична, тороидална и др. (фиг. 7.15г, д, е, ж, з).

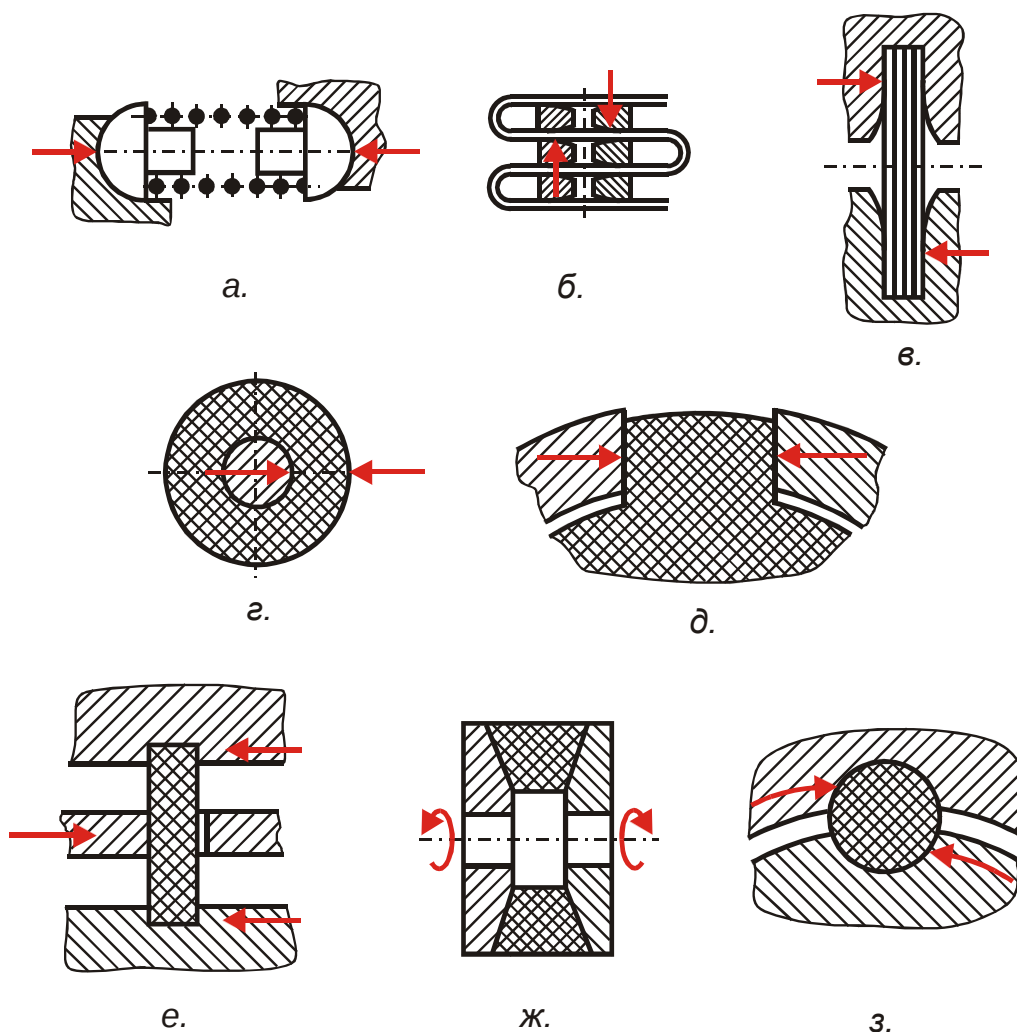
В зависимост от характера на натоварване, еластичните елементи могат да бъдат:

- Съединители, съдържащи елементи, натоварени предимно на усукване (фиг. 7.15ж);
- Съединители, съдържащи елементи, натоварени предимно на огъване (фиг. 7.15б, в, е);
- Съединители съдържащи елементи, натоварени предимно на срязване (фиг. 7.15г, д, з).

Еластичните свойства на съединителите се оценяват чрез неговата коравина c :

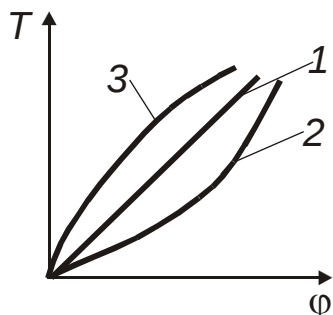
$$c = \frac{dT}{d\varphi}, N.m / rad, \quad (7.19)$$

където dT е изменението на въртящия момент, а $d\varphi$ е относителното завъртане между водещата и водима части.

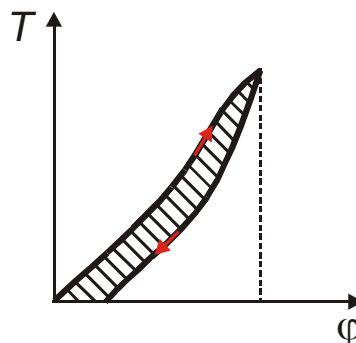


Фиг. 7.15. Видове еластични елементи

Зависимостта между въртящия момент T и съответстващия му ъгъл на относително завъртане φ за даден съединител е неговата характеристика. Тя може да бъде линейна (фиг. 7.16, крива 1) или нелинейна – съответно прогресивна (фиг. 7.16, крива 2) или регресивна (фиг. 7.16, крива 3). Линейни характеристики имат съединителите с метални еластични съединители, а нелинейни – с неметални еластични елементи.



Фиг. 7.16. Видове характеристики на еластичните съединители



Фиг. 7.17. Характеристика на съединител с демпфираща способност

Както при пружините, $c = \text{const}$ при линейна характеристика и променлива – при нелинейна характеристика.

При реализиране на един пълен цикъл – натоварване и разтоварване, се различават следните два случая:

- Натоварващата и разтоварващата криви съвпадат В този случай цялата работа, вложена за деформиране на еластичните елементи, се е превърнала изцяло в потенциална енергия на деформациите на еластичните елементи. Тя се възвръща изцяло без загуби при разтоварване. Наблюдава се при съединители с метални еластични елементи, за които почти няма загуби от външно триене;

- Кривите при натоварване и разтоварване не съвпадат (фиг. 7.17) Площта, затворена между натоварващата и разтоварващата криви съответства на загубите от вътрешно триене в еластичните елементи. Наблюдава се при еластични елементи от гума, за която е характерно вътрешното триене. Съединители с такива характеристики имат гасяща (демпфираща) способност, т.е. еластичните елементи поглъщат енергията на усукващите трептения, като я превръщат необратимо в топлина.

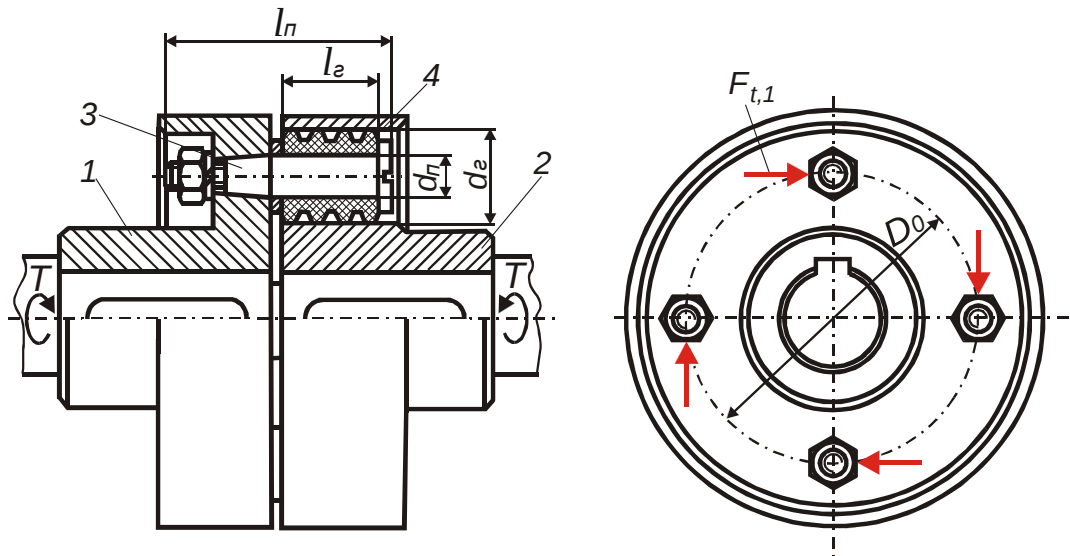
7.4.2. Еластичен съединител с палци и гумени пръстени

► Конструкция

Показана е на фиг. 7.18. Дисквете 1 и 2 са свързани с двата вала чрез шпонкови съединения, а помежду си – чрез палците 3, върху които са поставени гумените втулки 4. Палците са затегнати към диск 1 чрез конусна повърхнина и гайки. Конструкцията и размерите на еластичните съединители с палци и гумени пръстени са определени по БДС 2441–86. Изборът на съединител се базира на максималния въртящ момент, който се посочва в стандарта [10].

Този вид съединители имат неудовлетворителни компенсиращи способности. При наличие на несъосност между валовете, натоварването между палците е неравномерно, което води до неравномерно износване на гумените пръстени и радиални натоварвания, които допълнително огъват валовете и натоварват лагерите. В дей-

ствителност винаги се проявява негативния ефект от неравномерно натоварване на палците поради разсейването на размерите и неточности от монтаж. Независимо от това, еластичните съединители са широко разпространени – по-скоро в резултат от относително простата му конструкция и наложилата се в практиката традиция.



Фиг. 7.18. Еластичен съединител с палци и гумени пръстени

Съществуват три модификации на еластичния елемент: цилиндрична втулка, гребенчатата втулка и гумени пръстени с трапецовиден профил, които в сглобено състояние върху палците добиват контура на гребенчатата втулка. Както може да се очаква, характеристиките на съединителите при различните еластични елементи биха били различни, като по този начин могат да се дирижират и радиалните, осовите и ъглови коравини.

► Якостна проверка

Отказите при този тип съединители се дължат на счупване на палците, смачкване и износване на еластичните елементи, което определя съответните якостни проверки. Палците се схематизират като конзолна греда, натоварена в края с тангенциална сила $F_{t,1}$ от предавания въртящ момент (фиг. 7.18):

$$F_{t,1} = \frac{2K.T}{z D_0}, \quad (7.20)$$

където D_0 е диаметърът на окръжността, по която са разположени z на брой палци.

За напрежението на огъване в палеца следва:

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_{oz}} = \frac{32 F_{t,1} l_{II}}{\pi d_{II}^3} \leq [\sigma_{oz}] \quad (7.21)$$

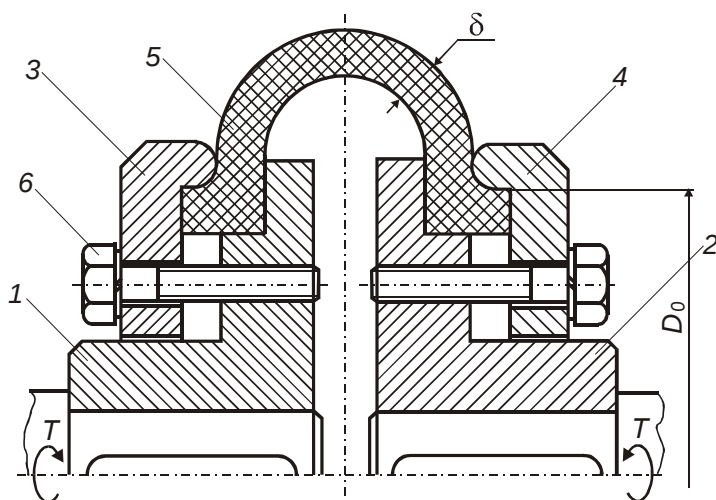
Палците се изработват от качествени въглеродни стомани, за които $[\sigma_{oz}] = (100 \div 150) \text{ MPa}$.

Гумените еластични елементи се проверяват на смачкване от действието на периферната сила $F_{t,1}$:

$$\sigma_{cm} = \frac{F_{t,1}}{d_{II} l_e} \leq [\sigma_{cm}] \quad (7.22)$$

7.4.3. Съединител с торообразен еластичен елемент (тип Перифлекс)

► Конструкция



Фиг. 7.19. Съединител тип „Перифлекс“

Състои се от дисковете 1 и 2, свързани с двата вала чрез шпонкови съединения (фиг. 7.19). Към тях е притиснат торообразния еластичен елемент 5 съответно чрез фланците 3, 4 и болтовете 6.

Предимства на този съединител са универсалните компенсиращи свойства и възможността да пренася значителни по големина въртящи моменти. Последното се гарантира от подходяща армировка на еластичния елемент, която е разположена така, че да поема опъновите работни напрежения.

► Якостна проверка

Независимо, че съединителят е стандартизиран, еластичния елемент условно се проверява на срязване в мястото на притискане по условието:

$$\tau_{cp} = \frac{2 T_{max}}{D_0^2 \pi \delta} \leq [\tau_{cp}], \quad (7.23)$$

където δ и D_0 съответстват на показаните на фиг. 7.19.

7.5. Управляеми съединители

7.5.1. Изисквания към управляемите съединители

При управляемите съединители съществува система за управление, чрез която силовата и кинематична връзка между валове може дирижирано да се изключва или възстановява. По отношение на системите за управление съществува голямо разнообразие – те мога да бъдат механични, хидравлични, пневматични, електрически или комбинирани. Те не са обект на този курс.

Наличието на система за управление повишава степента на сложност на съединителите, но в някои случаи са задължителни при експлоатацията на механичните задвижвания (в автомобили, металопреработващи машини и др.).

За нормалната експлоатация на тези съединители, те трябва да удовлетворяват следните изисквания:

- Да осигуряват плавно включване (без удари);
- Да осигуряват бързо и надеждно съединяване и разединяване;
- Да се гарантира пълно прекъсване на елементите при изключен съединител;
- Относително просто устройство за регулиране и управление;
- Съосност на валове, тъй като се допуска само осова подвижност.

Изключването е възможно във всеки момент, а включването – при покой или малки скорости ($v \leq (0,7 \div 0,8) \text{ m/s}$).

В инженерната практика най-често се срещат палцовите съединители за синхронно включване и триещите управляеми съединители.

7.5.2. Палцов съединител за синхронно включване

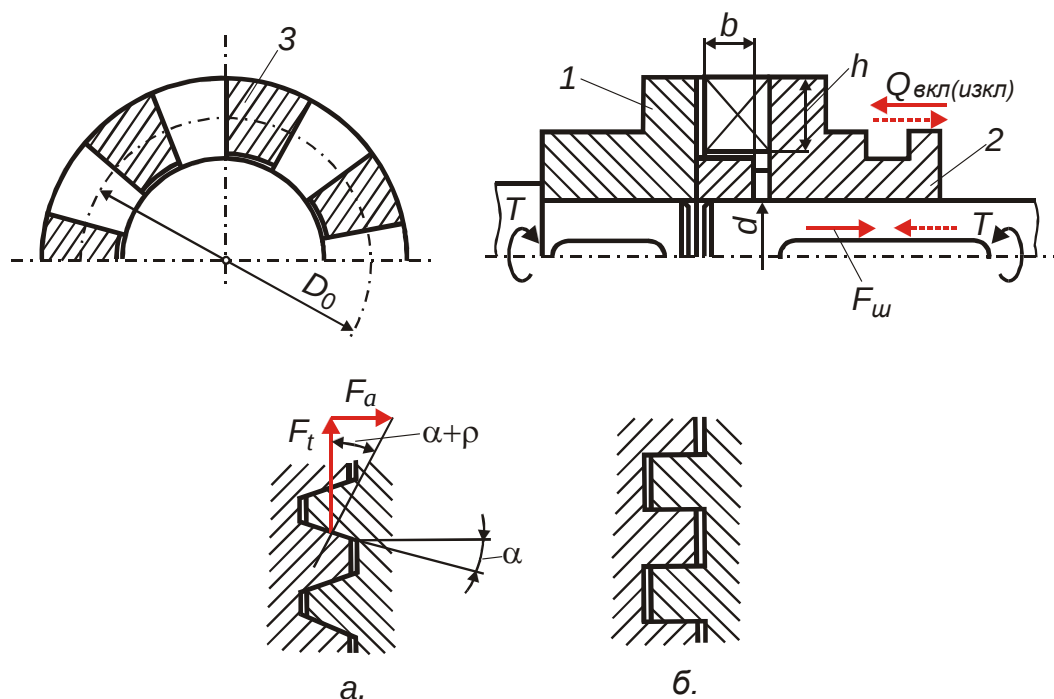
► Конструкция

Показана е на фиг. 7.20. Състои се от дискове 1 и 2, свързани с двата вала чрез шпонкови съединения. Предаването на въртящия момент се осъществява чрез страничните работни повърхнини на палците 3, разположени върху челните повърхнини на дискове 1 и 2. Включването, респ. изключването на съединителя се гарантира от осовата подвижност на единия от дисковете (в случая диск 2). Ако има значителна разлика в ъгловите скорости на двата вала, при включване съществува опасност от счупване на палците поради ударното натоварване. По тази причина тези съединители се включват без товар при близки ъглови скорости на валовете (ако е налице синхронно въртене) или при покой. Изключването се осъществява по всяко време.

Палците (зъбите) се срещат предимно в две модификации – с трапецовиден профил (фиг. 7.20а) или с правоъгълен профил (фиг. 7.20б). Броят им варира от $z = 4 \div 60$ и зависи от големината на предавания въртящ момент.

Правоъгълните палци предполагат по-трудно включване, поради което се използват при тежки натоварвания и ръчно задвижване. Тяхно предимство е, че не е необходима осова сила за притискане.

Поради облекчените условия при включване, палците с трапецовиден профил се прилагат при по-големи въртящи моменти и по-голяма разлика в ъгловите скорости на валовете. Профилният ъгъл варира в диапазона $\alpha = (3 \div 10)^\circ$.



Фиг. 7.20. Палцов съединител за синхронно включване

► Определяне на силите за включване и изключване

При трапецовидни палци силата, необходима за включване $Q_{вкл}$ трябва да уравни осовата сила F_a и силата от триене в шпонката $F_{ш}$, т.е. от проекционното условие за равновесие следва:

$$Q_{вкл} = F_a + F_{ш} \quad (7.24)$$

За силите F_a и F_u следва:

$$F_a = F_t \operatorname{tg}(\alpha + \rho); \quad F_u = \frac{2 T_{изч}}{d} \mu, \quad (7.25)$$

където ρ е ъгълът на триене, μ е коефициентът на триене между шпонката и диск 2.

След изразяване на периферната сила $F_t = \frac{2 T_{изч}}{D_0}$ и заместване в (7.24) за

силата на включване $Q_{вкл}$ окончателно се получава:

$$Q_{вкл} = \frac{2 T_{изч}}{D_0} \left[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu \frac{D_0}{d} \right] \quad (7.26)$$

При изключване на съединителя от условието за равновесие следва:

$$Q_{изкл} = F_u - F_a, \quad (7.27)$$

където разликата е в осовата сила F_a поради сменения знак пред ъгъла на триене, т.е. $F_a = F_t \operatorname{tg}(\alpha - \rho)$. След заместване в (7.27) за силата, необходима за изключване $Q_{изкл}$ се получава:

$$Q_{изкл} = \frac{2 T_{изч}}{D_0} \left[\mu \frac{D_0}{d} - \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \right] \quad (7.28)$$

Очевидно силата $Q_{изкл}$ е по-малка от $Q_{вкл}$, като с намаляване на ъгъла на профила α системата за включване и изключване ще бъде по-малко натоварена. При правоъгълни палци компонентата F_a се нулира.

► Якостна проверка

При работа върху всеки палец действа повърхностно налягане p , което се проверява с оглед на допустимост на износването:

$$p = \frac{2 K T}{\psi D_0 z h b} \leq [p], \quad (7.29)$$

където $\psi = 0,7 \div 0,8$ е коефициент, отчитащ неравномерното натоварване на палците, а другите параметри съответстват на означените на фиг. 7.20.

Прието е палците да се проверяват и на огъване по условието:

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_{oz}} = \frac{\frac{2 K T}{D_0 z} b}{W_{oz}} \leq [\sigma_{oz}], \quad (7.30)$$

където W_{oz} е съпротивителния момент на огъване, който се приема както за правоъгълно сечение с размери $b \times h$.

7.5.3. Триещи съединители

► Общи сведения

Триещите съединители предават въртящ момент между два вала или вал и вграден в съединителя елемент (зъбно колело, ремъчна шайба и др.) чрез притискане на триещи повърхнини, т.е. чрез сили на триене. Притискането и разделянето на триещите повърхнини се осъществява чрез системи за управление, които според

принципа им на действие могат да бъдат механични, пневматични, хидравлични, електрически и др. В зависимост от формата на триещите повърхнини, триещите съединители могат да бъдат:

- Дискови Работни са челните повърхнини на дисковете;
- Конусни Работни са външна и вътрешна конусни повърхнини;
- Барабанни Работни са външна и вътрешна цилиндрични повърхнини.

В зависимост от условията на триене, съединителите могат да работят при сухо триене или в условията на мазане.

В сравнение с другите управляеми съединители триещите съединители имат следните безспорни предимства:

- Включването и изключването са възможни при произволна разлика в ъгловите скорости;
- Тъй като ускоряването на водимата част е за сметка и на приплъзването между триещите повърхнини, същото става плавно, без удари;
- При претоварване триещите повърхнини приплъзват, като по този начин гарантират предпазната функция на съединителя;
- Може да се регулира големината на силите на триене, а оттам и големината на предавания от съединителя въртящ момент.

► *Материали за триещи повърхнини*

Тъй като целта е да се постигнат по-големи сили на триене при равни други условия, за триещи съединители се използват т.н. *фрикционни двойки материали*. Фрикционните двойки материали се характеризират с висок коефициент на триене и висока изнosoустойчивост. Допълнителни изисквания са добре да се сработват и да имат висока топлопроводимост.

Използват се следните двойки материали:

- Закалена стомана по закалена стомана Имат по-малък коефициент на триене, но позволяват големи повърхностни налягания, което рефлектира в относително по-малките размери на триещите повърхнини. Поради голямата им изнosoустойчивост, са подходящи при високи скорости и въртящи моменти. Техен недостатък е незадоволителното сработване, което изисква възможност на конструкцията за компенсиране на отклоненията във геометричната форма;

- Чугун (или стомана) по чугун Предимства са относително високият коефициент на триене и изнosoустойчивост, както и липса на склонност към задиране. Могат да работят при сухо триене и с мазане;

- Стомана (или чугун) по композиция на азбестова основа (феродо) Работят в условията на сухо триене, имат висок коефициент на триене и добра изнosoустойчивост при добро сработване. Поради незадоволителната топлопроводимост не се препоръчват чести включвания;

- Минералокерамика по минералокерамика Това е съвременната фрикционна двойка материали поради високия коефициент на триене, висока изнosoустойчивост и топлоустойчивост. Препоръчват се при тежки условия на работа;

- Стомана (чугун) по импрегнирана дървесина или каучук Предимства са високият коефициент на триене, доброто сработване и ниската себестойност, а недостатъци са ниските изнosoустойчивост и топлопроводимост.

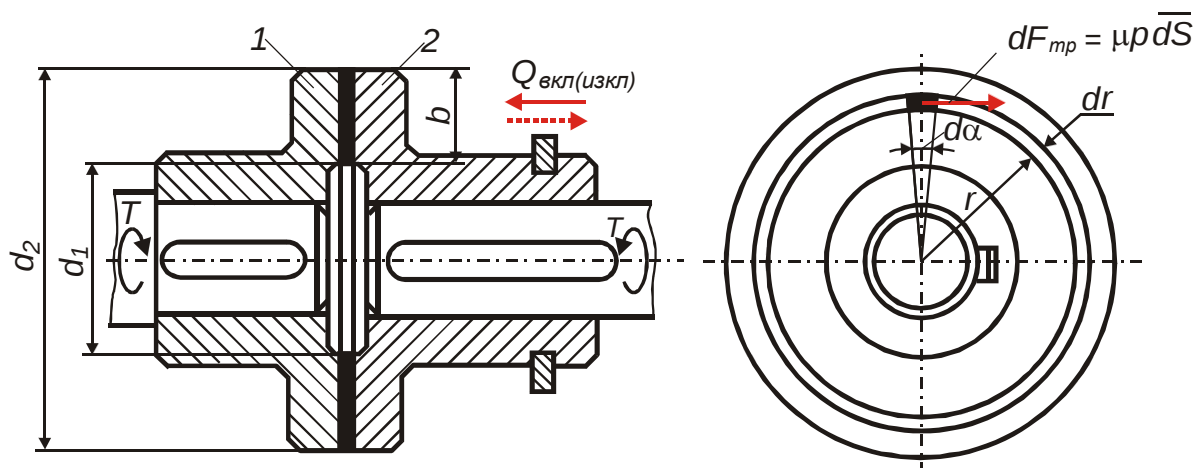
В табл. 7.1 са показани стойностите на коефициентите на триене за различните двойки фрикционни материали.

Двойки фрикционни материали	Коефициент на триене μ	
	сухо триене	в масло
Закалена стомана по закалена стомана	-	0,06 – 0,08
Стомана (чугун) по чугун	0,1 – 0,3	0,05 – 0,1
Стомана (чугун) по феродо	0,25 – 0,4	-
Стомана (чугун) по импрегнирана дървесина	0,25 – 0,35	0,1 – 0,15
Стомана по текстолит	0,15 – 0,2	0,1 – 0,12
Стомана по гума	0,45 – 0,8	-
Минералокерамика по минералокерамика	0,3 – 0,6	0,15 – 0,25

► Еднодисков триещ съединител

• Конструкция

Основни елементи са дисковете 1 и 2, свързани с двата вала (фиг. 7.21). По челната повърхнина на единия е залепен или занитен фрикционен материал, така, че контактната повърхнина има пръстеновидна форма, определена от външен диаметър d_2 и вътрешен диаметър d_1 .



Фиг. 7.21. Еднодисков триещ съединител

• Определяне на триещия момент

Триещият момент, пренасян от съединителя се определя при условие, че повърхностното налягане p е постоянно и трябва да удовлетворява условието за допустимост на износването:

$$p = \frac{Q}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \leq [p] \quad (7.31)$$

Разглежда се елементарна пръстеновидна триеща повърхнина $dS = 2\pi r \cdot dr$. Върху нея действат еднакви елементарни сили на триене $dF_{mp} = \mu \cdot p \cdot dS = \mu \cdot p \cdot r \cdot d\alpha \cdot dr$, действащи върху елементарна контактна площадка dS . dS се определя от елементарен централен ъгъл $d\alpha$ и радиално нарастване dr . Елементарният момент на силите на триене, съответстващ на елементарната пръстеновидна повърхнина, респ. на елементарните сили на триене dF_{mp} е:

$$dT_{mp} = \int r \cdot dF_{mp} = r \cdot \mu \cdot p \int dS = r \cdot \mu \cdot p \cdot dS = 2\pi \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \quad (7.32)$$

За целия триещ момент, който съединителят може да предаде следва:

$$T_{mp} = \int dT_{mp} = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi\mu.p.r^2 dr = 2\pi\mu.p \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \quad (7.33)$$

Като се отчете зависимост (7.31) за T_{mp} окончателно следва:

$$T_{mp} = \mu.Q \cdot \frac{2}{3} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} = \mu.Q.r_{mp} \quad (7.34)$$

Величината $r_{mp} = \frac{2}{3} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$ се нарича приведен радиус на триенето.

С достатъчна точност може да се приеме $r_{mp} \approx \frac{r_1 + r_2}{2} = r_{cp}$, и следователно $T_{mp} \approx \mu.Q.r_{cp}$. За постигане на по-равномерно разпределение на налягането се препоръчва отношението $r_2 / r_1 = 1,5 \div 2$. При изчисляване на параметрите на триещите съединители се използва относителната величина $\psi = b / d_{cp} = \frac{1}{3} \div \frac{1}{9}$ (фиг. 7.21). Тъй като размерите на дисковете са ограничени от условие (7.31), в случаи на големи моменти се използват многодискови триещи съединители.

► Многодисков триещ съединител

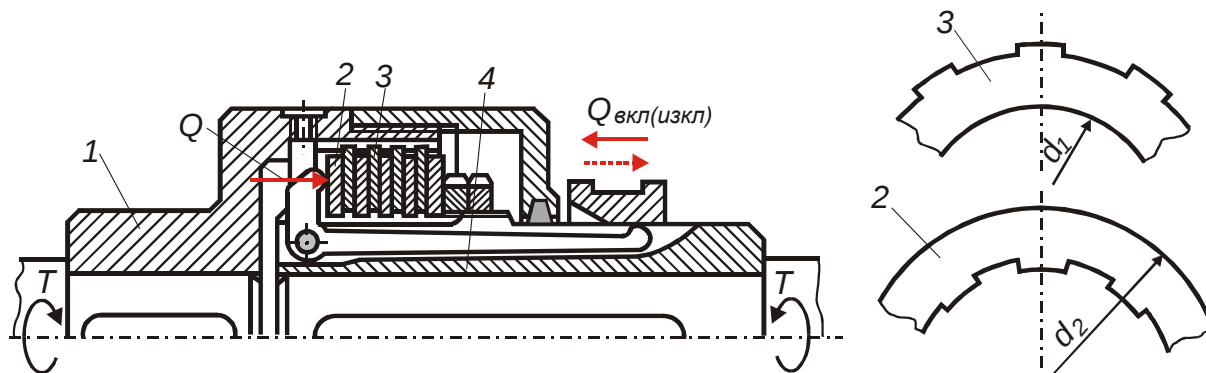
• Конструкция

На фиг. 7.22 е показан многодисков триещ съединител с механична система за управление (от лостов тип). Елементи 1 и 4 са свързани съответно с водещия и водимия валове чрез шпонкови съединения. От елемент 1 въртящият момент се предава на водещите дискове 3, а от водимите дискове 2 – на елемент 4. Връзката между тях е чрез шлицеви съединения (фиг. 7.22). При задействане на лостовата система двете групи дискове се притискат от нормална сила Q , разпределена между z на брой двойки пръстеновидни триещи повърхнини.

• Определяне на триещия момент

Предаваният от съединителя триещ момент ще бъде:

$$T_{mp} = \mu.Q.z.r_{mp} \quad (7.35)$$



Фиг. 7.22. Многодисков триещ съединител

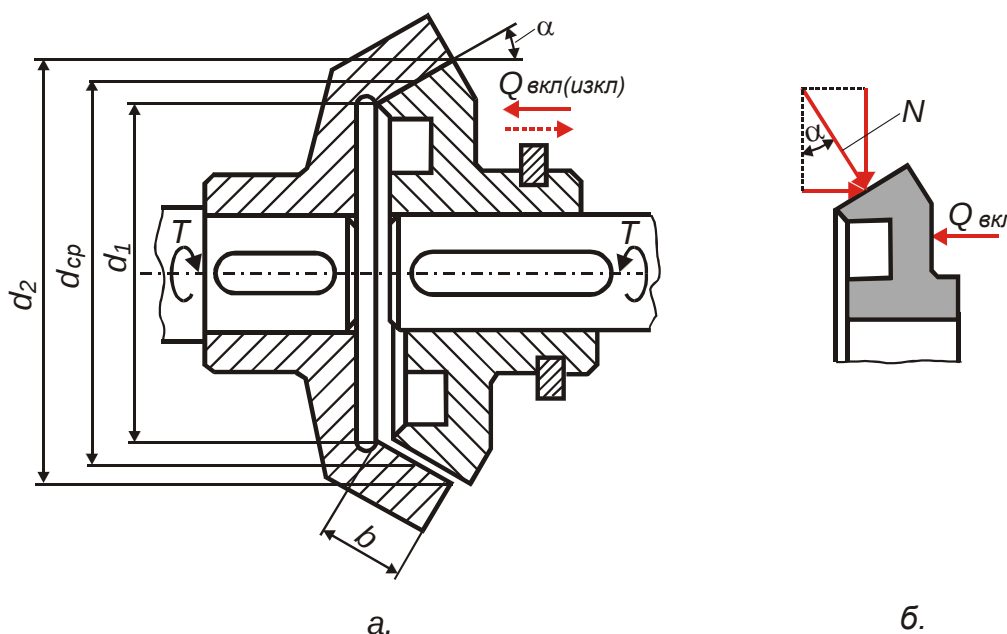
Проверката за настъпване на недопустимо бързо износване и срещу задиране се свежда до условието:

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot z (r_2^2 - r_1^2)} \leq [p] \quad (7.36)$$

► Конусен триещ съединител

• Конструкция

Триещите повърхнини имат форма на пресечени конуси, определени от диаметри d_1 и d_2 и ъгъл на наклона α (фиг. 7.23а). Обикновено ъгъл α е в диапазона $\alpha = 8^\circ \div 15^\circ$, т.е. гарантира се условието срещу самозаклинване $\alpha \geq \rho = \arctan \mu$. По-малки стойности се препоръчват при триене на метал по метал ($\alpha = 8^\circ \div 10^\circ$), а по-големите – в случай на триене на метал по композиция на азбестова основа ($\alpha = 11^\circ \div 15^\circ$). Относително малкият ъгъл α води до по-малка аксиална компонента на нормалната сила N (фиг. 7.23б), а оттам – до няколко пъти по-малка необходима сила за включване $Q_{\text{вкл}}$ в сравнение с дисковите съединители (за един и същ триещ момент).



Фиг. 7.23. Конусен триещ съединител

• Определяне на триещия момент

Включването е възможно както при покой, така и при относително въртене на конусните повърхнини. В случай на покой, елементарните сили на триене са насочени по направление на образуващите на конусите, а във втория – те са допирателни към конусната повърхнина и перпендикулярни на образуващите му. Доказва се, че триещият момент, който съединителят може да предаде, когато се включва в движение, е по-голям от триещият момент, когато се включва в покой [1]. Затова за изчисленията интерес представлява триещият момент, когато съединителят се включва при относително въртене на конусите. Приема се, че контактното налягане е равномерно разпределено, т.е. $p = \text{const}$. То трябва да удовлетворява условието:

$$p = \frac{4Q_{\text{вкл}}}{\pi(d_2^2 - d_1^2)} \leq [p] \quad (7.37)$$

Триещият момент, пренасян от съединителя е:

$$T_{mp} = \mu \cdot Q \cdot \frac{r_{mp}}{\sin \alpha} = K \cdot T, \quad (7.38)$$

където $r_{mp} = \frac{2r_2^3 - r_1^3}{3r_2^2 - r_1^2}$ е приведенят радиус на триенето.

За избягване на необходимостта от постоянно действаща сила на включване, се използват конусни съединители с две конусни повърхнини, но с противоположен наклон. За такъв съединител е необходимо изчисленията да се проведат, като се отчетат две двойки триещи повърхнини ($z = 2$).

7.6. Самодействащи (автоматични) съединители

7.6.1. Видове самодействащи съединители

Основна тяхна характеристика е възможността за самоуправление, т.е. автоматично включване или изключване при изменение на определена механична величина. В зависимост от вида ѝ автоматичните съединители се разделят на следните групи:

- Предпазни Тези съединители са самоуправляеми по отношение на предавания въртящ момент;
- Центробежни Те включват или изключват при достигане на определена ъглова скорост;
- Съединители със свободен ход (изпреварващи съединители) Предават въртящ момент само в определена посока.

7.6.2. Предпазни съединители

► *Обща характеристика*

Както показва наименованието им, основната им функция е да предпазват елементите на задвижването от претоварване. Когато въртящият момент достигне определена стойност, връзката между валове се прекъсва. Наличието на предпазни съединители в механичните задвижвания позволява да се приемат по-малки стойности на коефициентите на сигурност, респ. по-прецизен разчет на максималното натоварване на елементите на задвижването.

Предпазните съединители трябва да удовлетворяват следните изисквания:

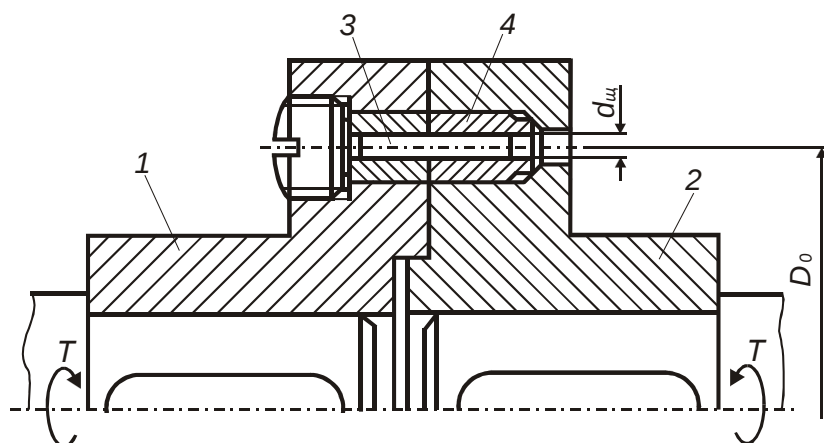
- Да гарантират определена точност на задействане, т.е. кинематичната верига да се прекъсва при един и същи въртящ момент;
- Да възстановяват автоматично връзката след като въртящият момент намалее под граничната му стойност;
- Да осигуряват възможност за регулиране на граничната стойност на въртящия момент.

► *Предпазен съединител със срязващи се щифтове*

Този съединител принадлежи към групата на предпазните съединители с разрушаващи се елементи, т.е. разделянето между валове е следствие от разрушаването (срязването) на щифтове. Следователно, такива съединители са ефективни в случаи, когато не може да се очаква често достигане на граничния въртящ момент –

след задействането на съединителя, връзката може да се възстанови само след замяна на срязаните щифтове.

• Конструкция



Фиг. 7.24. Съединител със срязващи се щифтове

Показана е на фиг. 7.24. Дисковете 1 и 2 са свързани с двата вала чрез шпокови съединения, а помежду си – чрез щифтовете 3. За предпазване на повърхнините на дисковете при срязване на щифтовете, същите са поставени в закалените втулки 4.

За сработване на съединителя е необходимо определено време, след което връзката между валовете се прекъсва напълно.

• Определяне на граничния момент

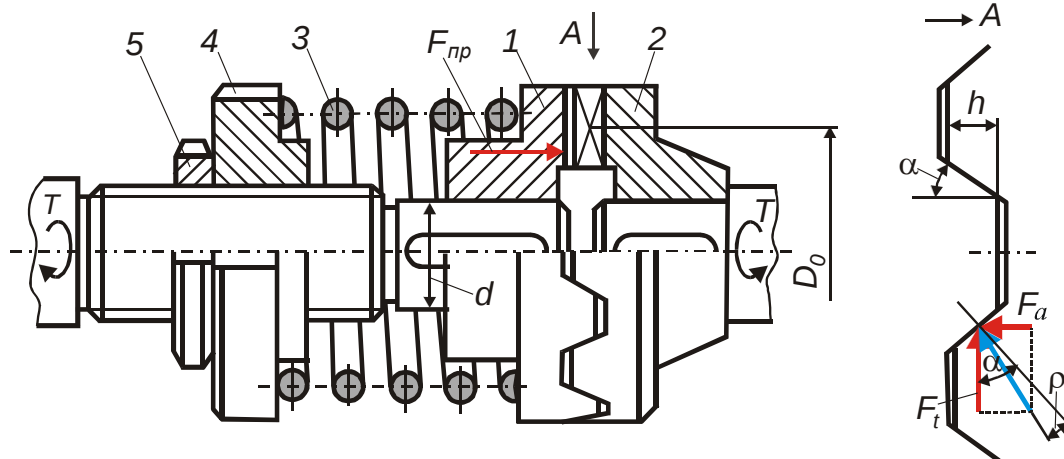
Ако е известен диаметърът на щифтовете $d_{щ}$ и техния брой z , за граничния въртящ момент T_{gp} следва:

$$T_{gp} = z \frac{D_0}{2} F_{cp} = z \frac{D_0}{2} \frac{\pi d_{щ}^2}{4} \tau_B, \quad (7.39)$$

където D_0 е диаметърът, по който са разположени щифтовете, а срязващата сила F_{cp} е тангенциалната (периферна) сила, отнесена към един щифт. Тя предизвиква такова тангенциално напрежение, каквото е при разрушаване – $\tau_B = (0,7 \div 0,8) \sigma_B$.

► **Пружинно-палцов предпазен съединител**

• Конструкция



Фиг. 7.25. Пружинно-палцов предпазен съединител

Дисковете 1 и 2 са свързани с двата вала чрез шпонкови съединения, а помежду си контактуват чрез изработените по челните им повърхнини трапецовидни или триъгълни палци. Контактът се осигурява от пружината 3, чиято натискава сила може да се регулира чрез гайката 4 и контрагайката 5. При достигане на граничния въртящ момент пружината се свива от аксиалните компоненти F_a , възникващи между палците поради наклона им на ъгъл α . Палците се отцепват, като прескачат до допиране със следващия палец.

• Определяне на момента, предаван от съединителя

Тангенциалната (периферна) сила F_t се определя от предавания от съединителя въртящ момент T :

$$F_t = \frac{2T}{D_0}, \quad (7.40)$$

където D_0 е средният диаметър на палците. Между тангенциалната сила F_t и аксиалната (осовата) сила F_a съществува зависимостта (виж фиг. 7.25):

$$F_a = F_t \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \quad (7.41)$$

Аксиалната сила F_a преодолява силата от триене в шпонката $F_{ш}$ и пружинната сила F_{np} , откъдето:

$$F_a = F_{ш} + F_{np} = \frac{2T}{d} \mu_{ш} + F_{np} \Rightarrow \frac{2T}{D_0} \operatorname{tg}(\alpha - \rho) = \frac{2T}{d} \mu_{ш} + F_{np}, \quad (7.42)$$

където $\mu_{ш}$ е коефициентът на триене между шпонката и главината; d е диаметърът на вала.

На база на зависимост (7.42) се определя предавания въртящ момент:

$$T = \frac{D_0}{2} \cdot \frac{F_{np}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_0}{d} \mu_{ш}} \quad (7.43)$$

Зависимост (7.43) дава възможност при зададен граничен момент T_{ep} да се определи силата на предварително натягане на пружината. За целта се изхожда от това, че на максималния момент T_{ep} съответства максимална пружинна сила $F_{np,max}$, при която палците се отделят помежду си на разстояние h . За $F_{np,max}$ следва:

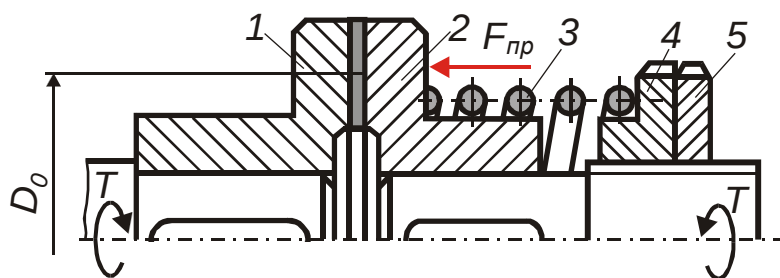
$$F_{np,max} = F_{np} + c h, \quad (7.44)$$

където c е коравината на пружината (пружинната константа).

► **Триещ предпазен съединител**

• Конструкция

Примерна конструкция е показана на фиг. 7.26. Водещият диск 1 е свързан с водещия вал чрез неподвижно шпонково съединение, а водимият диск 2 е свързан с водимия вал чрез подвижно в осово направление шпонково съединение. Пружината 3 изпълнява двойна функция – от една страна осигурява нормалния натиск между дисковете, а от друга страна – предпазната функция на съединителя. Последната се гарантира от свиването на пружината, когато въртящият момент достигне граничната си стойност T_{ep} . Силата на пружината F_{np} може да се регулира чрез гайката 4 и контрагайката 5, а оттам и предавания триещ момент.



Фиг. 7.26. Триещ предпазен съединител

Освен чрез една централна пружина, притискането между дисковете може да се реализира чрез няколко n на брой пружини ($n \geq 3$).

• Определяне на пружинната сила

При зададен граничен момент $T_{\text{гр}}$, среден диаметър на дисковите триещи повърхнини D_0 и z на брой триещи двойки, за максималната притискаща сила на пружината следва:

$$F_{\text{пр}} = \frac{2 T_{\text{гр}}}{D_0 z \mu}, \quad (7.45)$$

където μ е коефициентът на триене.

След намаляване на триещия момент, триещият предпазен съединител автоматично възстановява работоспособността си.

7.6.3. Центробежни съединители

► **Обща характеристика**

Центробежните съединители осигуряват автоматично включване или изключване при зададена стойност на ъгловата скорост. В зависимост от това те могат да бъдат *нормално изключени* или *нормално включени*. Те се изпълняват като барабани триещи съединители, в които контактът с въртящи се тежести се създава или прекъсва поради действието на възникващите центробежни сили. Използването на центробежни съединители позволява да се постигнат зададени характеристики на пусковия период, когато задвижванията са с чести пускания или спирания.

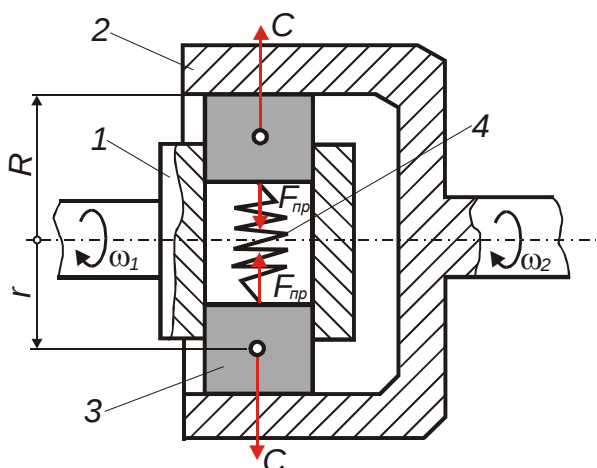
► **Нормално изключен центробежен съединител**

На фиг. 7.27 е показана конструктивна схема на нормално изключен центробежен съединител. Първоначално тежестите 3 са в контакт само с водещата част 1 поради силата $F_{\text{пр}}$ на пружината 4. При развъртане, респ. нарастване на ъгловата скорост ω_1 , центробежната сила C преодолява пружинната сила $F_{\text{пр}}$ и тежестите 3 контактуват с барабана 2. В резултат се създава триещ момент $T_{\text{тр}}$, който се предава на свързания с барабана 2 водим вал.

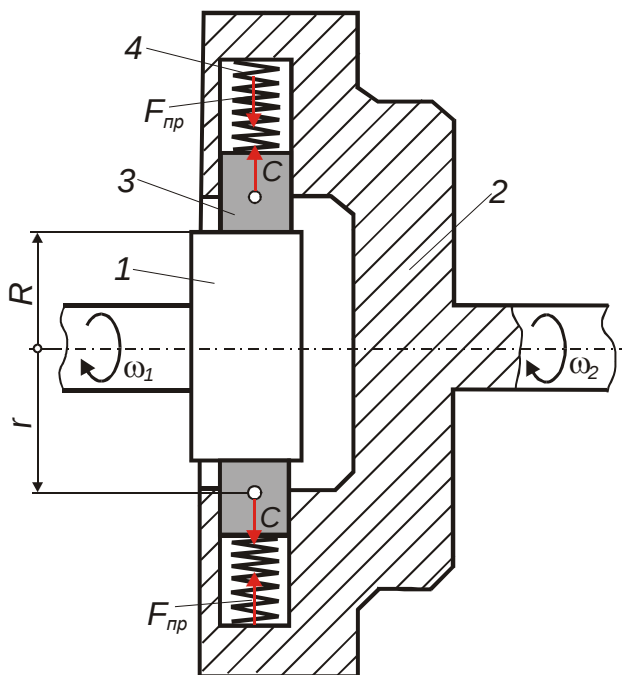
Триещият момент $T_{\text{тр}}$ има рамо R (радиусът на барабана 2) и е функция на разликата между центробежните сили C и силата на пружината $F_{\text{пр}}$:

$$T_{\text{тр}} = (2 m r \omega_1^2 - F_{\text{пр}}) \mu R, \quad (7.46)$$

където r е радиусът на центъра на тежестта на тежестите 3, m е масата им, а μ е коефициентът на триене за триещата двойка тежести-барабан.



Фиг. 7.27. Нормално изключен центробежен съединител



Фиг. 7.28. Нормално включен центробежен съединител

► Нормално включен центробежен съединител

При нормално включения центробежен съединител (фиг. 7.28) първоначално е налице контакт между ротора 1 и тежестите 3, гарантиран от действието на пружинните сили $F_{пр}$. При развъртане, респ. нарастване на ъгловата скорост ω_1 центробежните сили C преодоляват пружинните сили $F_{пр}$, предизвиквайки радиално преместване на тежестите 3. В резултат се преустановява контакта между тежестите 3 и ротора 1, свързан с водещия вал, т.е. не се предава момент към водимата част 2.

За триещият момент T_{mp} , пренасян от съединителя следва:

$$T_{mp} = (F_{пр} - 2 m r \omega_1^2) \mu R \quad (7.47)$$

Означенията съответстват на фиг. 7.28 и имат същия физически смисъл, както при нормално изключения съединител.

Тъй като центробежните съединители работят на принципа на триещите съединители, изборът и изчисленията за триещите повърхнини са както при конвенционалните триещи съединители.

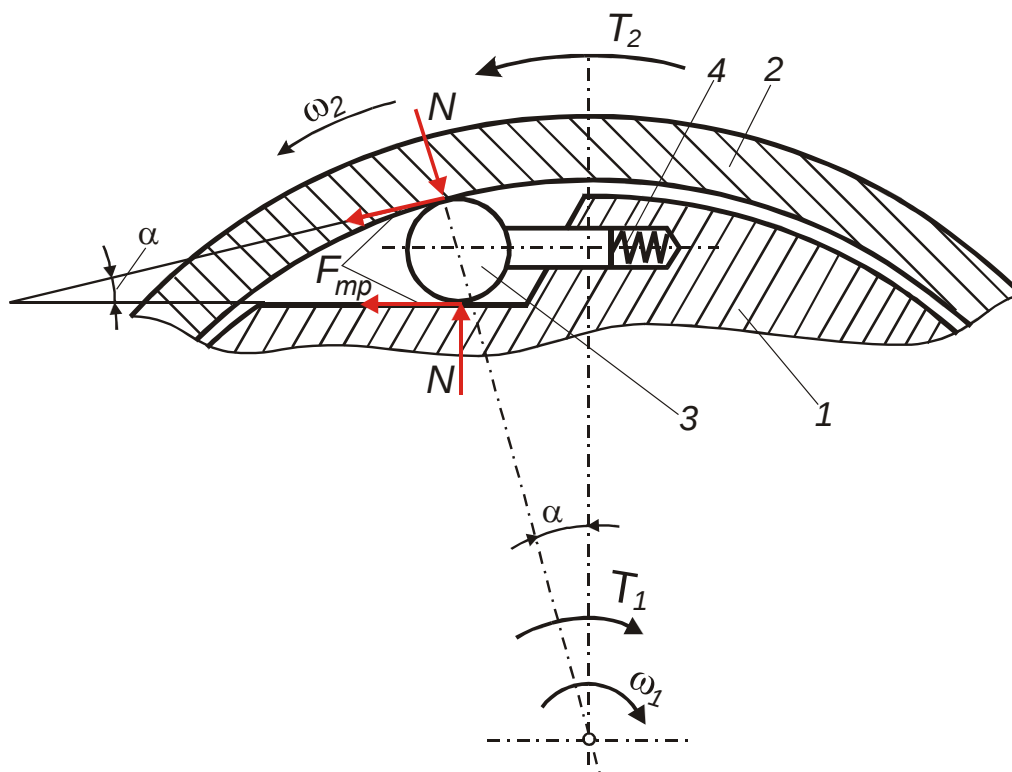
7.6.4. Съединители със свободен ход (изпреварващи съединители)

► Обща характеристика

Позволяват предаване на въртящ момент само в едната посока – при условие, че ъгловата скорост на задвижвания (водимия) вал не е по-голяма от тази на задвижващия вал. Ако по някаква причина задвижваният вал се ускори, връзката се прекъсва. Изпреварващите съединители се прилагат в различни машини – метало-режещи, преработващи, в транспортните средства. Чрез изпреварващ съединител

се свързва педалния механизъм на велосипедите със задвижващото му колело. Съединителят гарантира изключването на педалния механизъм при спускане по наклон, т.е. движението е по инерция.

► Конструкция



Фиг. 7. 29. Съединител със свободен ход

Изпреварващите съединители осигуряват предаване на въртеливо движение чрез сили на триене, възникващи при наличие на заклиняване на ротационни тела (сачми или ролки) между задвижващия и задвижвания елементи. Ролките 3 са монтирани в стесняващ се канал, изработен в задвижващия вал 1 (фиг. 7.29). Пружините 4, работещи на натиск, гарантират контакта между ролките и задвижвания елемент 2. За показаната на фиг. 7.29 конструкция задвижващият вал се върти с ъглова скорост ω_1 по часовниковата стрелка, а задвижвания вал – с ъглова скорост $\omega_2 < \omega_1$. Ако задвижваният вал се върти с ъглова скорост $\omega_2 > \omega_1$, силата на триене между ролките и елемент 2 сменя посоката си, поради което ролките се отклоняват към по-широката част на каналите и връзката се прекъсва. Правилната работа на съединителя се осигурява от условието за заклиняване на ролките:

$$\alpha < 2\rho, \quad (7.48)$$

където α е указаният на фиг. 7.29 ъгъл на наклона на каналите, а ρ е ъгълът на триене.

При работа на съединителя, между ролките и елементи 1 и 2 теоретичният контакт е линеен, което поражда значителни контактни напрежения. За гарантиране на необходимата контактна якост, максималните контактни напрежения трябва да се проверят в съответствие със зависимост (1.17).

§ 8. МЕХАНИЧНИ ПРЕДАВКИ – ОБЩИ СВЕДЕНИЯ. ЕВОЛВЕНТНИ ЦИЛИНДРИЧНИ ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ

8.1. Механични предавки – общи сведения

8.1.1. Определение и класификация на механичните предавки

► **Определение** *Предавките са устройства, които предават енергия от силовата машина към изпълнителните органи на работната машина, при което се изменят параметрите на движението – скорости, въртящи моменти, посоките им и др.*

По смисъла на горното определение, предавките са посредниците между силовите и работните машини. Необходимостта от включване на предавки в кинематичната верига на задвижванията се обуславя от следните причини:

- В повечето случаи необходимите скорости на работните органи съществено се различават от оптималните на силовите машини;
- Силовите машини работят предимно с въртливо движение, а работните изискват трансформирането му в транслационно или сложно движение (например винтово и др.);
- Необходимо е регулиране на скоростите, както и смяна на посоките на същите за работните органи на машините, а управлението на скоростта и посоката на двигателните машини не винаги е възможно или целесъобразно като разход.

В зависимост от вида на предаваната енергия, предавките могат да бъдат: *механични, хидравлични, пневматични, електрически или комбинирани*. Обект на настоящия курс са механичните предавки.

В процеса на предаване на механична енергия механичните предавки изпълняват и следните функции:

- Трансформират параметрите на движението – изменят големината на ъгловите скорости и въртящите моменти;
- Преобразуват един вид движение в друг – въртливо във възвратно-постъпателно, равномерно в прекъснато и др.;
- Променят посоката на движение (реверсиране на движението);
- Разделят движението – когато от един двигател се задвижват няколко работни органа.

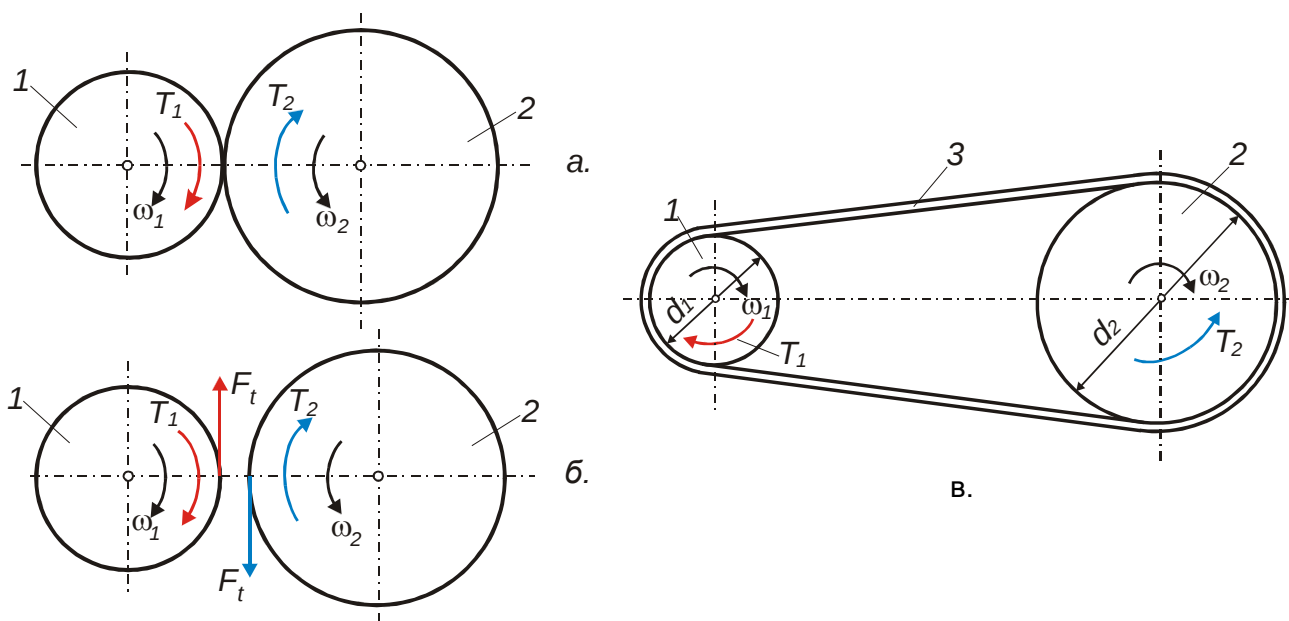
Механичните предавки намират широко приложение в металорежещите машини, транспортните средства, повдигателни съоръжения, различните видове транспортъри и др.

Механичните предавки се свързват с двигателните машини и с работните органи на машините чрез валове. Задвижващият вал, чрез който предавките се свързват с двигателните машини, се нарича *входящ*, а вала, свързан с работните органи – *изходящ*.

► **Класификация на механичните предавки**

1). В зависимост от наличието или отсъствието на непосредствен контакт между елементите, чрез които се предава движението, механичните предавки са:

- **Директни** При тях е налице непосредствен контакт между елементите 1 и 2 (фиг. 8.1а,б). Такива са зъбните предавки, фрикционните и червячните предавки;
- **Индиректни** Връзката между монтираните върху валове елементи 1 и 2 се осъществява чрез междинен гъвкав елемент 3 (фиг. 8.1в). Индиректни предавки са ремъчните и верижните.



Фиг. 8.1. Схеми на механични предавки

а. директни; б. директни, с условно разделени елементи; в. индиректни

2). В зависимост от принципа на работа:

- **Предавки чрез зацепване** Такива са зъбните, верижните, червячни и ремъчни чрез зъбни ремъци;
- **Предавки чрез триене** Такива са ремъчните и триещите (фрикционни) предавки.

Ако една механична предавка съдържа само два елемента (ако е индиректна, тя съдържа и междинен елемент), съответно свързани с входящия и изходящия валове, тя се нарича **едностъпална**.

За постигане на значителна разлика в ъгловите скорости между входящите и изходящите валове се използват **многостъпални предавки**. **Многостъпалната предавка е съвкупност от няколко последователно свързани едностъпални предавки.**

8.1.2. Основни силиви и кинематични зависимости

Основни параметри, необходими за проектирането на една едностъпална механична предавка са входящата P_A и изходящата P_B мощности и входящата ω_A и изходящата ω_B ъглови скорости – съответно на входящия и изходящия валове.

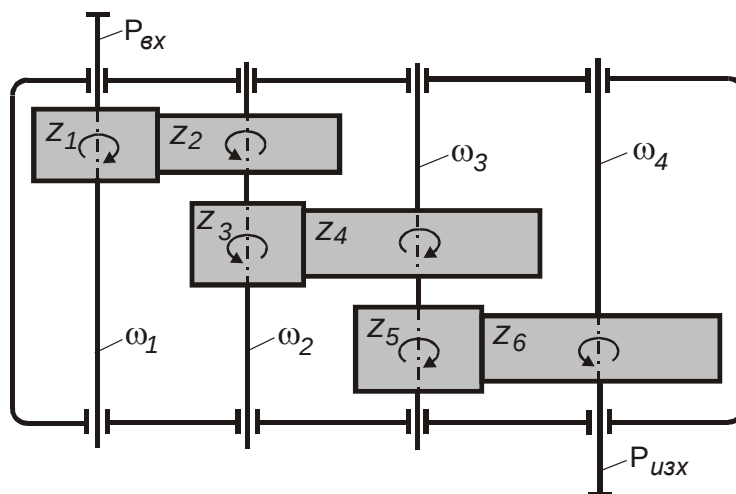
Ако дадена предавка намалява ъгловата скорост, респ. $\omega_1 > \omega_2$, тя се нарича **редуктор**, а ако увеличава ъгловата скорост, респ. $\omega_1 < \omega_2$, предавката е **мултипликатор**. При редуциращите предавки входящият (двигателният) вал се свързва с елемента, чийто диаметър е по-малък, а при мултиплициращите – обратно. В общото машиностроене преобладават редуциращите предавки.

Основна кинематична характеристика на дадена предавка е предавателното отношение i . За едностъпална предавка за i следва:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (8.1)$$

Предавателното отношение отчита посоката на предаване на движението, т.е. $i > 1$ за редуциращи предавки и $i < 1$ за мултиплициращи предавки. Ако за дадена предавка $i = 1$, тя се определя като *директна*. Знакът на i зависи от посоката на въртене на елементите в предавката. При противоположна посока на елементи 1 и 2 (фиг. 8.1а) i е отрицателно число (при външно зацепване), а при еднаква (например вътрешно зацепване) i е положително число.

При многостъпални предавки интерес представлява общото предавателно отношение $i_{об}$. То е произведение от предавателните отношения на всяка от степените.



Фиг. 8.2. Схема на тристъпална зъбна предавка

За показаната на фиг. 8.2 многостъпална тристепенна предавка за общото предавателно отношение $i_{об}$ следва:

$$i_{об} = -\omega_1 / \omega_4 = -(\omega_1 / \omega_2)(\omega_2 / \omega_3)(\omega_3 / \omega_4) = i_1 i_2 i_3 \quad (8.2)$$

В инженерната практика се използва и понятието *предавателно число* u . То се дефинира еднозначно – чрез отношение на диаметрите на големия и малкия елементи. Предавателното число винаги е положителна величина ($u > 0$), което е или равно на предавателното отношение по абсолютна стойност $u = |i|$ (за редуктори) или на реципрочната му стойност $u = |1/i|$ (за мултипликатори). Отношението на диаметрите при зъбни предавки може да бъде заменено с отношение на броя на зъбите:

$$u = d_2 / d_1 = z_2 / z_1, \quad (8.3)$$

където z_1 и z_2 са броят на зъбите на съответните елементи (зъбни, верижни колела).

Проектирането на механичните предавки е свързано с дефиниране на следните параметри:

- Периферна скорост на елементите:

$$v_n = \omega_n \cdot d_n / 2, n = 1, 2 \quad (8.4)$$

При отсъствие на приплъзване в контактната точка, периферните скорости на двата елемента ще бъдат равни, т.е. $v_1 = v_2$.

- Периферна (тангенциална) сила F_t (фиг. 8.1б):

$$F_t = P / v = 2T / d , \quad (8.5)$$

където P, W е мощността.

- Въртящ момент T :

$$T = P / \omega = F_t \cdot d / 2 = 9550 \cdot P / n, N.m \quad (8.6)$$

Въртящият момент на входящия вал T_1 е моментът на движещите (активните) сили и по посока съвпада с посоката на въртене на елемент 1 (фиг. 8.1а). Обратно, въртящият момент на задвижвания вал T_2 има смисъл на момент на съпротивителните (реактивните) сили и следователно, посоката му е обратна на тази на въртене на елемент 2.

Като количествена мярка за енергийните загуби на предавките се използва механичният коефициент на полезно действие ($\kappa.л.д.$) η . За едностъпална предавка:

$$\eta = P_B / P_A = T_2 \cdot \omega_2 / T_1 \cdot \omega_1 \quad (8.7)$$

На база на зависимост (8.7) за предавателното отношение следва:

$$i = T_2 / T_1 \eta \text{ или } i_{об} = T_{изх} / T_{вх} \eta_{об} \quad (8.8)$$

където $\eta_{об}$ е общият $\kappa.л.д.$ на многостъпална предавка, за който:

$$\eta_{об} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n , \quad (8.9)$$

където $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ са съответните $\kappa.л.д.$ на отделните степени, а n е броят им.

8.2. Зъбни предавки – обща характеристика

8.2.1. Общи сведения и класификация на зъбните предавки

► **Определение** Зъбните предавки са директни механични предавки, чиито елементи, наречени зъбни колела, си взаимодействат непосредствено чрез зъбно зацепване, при което зъбите им имат определени профили.

Зъбното зацепване се асоциира с кинематична двойка от две зъбни колела и с процеса на взаимодействие между зъбните им профили по време на задружната им работа.

В аспект на „Теория на машините и механизмите“ понятието *зъбна предавка* означава тризвенен механизъм, състоящ се от две зъбни колела и стойка, а в инженерен аспект – техническото изделие, състоящо се от зъбни колела, валове, лагери, корпус и система за мазане, респ. редуктор или мултипликатор.

Зъбните предавки намират приложение във всички области на техниката – машиностроене, металообработване, транспортна и енергетична техника, приборостроене и др.

► **Предимства**

- Осигуряват предаването на широк обхват от мощности;
- Гарантират постоянно предавателно отношение;
- Работят с относително висок $\kappa.л.д.$ при сравнително малко натоварване на лагерите и валовите;
- Имат голяма дълготрайност и надеждност при просто обслужване.

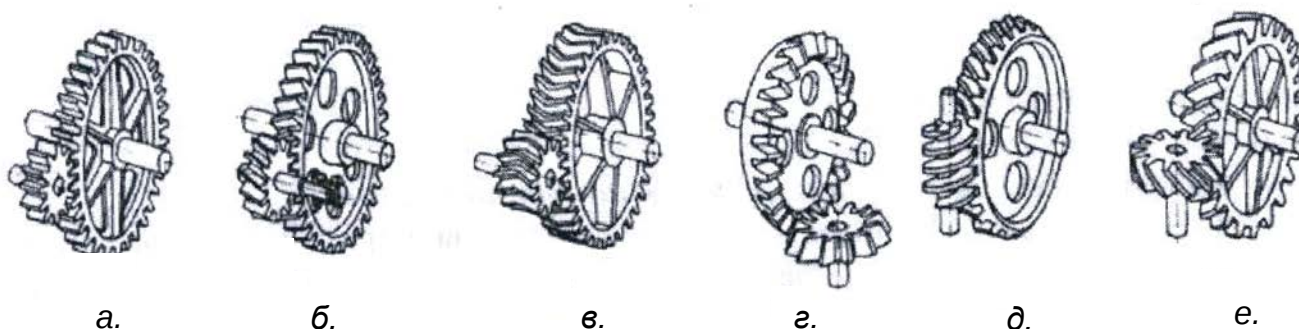
► Недостатъци

- Изискват относително сложна изработка;
- Работят с увеличен шум при неточно изработване, сглобяване и високи периферни скорости;
- Директният контакт между елементите не позволява предпазване на машините от претоварвания и възможност за омекотяване на ударите.

► Класификация

Зъбните предавки се класифицират според следните признаци:

1). Според взаимното разположение на геометричните оси на колелата: с успоредни оси (с цилиндрични зъбни колела) (фиг. 8.3а, б, в), с пресичащи се оси (с конусни зъбни колела) (фиг. 8.3г) и с кръстосани оси (хиперболоидни зъбни предавки) – червячни (фиг. 8.3д) и хипоидни (фиг. 8.3е);



Фиг. 8.3. Видове зъбни предавки

2). Според надлъжната линия на зъба: с прави (фиг. 8.3а), с наклонени (фиг. 8.3б), със стреловидни (шевронни) (фиг. 8.3в) и с криволинейни зъби;

3). Според вида на повърхнината, върху която са разположени зъбите: с външни и с вътрешни зъби, което определя вида на предавката – с външно или вътрешно зацепване. Предавките с външно зацепване се състоят от две колела с външни зъби, а при тези, с вътрешно зацепване едното колело е с външни зъби, а другото – с вътрешни зъби. Зацепването със зъбен гребен е граничен случай между външно и вътрешно зацепване, при който гъбният гребен е колело с безкрайно голям брой зъби, а движението се трансформира в транслационно;

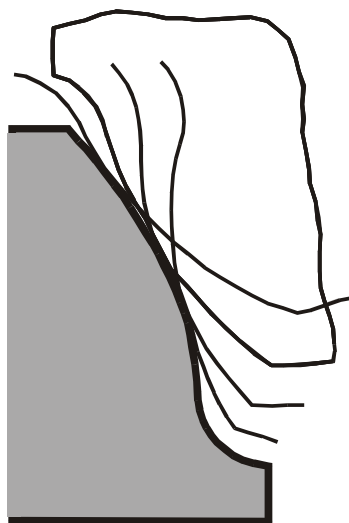
4). Според формата на профила на зъба, респ. вида на зъбното зацепване): с еволвентно, с циклоидно, с цевно и със зацепване на Новиков;

5). В зависимост от конструкцията на предавките: открити и закрити. Последните се монтират в уплътнени корпуси при постоянно мазане – чрез потапяне в маслена вана или циркуляционно;

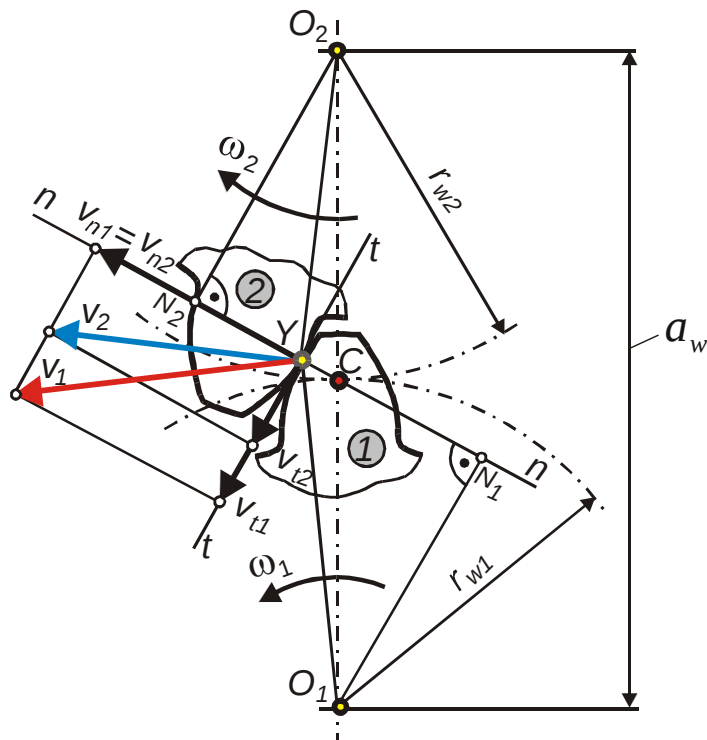
6). В зависимост от степените на свобода на осите на колелата – обикновени (конвенционални) и планетни зъбни предавки. При планетните предавки има поне едно колело, чиято ос извършва въртливо движение около оста на друго колело;

7). В зависимост от функционалното предназначение: силови и кинематични предавки. При кинематичните предавки се акцентира върху точностните характеристики и кинематичните параметри на движението.

8.2.2. Основен закон на зъбното зацепване



Фиг. 8.4. Получаване на спрегнати профили



Фиг. 8.5. Схема, доказваща основния закон на зацепване

Плавната работа на зъбните предавки ще съответства на условието за постоянно предавателно отношение, т.е. $i = \text{const.}$ За да се постигне това е необходимо зъбните профили да бъдат взаимнообвиващи се криви, т.е. всеки от профилите се получава като обвивка на последователните положения на другия профил (фиг. 8.4). Следователно, зацепване е възможно само, ако на зададен профил на едното колело отговаря точно определен профил на другото колело [4].

Ще се разгледа зацепването между два спрегнати зъба, чиито профили се допират в т. Y (фиг. 8.5). Зъбните колела 1 и 2, респ. профилите им се въртят около центровете си съответно т. O_1 и т. O_2 , намиращи се на постоянно разстояние a_w . Активен в двойката е зъбът от колело 1, който се върти с ъглова скорост ω_1 . При взаимодействието му с зъба от колело 2, той му придава ъглова скорост ω_2 . Периферните скорости на т. Y като точки от двете колела ще бъдат съответно:

$$v_1 = O_1Y \cdot \omega_1; \quad v_2 = O_2Y \cdot \omega_2 \quad (8.10)$$

Скоростите v_1 и v_2 се разлагат на компонентите си по направление на тангентата $t-t$ и нормалата $n-n$, прекарани през т. Y . Нормалата $n-n$ пресича междуцентровата линия O_1O_2 в т. C , която се нарича полюс на зацепване. Условието за осигуряване на непрекъснат контакт между зъбите е равенство на нормалните компоненти на периферните скорости:

$$v_{n,1} = v_{n,2} \quad (8.11)$$

Обратното не е възможно поради следните причини:

- Ако $v_{n,1} < v_{n,2}$, зъбът от колело 1 ще изостава от зъба на колело 2;
- Ако $v_{n,1} > v_{n,2}$, зъбът 1 ще навлезе в зъба 2.

Построяват се перпендикулярите от центровете на двете колела към нормалата $n - n$ - съответно O_1N_1 и O_2N_2 . Очевидно, нормалните скорости $v_{n,1}$ и $v_{n,2}$ могат да се разгледат като периферни скорости на окръжности с радиуси съответно O_1N_1 и O_2N_2 . От условие (8.11) следва $\omega_1 \cdot O_1N_1 = \omega_2 \cdot O_2N_2$. Триъгълниците O_1N_1C и O_2N_2C са подобни, от което следва $O_2N_2 / O_1N_1 = O_2C / O_1C$.

За предавателното отношение следва:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = O_2N_2 / O_1N_1 = O_2C / O_1C = r_{w,2} / r_{w,1} = \text{const} \quad (8.12)$$

Междуосовото разстояние може да се изрази чрез сумата:

$$a_w = O_1C + O_2C = \text{const} \quad (8.13)$$

Тъй като както отношението (зависимост 8.12), така и сумата на двете отсечки (зависимост 8.13) е постоянна величина, то и самите отсечки (O_1C и O_2C) са постоянни величини. Следователно полюсът на зацепване т. С заема неизменно положение в процеса на зацепване.

На база на горните разсъждения, може да се обобщи основния закон на зъбното зацепване:

За да се осигури постоянно предавателно отношение между зъбните колела, профилите на зъбите им трябва да бъдат такива криви, че общата нормала $n - n$, прекарана през точката на допирание на профилите във всеки момент на зацепването да пресича междуцентровото разстояние O_1O_2 в една постоянна точка С, наречена полюс на зацепване.

Полюсът на зацепване разделя междуцентровото разстояние O_1O_2 на части, обратно пропорционални на ъгловите скорости (виж зависимост 8.12). Окръжностите, минаващи през полюса т. С имат радиуси съответно r_{w1} и r_{w2} и се наричат *начални окръжности*. В процеса на зацепване единствено в полюса т. С зъбните профили се търкалят без приплъзване, т.е. между тях има чисто търкаляне. Във всяка друга контактна точка ще съществува и относително плъзгане със скорост $v_s = v_{t1} - v_{t2}$. Това се доказва от равенството на периферните скорости на точки, принадлежащи на началните им окръжности (фиг. 8.5).

Ако за даден участък на зацепването основният закон на зацепване не е изпълнен, профилите няма да бъдат взаимнообвиващи се криви, а ще се пресичат. Това явление се нарича *интерференция на зъбните профили*. В действителност при зацепване интерференцията блокира зъбната двойка поради заклиняване на зъбите, а при зъбообработването – води до подрязване или срязване на зъбите.

8.2.3. Нееволвентни зъбни зацепвания

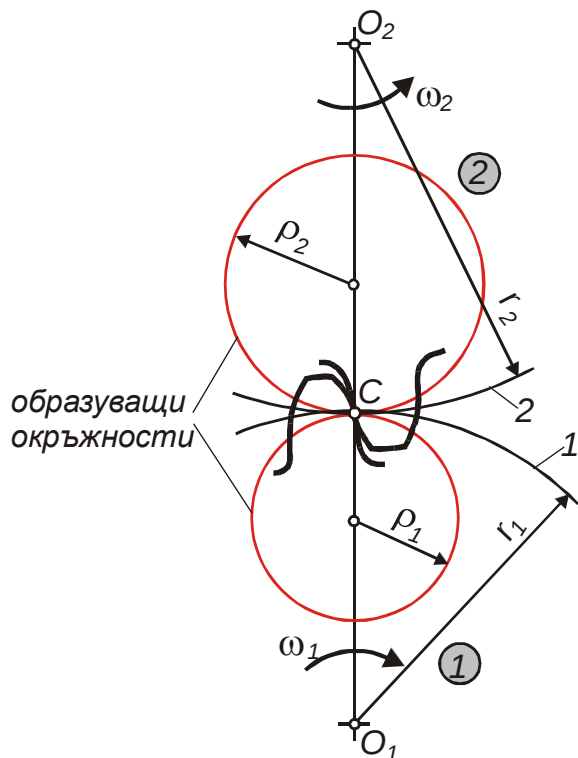
► Циклоидно зацепване

Хронологично, циклоидното зацепване е по-старо от еволвентното. В наши дни то е напълно изместено от еволвентното поради безспорните му предимства.

Спрегнатите циклоидни профили се получават чрез използване на спомагателни търкалящи се окръжности, наречени *образуващи окръжности* (фиг. 8.6). Те имат радиуси съответно ρ_1 и ρ_2 и се търкалят външно или вътрешно без приплъзване по делителните окръжности 1 и 2 на двете зъбни колела. При това една точка

от тях профилира главата и петата на зъба. В случай на външно зацепване (фиг. 8.6) профилът на главата представлява епициклоида, а на петата – хипоциклоида.

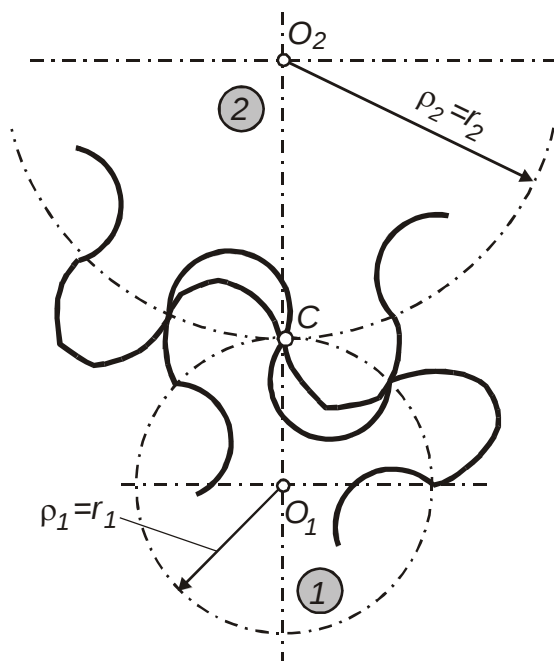
Предимства на циклоидното зацепване са относително по-голямата товароносимост, по-плавна работа, както и това, че позволява работа с по-малък брой зъби – $z_{min} = 3 \div 5$. Недостатъци са технологичните трудности при изработване и чувствителност към неточно спазване на междуцентровото разстояние.



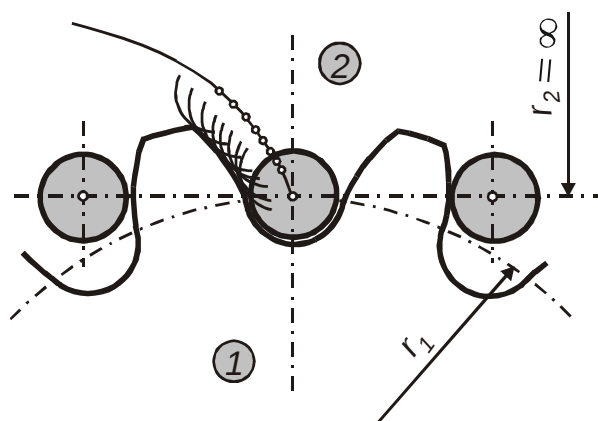
Фиг. 8.6. Циклоидно зацепване

► Точково зацепване

Точковото зацепване е частен случай на циклоидното. Получава се когато радиусите на образуващите окръжности са равни на радиусите на делителните окръжности – $\rho_1 = r_1$ и $\rho_2 = r_2$ (фиг. 8.7). В резултат активните профили на петата на зъбите се изразждат в точка – т. С. Главата на зъбите на всяко от колелата има епициклоиден профил, който в процеса на зацепване взаимодейства единствено с т. С от другото колело. Петата на зъба има подходяща форма, така, че да се изключи интерференцията. Както личи от наименованието му, точковото зацепване е съпроводено с плъзгане на т. С от едното колело с работния епициклоиден профил на другото колело, а оттам следва основния недостатък – интензивно износване на зъбите.



Фиг. 8.7. Точково зацепване



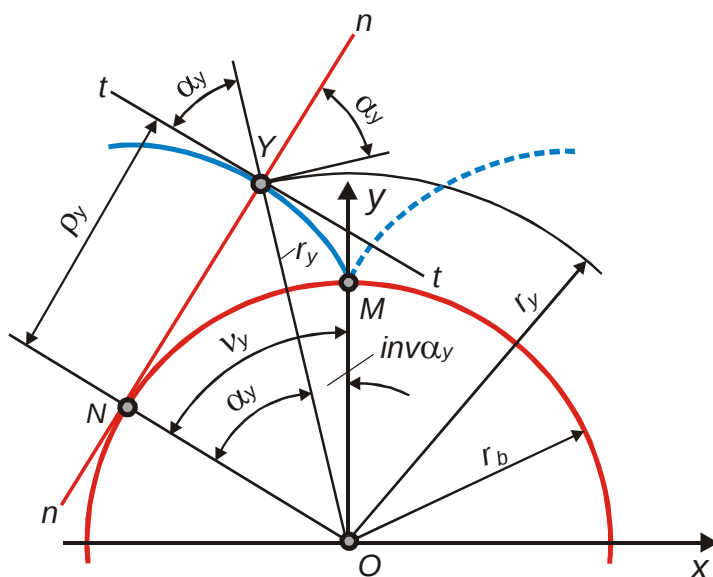
Фиг. 8.8. Цевно зацепване

► Цевно зацепване

Цевното зацепване е разновидност на точковото зацепване, което може да се разглежда като негово развитие. При цевното развитие зъбите на колелото 2 са заменени с въртящи се ролки (цеви), а зъбните профили на колелото 1 са еквилидистантни (равнотдалечени) на геометричното място на центровете на цевите (фиг. 8.8).

8.3. Еволвентно зацепване

8.3.1. Еволвентата и нейните свойства



Фиг. 8.9. Образуване на еволвентна крива

► Определение

Еволвентата е равнинна крива линия, описана от произволна точка M , принадлежаща на една права $n-n$, когато тази права се търкаля без приплъзване по окръжност с радиус r_b , наречена основна окръжност (фиг. 8.9).

При описаното движение на правата $n-n$ в двете посоки се получават двата симетрични клона на еволвентата.

Дадена еволвентата се определя от следните геометрични параметри (виж фиг. 8.9):

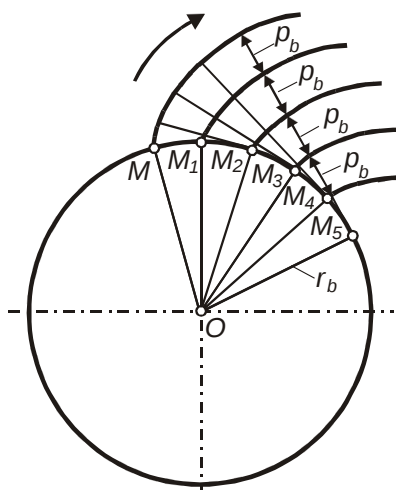
- r_y – полярен радиус на текущата точка Y ;
- α_y – профилен ъгъл за текущата точка;
- $inv \alpha_y$ – еволвентен ъгъл (чете се „инволюта алфа игрек“) и е полярен ъгъл за текущата точка;
- v_y – ъгъл на развиването;
- r_b – радиус на основната окръжност;
- ρ_y – радиус на кривина на еволвентата в текущата точка.

От движението на правата $n-n$ по основната окръжност без приплъзване следва равенството: $MN = NY$, а оттам $r_b(\alpha_y + inv \alpha_y) = r_b \tan \alpha_y$. След преработка се получават уравненията на еволвентата в полярна координатна система:

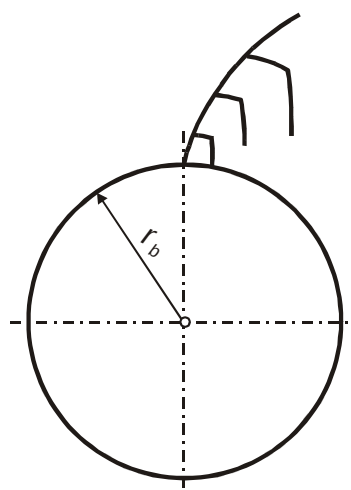
$$inv \alpha_y = \tan \alpha_y - \alpha_y ; \quad r_y = r_b / \cos \alpha_y . \quad (8.14)$$

Очевидно, еволвентният ъгъл е неявна функция на профилния ъгъл α_y . Стойностите му са дадени в табличен вид в справочната литература [15,16].

Друг начин за получаване на еволвентна крива е чрез развиване на една опъната, гъвкава и неразтеглива нишка, навита върху основната окръжност с радиус r_b (фиг. 8.10). Всяка точка от нишката описва еволвента, при което те имат еднаква форма и са равноотдалечени, ако разстоянието между стартовите им точки е еднакво. Последното в действителност представлява стъпката по основната окръжност, т.е. $p_b = M_1M_2 = M_2M_3 = \dots$ Следователно, формата на дадена еволвента, респ. профила на зъба се определя еднозначно от радиуса на основната окръжност r_b . На тази база, една и съща еволвента може да се използва за профилиране на зъби с различна големина (различен модул) и различен брой зъби на колелото (фиг. 8.11).



Фиг. 8.10. Получаване на еволвентни криви



Фиг. 8.11. Профили на зъбите за различни модули

Когато точката M не лежи върху правата $n - n$, но е неподвижно свързана с нея на разстояние по-малко или по-голямо от r_b , то траекторията, описана от нея е съответно удължена или скъсена еволвента.

Основните характеристики на еволвентното зацепване се определят от следните свойства на еволвентата:

- 1). Образоващата права $n - n$ е допирателна към основната окръжност и е нормална към всички образувани от нея еволвенти;
- 2). Разстоянието p_b , измерено по нормалата на две съседни едноименни (леви или десни) еволвенти, получени на база на една и съща основна окръжност е навсякъде еднакво, т.е. те са екидистантни криви;
- 3). Радиусът на кривина в дадена точка Y на еволвентата е равен на разстоянието от тази точка до допирната точка с основната окръжност, т.е. $\rho_y = YN$;
- 4). С нарастване на радиуса на основната окръжност, еволвентата изправя формата си и за $r_b \rightarrow \infty$ се изражда в права линия.

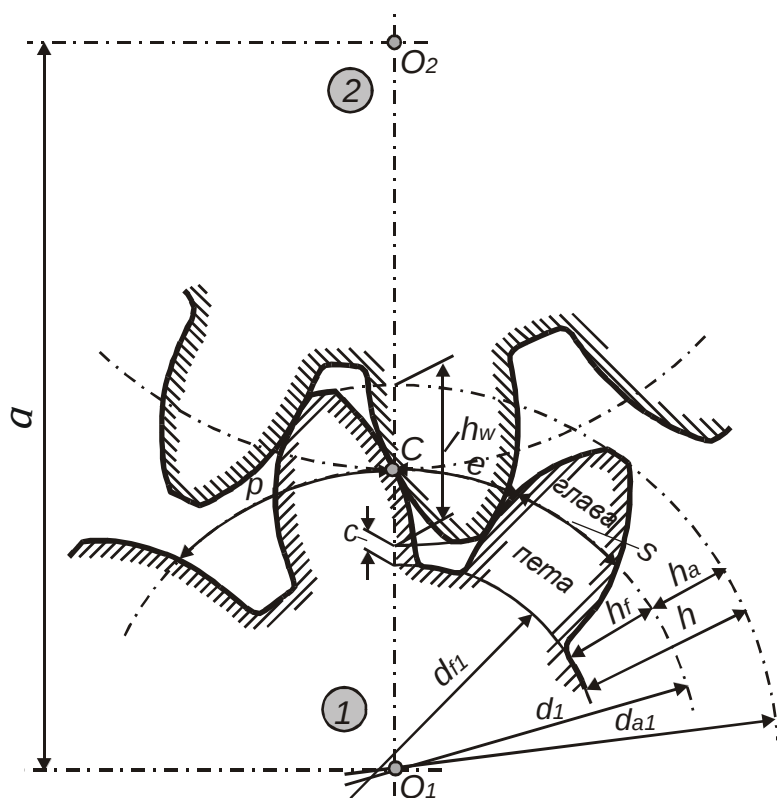
8.3.2. Геометрия на еволвентното зацепване

При задружна работа на две зъбни колела с еволвентни профили на зъбите е налице еволвентно зацепване, създадено от швейцарския учен *Leonard Euler* (1707-1783 г.). Широкото му разпространение се базира на безспорните му предимства:

1). Удовлетворява основния закон на зацепване;

2). Не се влияе от изменение и неточно спазване на междусововото разстояние между колелата. Това позволява да се прилагат т.н. „корекции чрез изместване“ на зъбообработващия инструмент. Те позволяват постигане на желано междусовово разстояние в съчетание с подходящо „моделиране“ на формата на зъбите, без да е необходимо допълнително техническо оборудване;

3). За нарязване на еволвентни зъбни колела са необходими инструменти с праволинейна форма на режещите им ръбове, като зъбообработването се реализира чрез високопроизводителния метод на обхождане. Следователно, еволвентното зацепване е технологично.



Фиг. 8. 12. Геометрични параметри на еволвентни зъби

На фиг. 8.12 е показано челно сечение на еволвентно зъбно зацепване на двойка цилиндрични зъбни колела с прави зъби. Колелата имат брой на зъбите съответно – z_1 и z_2 и не са коригирани чрез изместване, т.е. изработени са като „нулеви“. С индекс 1 са означени параметрите на малкото колело, а с 2 – на голямото колело.

В този случай геометричните и кинематичните параметри са еднакви във всички челни сечения, което дава основание зацепването да се разглежда като равнинно. Термините и основните означения на

зъбните предавки са стандартизирани по БДС 1527 – 84, ISO 1122 – 1983 и ISO 701 – 1976.

Пълният профил на зъбите съдържа два симетрични клона от еволвента, дъга от върховата окръжност (минава през върховете на зъбите), преходна крива (между еволвентния участък и петовата окръжност) и петова окръжност (минаваща през падините на зъбите).

Еволвентната зъбна геометрия се определя от следните елементи:

- Делителна окръжност

За зъбно колело с брой зъби z това е мислена окръжност с диаметър d , която пресича профилите на зъбите по такъв начин, че мерени по нея, теоретично дебелината на зъба s да бъде равна на широчината на междузъбието e . За дадено зъбно колело делителната окръжност е основен производствен и измерителен параметър и има постоянна големина;

- Стъпка по делителната окръжност p

Това е разстоянието между две съседни едноименни профили, мерено по делителната окръжност. Стъпката p е равна на стъпката на зъбонарезния инструмент

(гребен), с който е изработено колелото. Дължината на делителната окръжност може да се изрази чрез равенството $\pi d = z p$, откъдето за диаметъра ѝ следва:

$$d = \frac{p}{\pi} z = m z \text{ или } m = d / z \quad (8.15)$$

Величината m , изразена чрез отношението p / π се нарича модул (при прави зъби се нарича челен модул). Модулът е важен параметър, който за даден брой зъби z еднозначно определя всички геометрични параметри на зъбната двойка, респ. товароносимостта на предавката. Следователно, определянето на модула е неразделна част от изчисляването на предавката. Той има важно значение и за изработването и контрола на зъбната геометрия.

С цел осигуряване на взаимозаменяемост, модулите са стандартизирани по БДС 1528 – 78 и ISO 54 – 1977. Модулите и стъпките се дават в милиметри. Най-често използваните стойности на модулите в общото и тежкото машиностроене са:

$$m = 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20 \text{ и т.н.}$$

- Върхова окръжност с диаметър d_a и петова окръжност с диаметър d_f

Те определят пълната височина на зъбите h , ограничена от върховете им и междузъбията;

- Глава на зъба с височина h_a

Ограничена е между върховата и делителната окръжности. За стандартните (немодифицирани) нулеви зъбни колела $h_a = h^* m = m$, където $h^* = 1$ е коефициент на височината на зъба;

- Пета на зъба с височина h_f

Петата на зъба е частта, ограничена между делителната и петовата окръжности. За стандартните зъбни колела има височина $h_f = (h^* + c^*)m = 1,25 m$, където $c^* = 0,25$ е коефициент, определящ радиалната хлабина между зъбите $c = 0,25m$ (виж фиг. 8.12).

За пълната височина на зъбите h следва:

$$h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m \quad (8.16)$$

За стандартни нулеви зъбни колела за изчисляване на върховите и петовите диаметри d_a и d_f следва:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2) \quad (8.17)$$

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25 \cdot m = m(z - 2,5) \quad (8.18)$$

- Дебелина на зъба s и широчина на междузъбието e

Дебелината на зъба s е разстоянието между разноименните профили на един и същи зъб, а широчината на междузъбието e е разстоянието между разноименните профили на два съседни зъба, измерени по дъга от делителната окръжност. Теоретично, при зацепване без странична хлабина на некоригирани зъбни колела, са в сила зависимостите $s = e = p / 2$ и $s + e = p$.

На практика зацепването се реализира при наличие на малка странична хлабина от съображения за нормална работа поради неточности в изработването и сглобяването на зъбната двойка. Затова дебелината е по-малка от широчината на междузъбието, при което се постига странична хлабина $j_n = e - s$.

• Делително междуосово разстояние a

Определя се от сумата на делителните радиуси на колелата:

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = m(z_1 + z_2) / 2 \quad (8.19)$$

• Широчина на зъбния венец b

Обикновено b се избира в диапазона $b = (10 \div 30)m$.

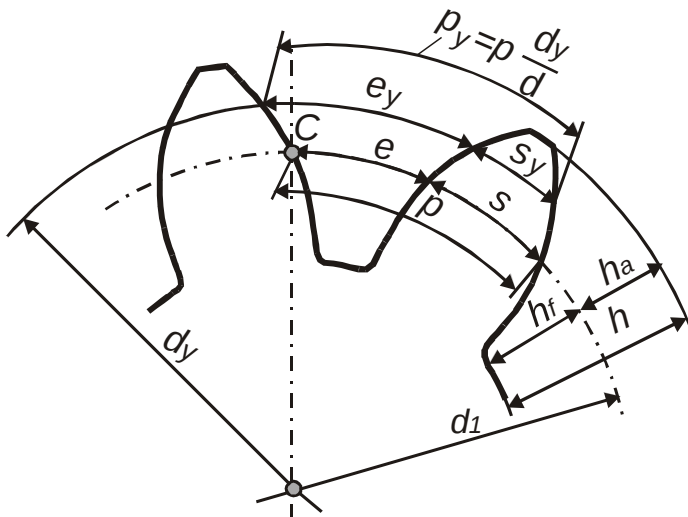
Уравненията на еволвентата (зависимости 8.14) могат да се използват за контрол на:

• Дебелината на зъбите s_y , мерена по окръжност, определена от диаметър d_y (фиг. 8.13). За s_y следва:

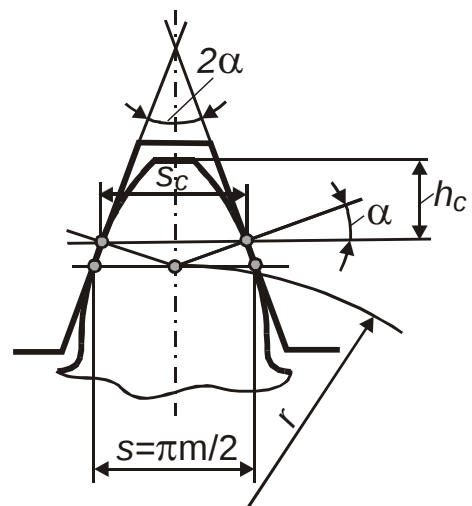
$$s_y = d_y \left[s / d - (\operatorname{inv} \alpha_y - \operatorname{inv} \alpha) \right] \quad (8.20)$$

• Дебелина на зъба, мерена по постоянна хорда (фиг. 8.14); Размерът h_c определя положението на постоянната хорда s_c . За h_c и s_c следва:

$$h_c = m - s_c \operatorname{tg} \alpha / 2; \quad s_c = \pi m \cos^2 \alpha / 2 \quad (8.21)$$



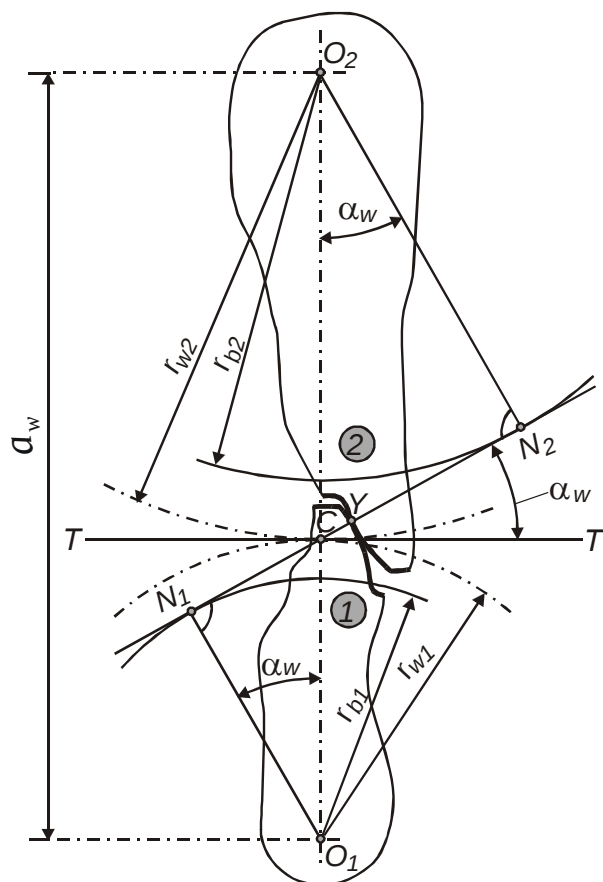
Фиг. 8.13. Схема за определяне на дебелината на зъба по произволен диаметър



Фиг. 8.14. Схема за определяне на дебелината на зъба по постоянна хорда

8.3.3. Основно свойство на еволвентното зацепване

На фиг. 8.15 е показано положение от еволвентно зацепване, в който зъбните профили имат обща точка Y . През нея преминава общата им нормала N_1N_2 , която



Фиг. 8.15. Геометрия на еволвентното зацепване

е допирателна същевременно към двете основни окръжности съответно с радиуси r_{b1} и r_{b2} . През времето на задружната работа на двойката профили, точката на зацепване се премества по общата нормала N_1N_2 . Последната се нарича линия на зацепване и във всеки момент преминава през полюса т. С, като сключва постоянен ъгъл α_w с перпендикуляра $T-T$ към междуцентровата линия O_1O_2 . Следователно, е в сила основният закон на зацепване. Линията N_1N_2 е образуваща права за двата зъбни профила, но същевременно е и линия на натоварване, тъй като по време на задружната им работа силовия поток действа по общата им нормала (пренебрегвайки силите на триене).

Линията на зацепване N_1N_2 сключва с $T-T$ ъгъл α_w , който се нарича ъгъл на зацепване. Същият е и ъгълът между междуцентровата линия O_1O_2 и перпендикулярите O_1N_1 и O_2N_2 .

Когато зъбните колела не са коригирани чрез изместване (нулеви зъбни колела), ъгълът на зацепване съвпада с профилния ъгъл на точка от зъба, лежаща на делителната окръжност и е равен на ъгъла на изходящия произвеждащ контур на инструмента от гребенен тип:
 $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

За предавателното отношение i и предавателното число u от зависимост (8.12) следва: $i = \omega_1 / \omega_2 = r_{w2} / r_{w1} = u = \text{const}$. От друга страна, от подобните триъгълници O_1N_1C и O_2N_2C :

$$r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w; \quad r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w \quad (8.22)$$

и следователно:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_{b2} / r_{b1} = u = \text{const} . \quad (8.23)$$

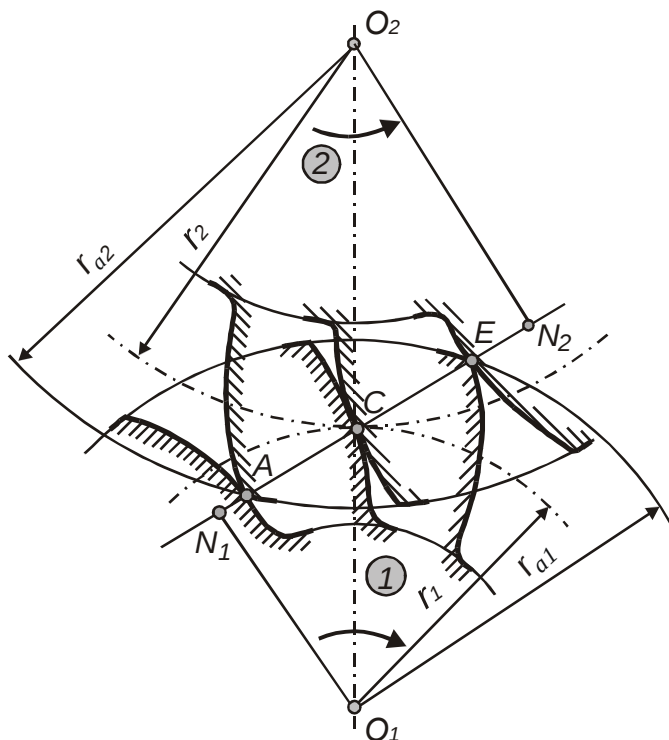
Основните окръжности са постоянни за определен зъбен профил, и от зависимост (8.23) следва, че и предавателното отношение е постоянно, т.е. то не зависи от изменението на междуосовото разстояние a_w :

Нечувствителността на еволвентното зъбно зацепване към неточно спазване на междуосовото разстояние е основно негово предимство, което позволява:

- 1). Да се предписват относително по-големи допуски на междуосовото разстояние;
- 2). Да се прилагат корекции чрез изместване на зъбонарезните инструменти.

8.3.4. Отсечка на зацепване

Процесът на зъбно зацепване, отнесен към дадена двойка зъби има цикличен характер – периодично те влизат в контакт, работят заедно и се разделят. *Геометрично, съвместната работа на дадена двойка зъби се определя от отсечката на зацепване* AE . Граничните ѝ точки се определят по следния начин (виж фиг. 8. 16): т. A бележи началото на зацепването и се намира като пресечна точка на върховата окръжност на задвижваното колело (колело 2) с линията на зацепване N_1N_2 ; т. E съответства на края на зацепването и се определя като пресечна точка на върховата окръжност на задвижващото колело (колело 1) с линията на зацепване N_1N_2 . Очевидно, за отсечката на зацепване е в сила $ACE < N_1N_2$.



Фиг. 8.16. Отсечка на зацепването

В съответствие с основния закон на зъбното зацепване, респ. за удовлетворяване на условието за спрегнатост на профилите на

двете зъбни колела, е необходимо да бъдат изпълнени равенствата:

$$p_1 = p_2 = p; \quad m_1 = m_2 = m; \quad \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \quad (8.24)$$

8.3.5. Коефициент на челно препокриване

За обезпечаване на плавната работа на предавката, респ. приемствеността в процеса на зацепване, е необходимо преди дадена двойка да е излязла от зацепване, следващата двойка зъби да е влязла в зацепване. Следователно, началото и края на един работен цикъл включва едновременно работата на две двойки зъби, а през останалото време в зацепване е само една (текущата) двойка зъби.

През времето на съвместната работа на една двойка зъби контактната им точка изминава път, равен на отсечката на зацепване $ACE = g_\alpha$ (фиг. 8.17). Същевременно, в съответствие със свойствата на еволвентата, разстоянието между едноименните профили на два съседни зъба е равно на стъпката по основната окръжност p_b . Затова p_b се нарича още *стъпка на зацепването*.

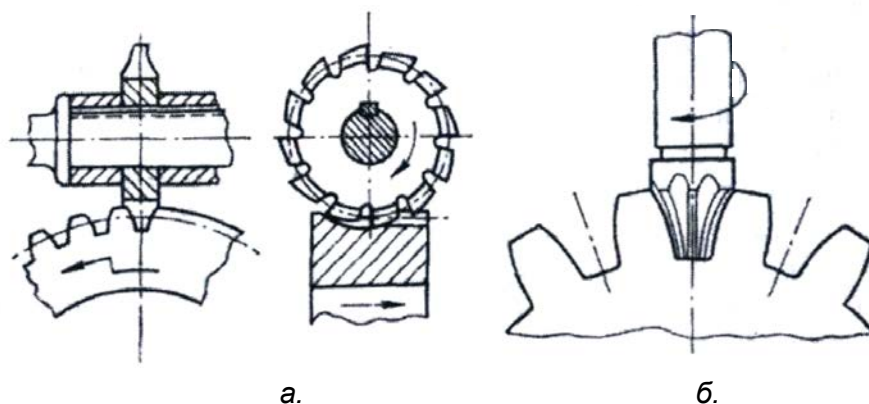
Плавната работа на предавката се гарантира от условието: отсечката на зацепване трябва да е по-голяма от стъпката на зацепване, т.е. $g_\alpha > p_b$.

Количествена мярка за приемствеността в зацепването е коефициентът на челно препокриване ε_α , дефиниран като отношение на отсечката на зацепване към стъпката на зацепване:

$$\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_b > 1 \quad (8.25)$$

► Метод на копиране

При метода на копиране режещият ръб на инструмента съвпада с профила на междузъбието, при което едновременно се изрязва както еволвентния профил, така и прехода към петовата окръжност. Използват се фасонни модулни фрези в две модификации – дискови (фиг. 8.18а) и палцови (фиг. 8.18б).

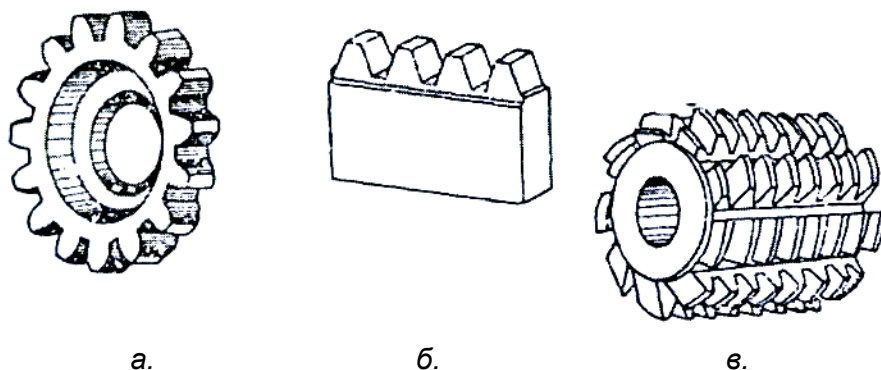


Фиг. 18.8. Зъбонарезни инструменти, работещи по метода на копиране

За нарязване на зъбни колела с определен модул и произволен брой зъби се използват комплекти от 3, 8 или 15 броя фрези. При това всяка от тях е предназначена за нарязване на колела в определен диапазон на броя на зъбите. Следователно, е налице отклонение от теоретичната еволвента, съответстваща на конкретния брой зъби, тъй като тя е функция на основната окръжност с диаметър $d_b = m z \cos \alpha$ (виж т. 8.2.3, „Еволвента и нейните свойства“). За избягване на заклъняването режещият ръб на фрезата се профилира в съответствие с най-малкия брой на зъбите в комплекта. За нарязване на колелото, е необходимо зъбонарезната машина да е снабдена с делителен механизъм за последователно завъртане на заготовката на ъгъл $2\pi/z$. Очевидно, методът на копиране се отличава с ниска производителност и ниска точност, което определя ограниченото му приложение – за ремонтни дейности.

► Метод на отъркаване (обхождане)

При метода на обтъркаване профилът на зъбите не се моделира от веднъж, а като обвивка на последователните положения на режещия ръб на инструмента. С други думи, в основата на метода е идеята за възпроизвеждане на зацепване между инструмент и заготовка в процеса на нарязването им. Методът може да се приложи със следните инструменти: дълбач – зъбно колело, заточено с режещи ръбове (фиг. 8.19а); зъбен гребен, който може да се разглежда като зъбно колело с $z_0 = \infty$ (фиг. 8.19б); червячна фреза (фиг. 8.19в), която в нормално на навивките сечение има форма на зъбен гребен.



Фиг. 8.19. Зъбонарезни инструменти, работещи по метода на отъркаване

Като резултат от основната постановка на метода на обхождане е необходимо да се реализира съответната кинематика от зъбонарезните машини – съгласувани движения между инструмент и заготовка, така, че делителните им окръжности (ако е зъбен гребен – делителната му права) да се търкалят една върху друга без приплъзване. Необходими са и допълнителни работни движения – гребенът и дълбачът се движат възвратно постъпателно по направление на зъба, а червячната фреза извършва въртливо движение около оста си.

Методът на обтъркалването се характеризира с висока производителност и точност, като даден инструмент с определен модул има универсално приложение – може да се използва за нарязване на колела с произволен брой зъби. Дълбачът (зъбодълбачно колело) е единственото възможно решение за нарязване на зъбни колела с вътрешни зъби.

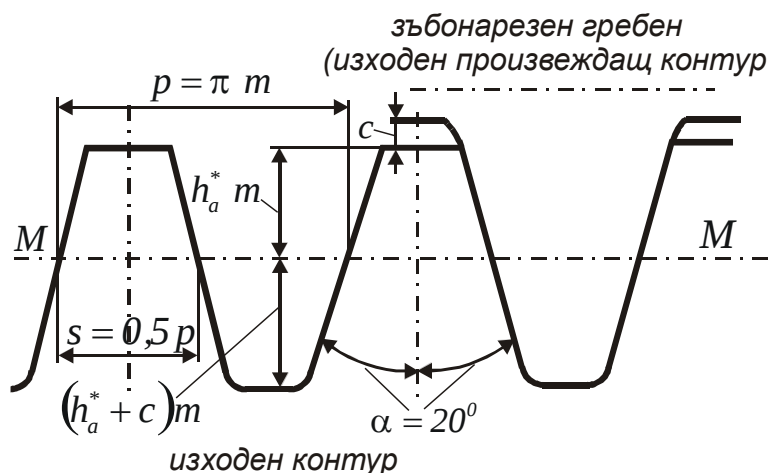
► Методи за довършващо обработване

Тези методи са насочени към повишаване на показателите за точност, повишена грапавост и микротвърдост. Такива методи са шевероване, притриване, отъркалване, обработване чрез пластична деформация. В основата на тези методи е зацепване със специален инструмент – съответно шевер, притир с абразивна паста, еталонно колело или зъбно закалено до висока твърдост зъбно колело.

За закалени зъбни колела се прилага довършващо обработване чрез шлифване – използват се шлифовъчни дискове, работещи по метода на копиране и обхождане.

8.3.7. Изходен контур и изходен произвеждащ контур

Изходният контур е въведен с цел нарязване на еднакви чрез метода на отъркалване зъбни колела. Той е стандартизиран по *ISO 53 – 1974* и *БДС 1526 – 78* за модули $m > 1 \text{ mm}$. Геометрията на изходния контур съответства на праволинеен зъбен гребен, чиито страни са наклонени под профилен ъгъл $\alpha = 20^\circ$ – на фиг. 8.20 е показаният отдолу елемент. По линията *ММ*, наречена делителна права, дебелината на зъба е равна на широчината на междузъбието ($s = e = p/2$). Останалите елементи – модул m , стъпка p , глава и пета на зъба, височина на зъба h и радиална хлабина c съответстват на дефинираните в т. 8.3.2. Стандартните елементи на изходния контур са основа за геометрично изчисляване на еволвентните зъбни предавки.



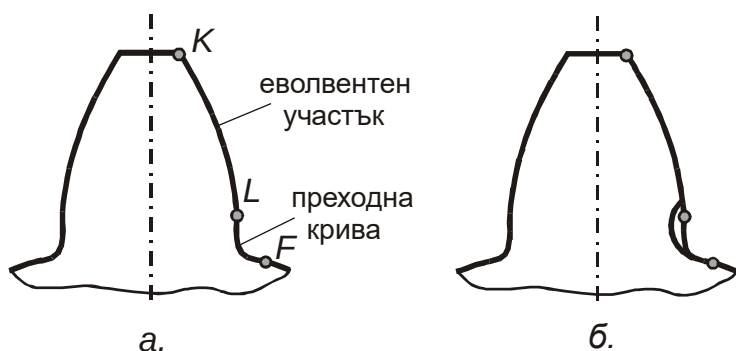
Фиг. 8.20. Изходен контур и изходен произвеждащ контур

Изходният произвеждащ контур се получава на базата на изходния контур – той запълва междузъбията на изходния контур по аналогия на формоване чрез техниката „форма-отливка“ (на фиг. 8.20 е показаният отгоре елемент). Очевидно, изходният произвеждащ контур има увеличена височина на зъба и се използва за профилиране на зъбите на зъбонарезните инструменти, при което не се допуска контакт с върховата окръжност на заготовката (гарантира се радиална хлабина c).

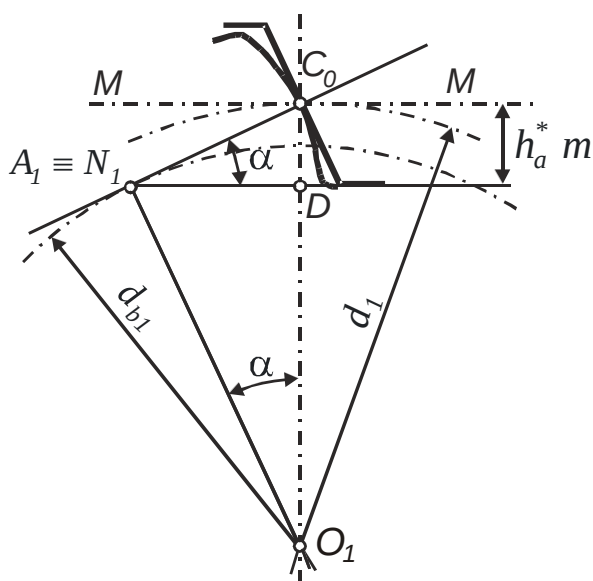
В инженерната практика се използват и т.н. модифицирани изходни контури, чиято геометрия е различна.

8.3.8. Подрязване на зъбите

Нормалните еволвентни зъби съдържат плавно свързани еволвентен участък KL и преходна крива LF (фиг. 8. 21а). Ако по време на нарязване на зъбите при взаимодействието между инструмент и заготовка не е спазен общия закон на зацепване, профилите им не са взаимнообвиващи се криви. Такъв е случаят на застъпване (интерференция) на профилите по определен участък от отсечката на зацепване при зъбообработването, в резултат на което се получава подрязване в основата на зъба (фиг. 8.21б). Наблюдава се при нарязване на зъбно колело с малък брой зъби по метода на отъркалването чрез зъбен гребен.



Фиг. 8.21. Подрязване на зъбите



Фиг. 8.22. Схема за определяне на граничния брой зъби

Подрязването на зъбите е нежелано явление предвид намалената им товароносимост, и следователно, интерес представляват граничните стойности на параметрите, от които зависи. Условието за избягване на подрязването е началната точка на зацепване т. A да се намира между лежащата върху основната окръжност т. N_1 и полюса т. C . Граничният случай ще съответства на условието $A \equiv N_1$, зъбното колело е гранично, а броят на зъбите му z_{min} – минимален брой зъби, свободни от подрязване.

На фиг. 8.22 е показано взаимодействие между зъбен гребен и гранично зъбно колело. Геометричното условие, съответстващо на граничния случай (на границата на подрязване на зъбите), е върховата права на изходния контур да преминава през т. N_1 , при което е в сила равенството $N_1C_0 = A_1C_0$.

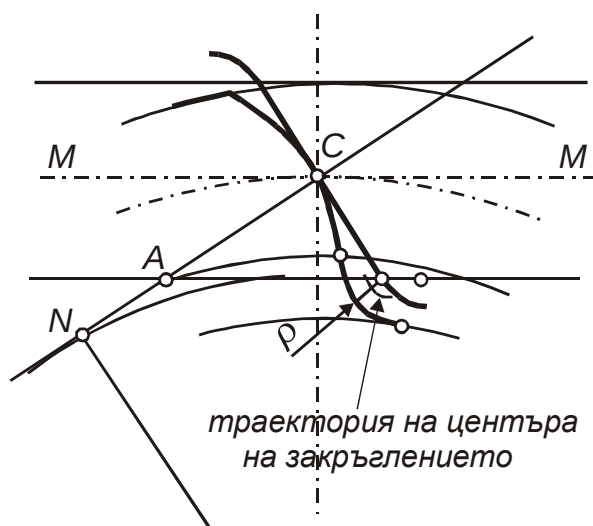
От изразяването на N_1C_0 в подобните триъгълници $O_1N_1C_0$ и N_1DC_0 за z_{min} непосредствено следва:

$$h_a^* m / \sin \alpha = (m z_{min} / 2) \sin \alpha \Rightarrow z_{min} = 2h_a^* \sin^2 \alpha \quad (8.26)$$

При използване на стандартен зъбен гребен $h_a^* = 1$ и $\alpha = 20^\circ$ и от (8.26) за минималния брой зъби, свободен от подрязване се получава $z_{min} = 17$. В инженерната практика се използва понятието *практически брой зъби, свободен от подрязване*, за който подрязването е незначително - $z'_{min} = (5/6)z_{min} = 14$.

При нарязване на зъбите с дълбач, z_{min} зависи от броя на зъбите на дълбача. Например, ако се използва стандартен дълбач с $z_d = 40$, подрязването ще се избегне за $z_{min} = 15$.

8.3.9. Влияние на преходната крива върху товароносимостта на зъбите



Фиг. 8.23. Схема за получаване на преходната крива по метода на отъркаване

Както показва наименованието ѝ, преходната крива свързва еволвентния участък с дъга от петовата окръжност. За нормално нарязаните зъби (без подрязване) преходната крива не нарушава работния профил, при което прехода с еволвентния участък е плавно – без инфлексна точка.

Формата на преходната крива пряко влияе върху размерите на сечението на зъбите в основата им и местната концентрация на напрежения в него. Следователно, нейната форма е определяща за товароносимостта на предавките. При изработване на зъбите по метода на копиране, формата на

преходната крива е следствие на профилирането на инструмента, при което се използват увеличени радиуси на кривина.

При изработване на зъбните колела по метода на обхождане, преходната крива е следствие от траекторията на центъра на закръглянето на зъбите на гребена – тя представлява удължена еволвента (фиг. 8.23). Преходната крива се получава като обвивка на последователните положения на закръглянето $\rho = \rho^* t$, при което тя е равноотдалечена (еквидистанта) на удължената еволвента.

§ 9. МОДИФИКАЦИИ И КОРЕКЦИИ. ЕВОЛВЕНТНИ ЦИЛИНДРИЧНИ ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ С НАКЛОНЕНИ ЗЪБИ. ЕВОЛВЕНТНИ ЦИЛИНДРИЧНИ ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ С ВЪТРЕШНИ ЗЪБИ. ЦИЛИНДРИЧНИ ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ СЪС ЗАЦЕПВАНЕ НА ВИЛДХАБЕР-НОВИКОВ. ТОЧНОСТ НА ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ. ТОВАРОНОСИМОСТ НА ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ

9.1. Модификации и корекции

9.1.1. Модификации на еволвентни зъбни предавки

► Определение *Модификацията на зъбния профил е целесъобразно изменение на теоретичната му форма, получена чрез отъркаване със стандартен инструмент.*

В инженерната практика се прилагат следните модификации:

- Фланкиране на зъбите Състои се в срязване на върховете на зъбите, при което се оформят с еволвентен участък с по-голям профилен ъгъл. Използва се инструмент, профилиран на база на модифициран изходен контур, чиито зъби съдържат начупена праволинейна част (оформена е с два наклона). Целта на фланкирането е избягване на удара при върха на зъба при влизането му в зацепване, което води до намален шум в предавката (с 5 – 6 dB);

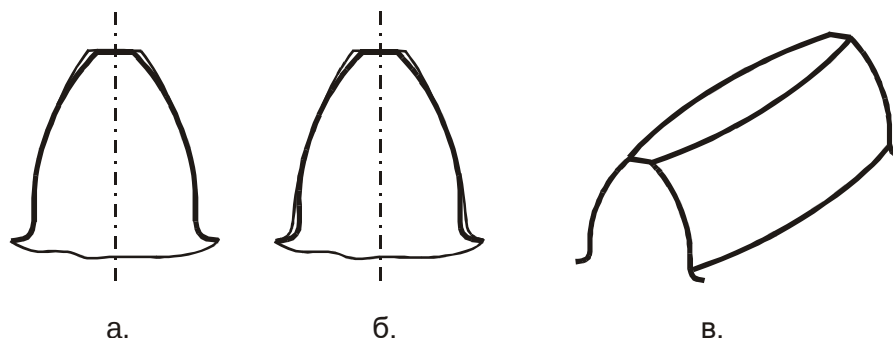
- Ъглова модификация Реализира се чрез нестандартен изходен контур с профилен ъгъл, различен от $\alpha = 20^\circ$ ($\alpha = 17^\circ 30'$ или $\alpha = 22^\circ 30'$). Обикновено се прилага само за уникални зъбни колела, изискващи проектиране и изработване на нестандартен инструмент. Тъй като минималния брой зъби, свободни от подрязване зависи от ъгъла на зацепване α , то се променя и z_{min} (виж зависимост 8.26);

- Височинна модификация Срежда се при зъбни колела, на които стъпката отговаря на даден модул m , а височината им съответства на друг, по-малък стандартен модул m' . Такива зъбни колела са известни като „двумодулни“, характеризирани се с намалена височина и по-голяма якост на огъване, но с по-малка стойност на ε_α и следователно – по-голям шум. Височинно модифицирани предавки, за които $h_a^* > 1$, се използват в транспортната техника. Целта е да се намалят динамичните натоварвания и шума за сметка на увеличената височина на зъбите и значително повишената стойност на ε_α (може да достигне $\varepsilon_\alpha = 2$). Очевидно, нарязването на такива зъбни колела е възможно с нестандартен инструмент;

- Дебелинна (тангенциална) модификация Състои се в целенасочено увеличаване на дебелината на единия зъб и съответно намаляване на дебелината на другия. Необходим е специален инструмент. Прилага се преди всичко при конусни предавки;

- Профилна модификация Представлява преднамерено отклонение в определен участък от теоретичната еволвента с цел намаляване на динамичните натоварвания в зацепването. Ако модификацията се отнася само до главата на зъбите, е налице скосяване (фиг. 9.1a), а в случай на отклонение от теоретичната еволвента и на петата на зъбите, е налице профилна бървообразност на зъбите (фиг. 9.1б);

• **Надлъжна модификация** Изразява се в придаване на зъбите на бъчвообразна форма по направление на дължината им с цел по-равномерно разпределение на натоварването (фиг. 9.1в). Прилага се при тежконатоварени предавки с големи модули.



Фиг. 9.1. Профилни и надлъжна модификации

9.1.2. Корекции чрез изместване

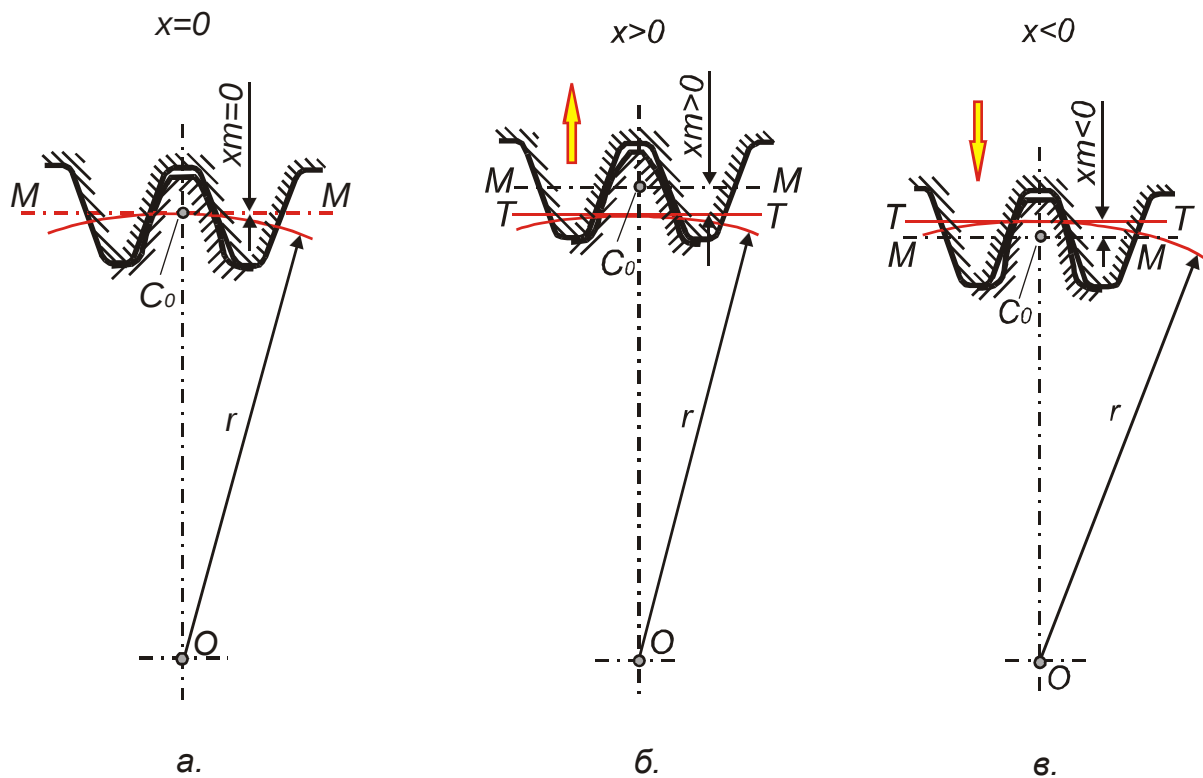
Корекциите чрез изместване са проявление на основното свойство на еволвентното зацепване – нечувствителност към неточно спазване на междуосовото разстояние (виж т. 8.3.3.). Реализират се със стандартни инструменти върху същите зъбонарезни машини, както и некоригираните, което е основно тяхно предимство.

Корекциите чрез изместване са резултат от точно определено радиално изместване на зъбния гребен по отношение на оста на заготовката. *Радиалното изместване е произведение от модула m и коефициента на изместване x , който се отчита с алгебричния си знак.* Това дава възможност за зъбните профили на коригираните колела да се използва една и съща еволвента (тъй като съответства на една и съща основна окръжност с диаметър $d_b = mz \cos \alpha$), но различни участъци от нея. В зависимост от коефициента на изместване, са възможни следните варианти по отношение на нарязваните колела (фиг. 9.2):

• **Нарязване на нулево колело (без изместване)** В процеса на зъбообработване делителната права $M - M$ на рейката се търкаля без приплъзване по делителния диаметър на нарязваното колело (фиг. 9.2а), което съответства на нулева стойност на коефициента на изместване - $x = 0$;

• **Нарязване на положително колело (плюс колело)** В този случай делителната права на рейката $M - M$ се отдалечава в радиално направление от центъра на колелото, т.е. $x > 0$ (фиг. 9.2б). По делителната окръжност на нарязваното колело се търкаля друга права $T - T$ от зъбния гребен. *Положителният ефект от положителната корекция е увеличена дебелина на основата на зъбите, което увеличава якостта им на огъване, а отрицателният ефект се изразява в заостряне на върха им.* Заострянето на върховете на зъбите е резултат от пресичането на двата симетрични клона на еволвентата в точка от върховата окръжност, което за граничния случай съответства на дебелина $s_a = 0$. Този параметър трябва да отговаря на условието $s_a > 0,25 m$. Граничният брой зъби, за който настъпва заостряне е $z = 7$;

• **Нарязване на отрицателно колело (минус колело)** Получава се когато делителната права на рейката $M - M$ се приближава в радиално направление към центъра на колелото (фиг. 9.2в), т.е. $x < 0$. *В резултат от отрицателната корекция се получават обратни ефекти – зъби с намалена дебелина на основата и по-голяма дебелина при върха им.*



Фиг. 9.2. Нарязване на зъбни колела чрез изместване

При $z_1 < z'_{min} = 14$ е необходимо да се определи минималната стойност на коефициента на изместване x_{min} , за който ще се избегне подрязването на зъбите. Определя се на основата на геометричното условие, показано на фиг. 9.2 като се отчете, че делителната права на рейката е изместена на разстояние $x_{min} m$ от делителната окръжност:

$$x_{min} = \frac{z'_{min} - z_1}{z_{min}} = \frac{14 - z_1}{17} \quad (9.1)$$

Корекциите чрез изместване водят до изменение на някои геометрични параметри на предавката, а други остават непроменени.

Не се променят модула m , профилния ъгъл по делителната окръжност α , окръжната стъпка p , височината на зъбите h и диаметрите на делителната d и основна d_b окръжности.

Променят се височините на главата h_a и петата h_f на зъба и следователно, диаметрите на върховата d_a и петовата d_f окръжности и дебелината на зъба s и широчината на междузъбието e по делителната окръжност. Промеените геометрични параметри се определят чрез следните зависимости:

$$h_a = (h_a^* + x)m; \quad h_f = (h_a^* + c^* + x)m \quad (9.2)$$

$$d_a = m(z + 2h_a + 2x); \quad d_f = m(z - 2h_f + 2x) \quad (9.3)$$

$$s = p/2 \pm 2xm \operatorname{tg} \alpha; \quad e = p/2 \mp 2xm \operatorname{tg} \alpha; \quad s + e = p \quad (9.4)$$

Корекциите чрез изместване се използват за решаване на следните инженерни задачи:

- 1). Конструирание на предавка с предварително зададено междуосово разстояние $a_w \neq a$;
- 2). За избягване на подрязването на зъбите при $z_1 < z_{min}$;
- 3). Оптимизиране на предавката в аспект на товароносимост и подобряване на качествените ѝ показатели:
 - Увеличаване на якостта на огъване на малкото колело или постигане на равна якост на двете колела;
 - Увеличаване на коефициента на челно препокриване ε_α ;
 - Изравняване на специфичното плъзгане в основата на зъбите.

9.1.3. Видове зацепвания на цилиндрични еволвентни зъбни колела

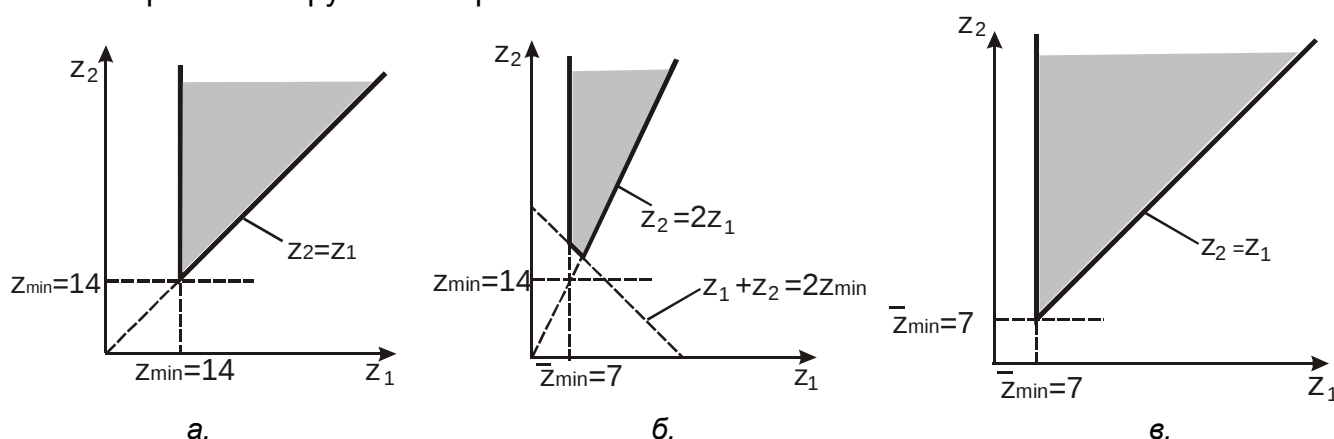
В зависимост от коефициентите на изместване на двете зъбни колела x_1 и x_2 , както и от тяхното съчетание, съществуват три вида зъбни зацепвания:

► Нулево зъбно зацепване

При нулевото зацепване и двете колела са нулеви, т.е. $x_1 = x_2 = 0$, и следователно коефициентът на сумата на изместванията също е нула $x_\Sigma = 0$. За да се изключи подрязването на зъбите и се отчете, че колело 2 има по-голям брой зъби от колело 1, то условията за прилагане на нулевото зацепване са:

$$z_1 > z'_{min} = 14; \quad z_2 > z'_{min} = 14; \quad z_2 > z_1 \quad (9.5)$$

На фиг. 9.3а в координатната система $z_1 - z_2$ графично е показана областта на приложимост на нулевото зацепване, която е валидна, ако колелата са нарязани с зъбонарезен инструмент от гребенен тип.



Фиг. 9.3. Области на приложимост на видовете зацепвания

При нулевото зацепване ъгълът на зацепването е равен на профилния ъгъл на изходния произвеждащ контур $\alpha = \alpha_w = 20^\circ$, делителните диаметри съвпадат с началните, а междуосовото разстояние е делителното междуосово разстояние $a = a_w = m(z_1 + z_2) / 2$. Коефициентът на препокриване се определя по формулата:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha) + z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha)], \quad (9.6)$$

където $\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1})$ и $\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2})$ са профилните ъгли за точки от върховете окръжности на колелата.

Основно предимство на нулевото зацепване е простата му геометрия и възможността за ползване на много справочни таблици. Основен недостатък е различната якост на огъване на двете колела, която нараства с нарастване на разликата в броя на зъбите на двете колела. При малък брой зъби z_1 се получава неблагоприятна стойност за специфичното плъзгане θ_1 за петата на зъба за малкото зъбно колело. По тези причини нулевото зацепване се прилага при относително голям брой зъби на малкото колело z_1 , респ. при по-голям сумарен брой зъби (виж фиг. 9.3а). Очевидно, нулевото зацепване не може да се реализира при произволно междусово разстояние.

► *Равноизместено зацепване*

При равноизместеното зацепване малкото колело е изработено като положително, голямото като отрицателно, като коефициентите на изместване са равни по абсолютна стойност, т.е. $x_1 > 0$; $x_2 < 0$; $|x_1| = |x_2|$. Следователно, и при равноизместеното зацепване коефициентът на сумата на изместванията е равен на нула $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$, делителните окръжности съвпадат с началните, запазват се междусовото разстояние $a = a_w$, ъгъла на зацепване $\alpha = \alpha_w = 20^\circ$ и пълната височина на зъбите. Променя се само съотношението между главата и петата на зъбите поради изместването (по делителните окръжности не се търкаля делителната права $M - M$ на зъбния гребен, а друга права $T - T$). В резултат на това дебелините на зъбите по делителните окръжности на са равни на половината стъпка, но сумата им е равна на стъпката:

$$s_1 > s_2; \quad s_1 > p/2; \quad s_2 < p/2; \quad s_1 + s_2 = p \quad (9.7)$$

Положителната корекция на малкото зъбно колело дава възможност то да има по-малък брой зъби, но не по-малък от z'_{min} , т.е. $z_1 \geq \bar{z}'_{min} = 7$ (фиг. 9.3б). От друга страна, задължителната отрицателна корекция изисква спазване на условието $z_2 > \bar{z}'_{min} = 1$. В граничния случай и двете колела ще бъдат коригирани на границата на подрязването, което съответства на условието:

$$x_{2,min} = -x_{1,min} \Rightarrow \frac{z'_{min} - z_2}{z_{min}} = -\frac{z'_{min} - z_1}{z_{min}} \quad (9.8)$$

От зависимост (9.8) непосредствено се определя граничния сумарен брой зъби, над който се прилага равноизместеното зацепване:

$$z_1 + z_2 \geq 2 z_{min} = 28 \quad (9.9)$$

От друга страна възможностите за прилагане на равноизместеното зацепване са по-големи при по-голяма разлика в броя на зъбите на колелата. Затова условно е прието допълнителното условие $z_2 \geq 2z_1$. Окончателно условията за прилагане на равноизместеното зацепване са:

$$\begin{aligned} z_1 &\geq \bar{z}'_{min} = 7; & z_2 &> \bar{z}'_{min} = 1 \\ z_2 &\geq 2z_1; & z_1 + z_2 &\geq 2z_{min} \end{aligned} \quad (9.10)$$

В съответствие с зависимости (9.10) на фиг. 9.3б е показана областта на приложимост на равноизместеното зацепване. Височините на делителните глави и пети се променят и се определят в съответствие със зависимости (9.2).

Положителният ефект от прилагане на равноизместеното зацепване се състои в повишената якост на огъване на малкото колело за сметка на голямото, и следователно товароносимостта на предавката като цяло се повишава. То дава възможност да се работи с по-малък брой зъби на малкото колело z_1 , като се избегне подрязването на зъбите му. По такъв начин се постига по-компактна предавка при по-рационално използване на материала. Равноизместеното зацепване може да се приложи както при конструиране на нови предавки, така и за ремонт на работили предавки. За работили предавки се нарязва само малкото колело, а голямото се пренарязва вече коригирано, което е икономически изгодно. Прилагането му не изисква много сложни изчисления и не води до технологични затруднения.

Недостатък са относително по-малките кинематични възможности – равноизместеното зацепване не може да се приложи за $u \approx 1$, както и невъзможността да се постигне произволно междусосово разстояние. В сравнение с аналогична нулева предавка, тази с равноизместено зацепване работи с по-големи загуби в зацепването.

► Изместено зацепване

При изместеното зацепване малкото колело е положително коригирано, а голямото може да бъде нулево, положително или отрицателно нарязано, т.е. $x_1 > 0$; $x_2 \neq 0$ или $x_2 = 0$. Характерна негова особеност е, че коефициентът на сумата на изместванията е различен от нула $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$. Условиата за прилагането на изместеното зацепване са показани на фиг. 9.3в:

$$z_1 \geq \bar{z}'_{min}; \quad z_2 \geq \bar{z}'_{min}; \quad z_2 \geq z_1 \quad (9.11)$$

Поради корекцията, дебелините на зъбите по делителните окръжности в общия случай не са равни, освен ако $x_1 = x_2$, така, че са в сила зависимостите:

$$s_1 \geq s_2; \quad s_1 > p/2; \quad s_2 \neq p/2; \quad s_1 + s_2 \neq p \quad (9.12)$$

Тъй като сумата от дебелините на зъбите е различна от стъпката, то колелата не се търкалят по делителните си окръжности, които не съвпадат с началните (за разлика от другите две зацепвания). В резултат ъгълът на зацепване α_w е различен от профилния ъгъл на стандартния зъбонарезен инструмент $\alpha_w \neq \alpha = 20^\circ$, а междусосовото разстояние е различно от делителното $a_w = r_{w1} + r_{w2} \neq a = r_1 + r_2$. Следователно, изчисленията при изместеното зацепване са свързани с определяне на ъгъла на зацепване α_w и междусосовото разстояние a_w при зададени брой на зъбите z_1 и z_2 и коефициенти на изместване x_1 и x_2 .

Ъгълът на зацепване се определя от условието за безхлабинно зацепване, т.е. дебелините на зъбите, измерени по началните окръжности се допълват до стъпката по същите окръжности:

$$s_{w1} + s_{w2} = p_w \quad (9.13)$$

Дебелините на зъбите по началните окръжности се определят от зависимостите:

$$\begin{aligned}
 s_{w1} &= 2r_{w1} \left(\frac{s_1}{2r_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_w \right) = mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \left(\frac{\frac{\pi m}{2} + 2x_1 m \text{tg} \alpha}{mz_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_w \right) \\
 s_{w2} &= 2r_{w2} \left(\frac{s_2}{2r_2} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_w \right) = mz_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \left(\frac{\frac{\pi m}{2} + 2x_2 m \text{tg} \alpha}{mz_2} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_w \right)
 \end{aligned} \quad (9.14)$$

След заместване на зависимости (9.14) в (9.13) и преработка се получава основната зависимост за ъгъла на зацепване при изместеното зацепване:

$$\text{inv}\alpha_w = 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \text{tg} \alpha + \text{inv}\alpha \quad (9.15)$$

За определяне на ъгъла на зацепване α_w се използват справочни таблици за стойностите на функцията $\text{inv}\alpha_w$.

Междусовото разстояние се изразява като сума от началните окръжности, които е целесъобразно да се представят чрез основните окръжности:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha_w} + \frac{r_{b2}}{\cos \alpha_w} = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = m \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (9.16)$$

(9.16) е втората основна зависимост при изчисляване на изместена зъбна предавка. Необходимо е обаче да се направи следното важно уточнение: определено по (9.16) междусово разстояние a_w е по-малко от междусовото разстояние a'_w , което се получава, ако се отчитат само коефициентите на изместване на колелата x_1 и x_2 , т.е. $a_w < a'_w$. В развит вид неравенството има вида:

$$a_w = a + (x_1 + x_2)m - \Delta y m = a + y m < a'_w = a + (x_1 + x_2)m \quad (9.17)$$

Следователно, разликата между междусовото разстояние a_w и делителното междусово разстояние a не е равна на сумата на изместванията на двете колела: $a_w - a < (x_1 + x_2)m$. Причината да се работи с междусово разстояние a_w е наличието на недопустима странична хлабина между зъбите, когато се работи с междусово разстояние a'_w . За да се отстрани, се прави обратно изместване със стойност $\Delta y m$, където Δy се нарича *коефициент на обратното изместване*. Величината y се нарича *коефициент на изместване на предавката* и изразява по следния начин:

$$y = x_{\Sigma} + \Delta y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) \quad (9.18)$$

За коефициента на обратното изместване следва:

$$\Delta y = (x_1 + x_2) - \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) \quad (9.19)$$

Изместеното зацепване има и друга особеност – поради обратното изместване се получават зъби със скъсени глави. Това е следствие от необходимостта да се

осигури постоянна радиална хлабина $c = c^* m = const$. По тази причина коефициентът на обратното изместване влияе върху определянето на делителните височини на главите на зъбите h_{a1} и h_{a2} , както и на пълните им височини h_1 и h_2 :

$$\begin{aligned} h_{a1} &= \frac{d_{a1} - d_1}{2} = (h_a^* + x_1 - \Delta y)m < (h_a^* + x_1)m \\ h_{a2} &= \frac{d_{a2} - d_2}{2} = (h_a^* + x_2 - \Delta y)m < (h_a^* + x_2)m \\ h_1 &= \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2} = h_2 = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2} = (2h_a^* + c^* - \Delta y)m < (2h_a^* + c^*)m \end{aligned} \quad (9.20)$$

На база на зависимости (9.20) могат да се определят диаметрите на върховите окръжности при наличие на скъсяване на главите на зъбите:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2h_{a1} = m(z_1 + 2h_a^* + 2x_1 - \Delta y) \\ d_{a2} &= d_2 + 2h_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2x_2 - \Delta y) \end{aligned} \quad (9.21)$$

В инженерната практика се използват и зависимостите, изведени при условие на постоянна радиална хлабина $c = c^* m = const$:

$$d_{a1} / 2 = a_w - d_{f2} / 2 - c; \quad d_{a1} / 2 = a_w - d_{f2} / 2 - c \quad (9.22)$$

При изместеното зацепване началните глави и пети се различават от делителните, а поради скъсяването дълбочината на захващането е намалена: $h < 2h_a^* m = 2,0 m$.

Основните зависимости (9.15) и (9.16) дават възможност да се реши т.н. права задача при проектиране на изместени зъбни предавки – при зададени z_1, z_2, m, x_1, x_2 да се определят междуосовото разстояние a_w , ъгъла на зацепване α_w и другите геометрични елементи.

Обратната задача е насочена към определяне на коефициентите на корекция x_1 и x_2 при зададено междуосово разстояние a_w . В този случай се използват преобразуваните зависимости:

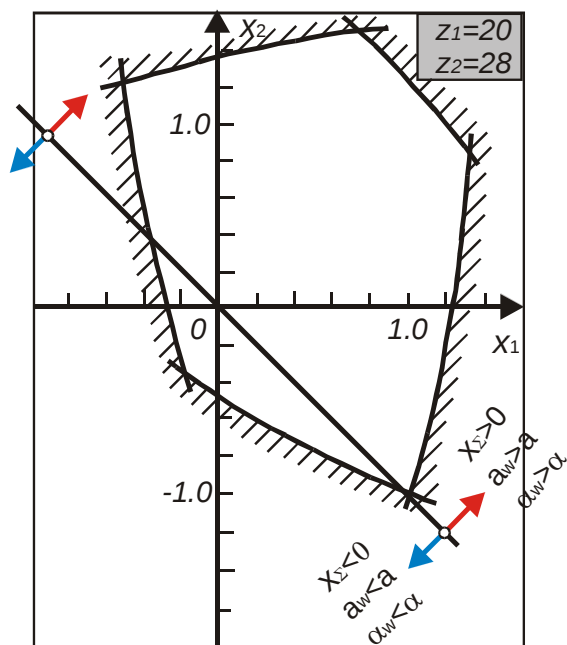
$$\cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cos \alpha = \frac{m(z_1 + z_2) / 2}{a_w} \cos \alpha \quad (9.23)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (9.24)$$

Изместеното зацепване има най-големи кинематични и конструктивни възможности (виж фиг. 9.3в). При това прилагането му не предполага никакви технологични затруднения и оскъпяване. Изместеното зацепване дава възможност за избягване на подрязване на зъбите в комбинация с увеличената якост на огъване и на двете колела независимо едно от друго, повишаване на контактната якост, подобрени условия на триене между зъбите и постигане на конкретно зададено междуосово разстояние. То се прилага както при проектиране на нови предавки, така и при ремонтни дейности. Изброените предимства на изместеното зацепване дават основание да се изтъкнат предимствата на еволвентното зъбно зацепване като цяло пред другите видове (нееволвентни) зацепвания.

Основен недостатък е необходимостта от по-сложни изчисления на предавката, което изисква повишени изисквания към конструкторите. Неблагоприятният ефект от увеличаване на ъгъла на зацепване α_w се изразява в намален коефициент на препокриване, а оттам – повишен шум в предавката.

9.1.4. Допустима област на коефициентите на изместване



Фиг. 9.4. Допустима област на коефициентите на изместване (блокиращ контур)

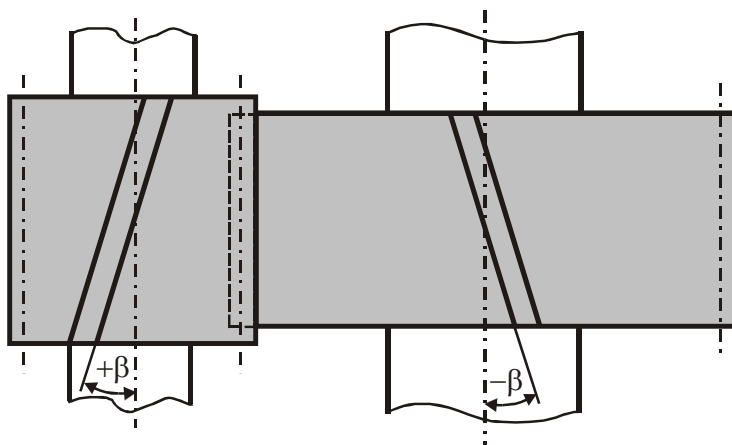
Както беше пояснено в т. 9.1.2., отнесен към конкретно зъбно колело с даден брой зъби, коефициентът на изместване може да се изменя в определени граници. Тези граници трябва да удовлетворяват условията за липса на подрязване и заостряне на зъбите. Когато става дума обаче за зацепване на две зъбни колела, границите на коефициентите на изместване x_1 и x_2 се определят и от други, допълнителни условия: да се избегне възможна интерференция на зъбите, постоянна радиална хлабина, да се гарантира определена минимална стойност за коефициента на препокриване ε_α и др. След съвместното математично обезпечаване на тези условия, за конкретно съчетание на броя на зъбите на колелата z_1 и z_2 , могат да се определят граничните стойности за коефициентите на изместване x_1 и x_2 . Гра-

фичното представяне на ограничителните криви в координатната система $x_1 - x_2$ за дадено съчетание на броя на зъбите z_1 и z_2 , се нарича допустима област или “блокиращ контур”. Пример за такъв блокиращ контур за $z_1 = 20$ и $z_2 = 28$ е показана на фиг. 9.4. За прегледност на конструктивните възможности, условно допустимата област е разделена на две подобласти: на изместени зацепвания с положителен коефициент на сумата на изместванията и на изместени зацепвания – с отрицателен коефициент на сумата на изместванията.

9.2. Еволвентни цилиндрични зъбни колела с наклонени зъби

9.2.1. Обща характеристика

Еволвентните цилиндрични зъбни колела с наклонени зъби предават въртеливо движение между валове с успоредни оси чрез зацепване на наклонени спрямо оста на колелата зъби. За обезпечаване на зацепването е необходимо ъглите на наклоните на зъбите на двете колела да са равни по големина, но с противоположни наклони – ляв и десен, т.е. $\beta_1 = -\beta_2$ (фиг. 9.5).



Фиг. 9.5. Цилиндрична зъбна предавка с наклонени зъби

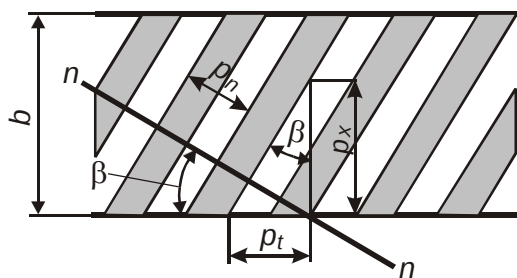
Колелата с наклонени зъби се използват при относително по-големи скорости на въртене, тъй като гарантират по-плавна и безшумна работа. В действителност, поради наклона им, в процеса на зацепване зъбите контактуват в контактни линии, чиято сумарна дължина е по-голяма от широчината на колелата, което води до увеличен коефициент

на прекриване. Като цяло, поради геометрията им и различната силова картина, предавките с наклонени зъби обезпечават около 15% по-голяма товароносимост при едни и същи размери в сравнение с предавките с прави зъби. Основен техен недостатък е наличието на осова сила, която товари валове и лагерите. За избягване на този недостатък се използват шевронни зъбни колела, които представляват две допреди едно до друго цилиндрични зъбни колела с наклонени зъби с еднаква геометрия, но с противоположни наклони на зъбите (виж фиг. 8.3в). Шевронните зъбни колела се прилагат при тежко натоварени предавки – в металургията, в енергетиката и транспортното машиностроене.

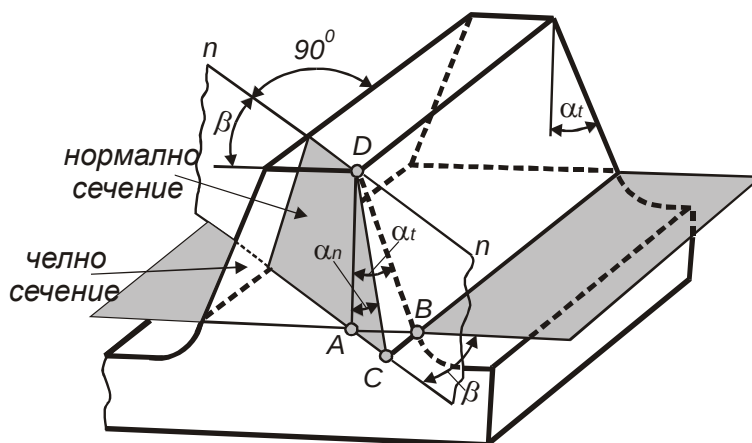
За ъглите на наклона на зъбите за обикновените предавки се препоръчват стойности $8^{\circ} - 15^{\circ}$, а за шевронните зъбни предавки – до $30^{\circ} - 35^{\circ}$.

9.2.2. Геометрични зависимости

При еволвентните зъбни колела с наклонени зъби зъбните повърхнини са част от еволвентни винтови повърхнини. По тази причина при пресичане на различните концентрични цилиндри (върхови, петови, делителни, основни), с еволвентните повърхнини, се получават винтови линии с еднакви стъпки, но с различни ъгли на наклона им. Необходимо е да се уточни, че ъгълът на наклона на зъбите β се отнася към делителния цилиндър, т.е. β е ъгълът между надлъжната линия на зъбите и образуващата на делителния цилиндър.



Фиг. 9.6. Геометрия на различните стъпки



Фиг. 9.7. Геометрия на различните ъгли

Геометричните параметри на зацепването се разглеждат в две сечения – нормално, т.е. перпендикулярно по отношение на направлението на зъбите и челно, т.е. перпендикулярно на оста на колелото. Връзката между различните стъпки се намира от показаната на фиг. 9.6 развивка на делителния цилиндър. Между челната (окръжна) стъпка p_t , нормалната стъпка p_n и осовата стъпка p_x са в сила зависимостите:

$$p_n = p_t \cos \beta = p_x \sin \beta; \quad p_t = p_x \operatorname{tg} \beta = \frac{p_n}{\cos \beta}; \quad (9.25)$$

На челната и нормалната стъпки съответстват съответно челен m_t и нормален m_n модули. От (9.25) непосредствено следва израза $\pi m_n = \pi m_t \cos \beta$, откъдето се намира връзката между модулите:

$$m_n = m_t \cos \beta; \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (9.26)$$

Посочените стъпки и модули са същите, както при произвеждащия гребен.

По практични съображения е стандартизиран нормалния модул m_n – едни и същи зъбонарезни инструменти от гребенен тип и червячни фрези се използват както за нарязване на прави, така и за наклонени зъби. Във втория случай инструментът се завърта на ъгъл, равен на ъгъла на наклона на зъбите.

На понятията челен и нормален модули (стъпки) съответстват челен α_t и нормален α_n профилни ъгли. За намиране на връзката между тях се построяват сеченията на зъб от произвеждащ гребен с челна и нормална равнина (фиг. 9.7). За правоъгълните триъгълници ADC , ADB и ACB са в сила зависимостите:

$$AD = \frac{AC}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{AB}{\operatorname{tg} \alpha_t}; \quad AC = AB \cos \beta, \quad (9.27)$$

откъдето се намира търсената зависимост за ъглите:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (9.28)$$

Тъй като зъбните профили са еволвентни в челно сечение, се използват зависимостите за колелата с еволвентни прави зъби. Използват се индекси, отнасящи се до челно сечение. Ще бъдат дадени зависимостите за определяне на геометричните параметри за случая на некоригирани (нулеви) зъбни колела, нарязани със стандартен зъбен гребен.

- Диаметър на делителната окръжност:

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta} \quad (9.29)$$

- Диаметър на основната окръжност:

$$d_b = d \cos \alpha_t = \frac{m_n z}{\cos \beta} \cos \alpha_t \quad (9.30)$$

- Височини на делителните глава и пета и пълна височина на зъба:

$$h_a = h_a^* m_n = 1,0 m_n; \quad h_f = (h_a^* + c^*) m_n = 1,25 m_n; \quad h = h_a + h_f = 2,25 m_n \quad (9.31)$$

- Диаметри на върховата и петовата окръжности:

$$\begin{aligned} d_a &= m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2h_a \right) = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right); \\ d_f &= m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2h_f \right) = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right) \end{aligned} \quad (9.32)$$

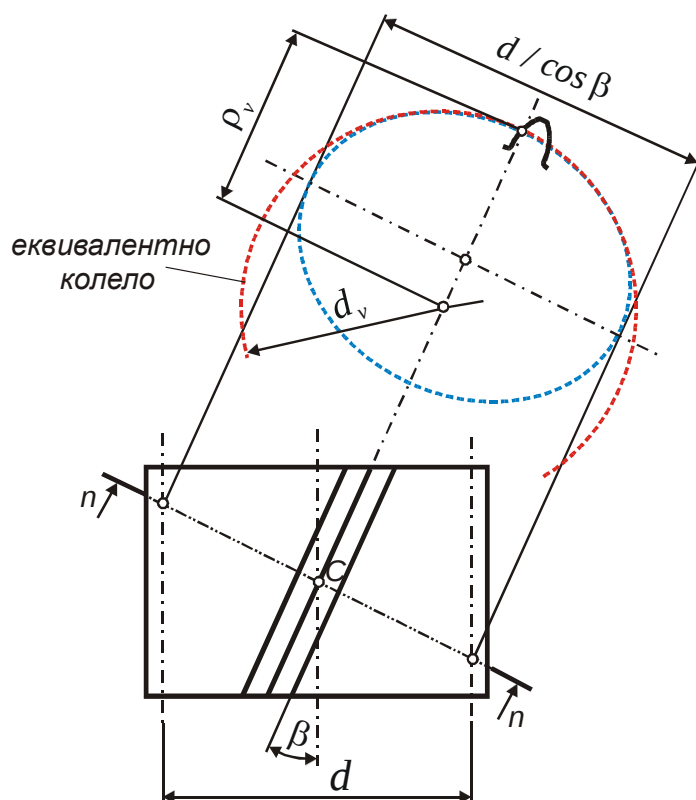
- Делително междусово разстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \frac{z_1 + z_2}{2} \quad (9.33)$$

От зависимост (9.33) е очевидно, че делителното междусово разстояние се влияе от изменение на ъгъла на наклона на зъбите β .

9.2.3. Понятие за еквивалентно колело

► **Определение** Еквивалентното колело е условно (въображаемо) цилиндрично зъбно колело с прави зъби с брой зъби z_v , чийто зъбен профил е приблизително еднакъв със зъбния профил на разглеждания наклонен зъб в нормално сечение.



Фиг. 9.8. Схема за определяне на еквивалентния брой зъби

Еквивалентният брой зъби z_v се използва при изчисляване на зъбите на огъване, както и при избора на дискова или палцова фрези, ако зъбите се нарязват чрез метода на копиране.

За дефиниране на еквивалентното колело се разглежда сечението на делителния цилиндър на разглежданото зъбно колело с нормална равнина $n - n$ (фиг. 9.8) – то представлява елипса, която в полюса на зацепване C има радиус на кривина $\rho_v = d / 2 \cos^2 \beta$. В нормално сечение профилът на наклонения зъб съответства на профила на изходния произвеждащ контур и е приблизително еднакъв с профила на зъба на еквивалентното (условното) колело с прави

зъби. Делителният радиус на еквивалентното колело се приема за равен на радиуса на кривина на елипсата в т. C :

$$d_v = 2\rho_v = d / \cos^2 \beta = m_t z / \cos^2 \beta = m_n z / \cos^3 \beta = m_n z_v, \quad (9.34)$$

откъдето за еквивалентния брой зъби следва:

$$z_v = z / \cos^3 \beta, \quad (9.35)$$

където z е броят зъби на зъбното колело с наклонени зъби.

Величината z_v дава възможност известните геометрични и якостни зависимости за колелата с прави зъби да се приложат за наклонени, като вместо с действителния брой зъби, се използва еквивалентния.

За некоригирани колела минималния брой зъби, свободен от подрязване се определя чрез зависимостите:

$$z_{min} = 17 \cos^3 \beta; \quad z'_{min} = 14 \cos^3 \beta$$

Аналогично се определя броя зъби, за който настъпва заостряне на главата: $7 \cos^3 \beta$.

Тъй като изразът $\cos^3 \beta$ е по-малък от единица, то определените гранични показатели са по-благоприятни в сравнение с аналогичните при прави зъби.

За прилагане на корекции чрез изместване се въвеждат два вида коефициенти на изместване – в нормално сечение x_n и в челно сечение x_t . Те са свързани със зависимостта $x_n = x_t \cos \beta$. Коефициентът x_n е определящ за зъбообработването, както и за височините на главата и петата на зъба, респ. диаметрите на върховата и петовата окръжности:

$$h_a = m_n (h_a^* + x_n) = m_n (1 + x_n); \quad h_f = m_n (h_a^* + c^* + x_n) = m_n (1,25 + x_n) \quad (9.36)$$

$$d_a = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 + 2x_n \right); \quad d_f = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 + x_n \right) \quad (9.37)$$

Както при предавките с прави зъби, и при тези с наклонени зъби съществуват три вида зацепвания: нулево, равноизместено и изместено. При равноизместеното зацепване трябва да е изпълнено условието: $z_{v1} + z_{v2} \geq 2 z'_{min} = 28$. Изчисленията при изместено зацепване се провеждат с основните зависимости:

$$a_w = m_n \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}; \quad inv \alpha_{tw} = 2 \frac{x_{n1} + x_{n2}}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha_n + inv \alpha_t \quad (9.38)$$

9.2.4. Коефициент на препокриване

При зъбните колела с наклонени зъби в процеса на зацепване зъбите контактуват в линия с дължина, по-голяма от широчината на колелото вследствие наклона. Това обстоятелство количествено се определя чрез въведения коефициент на осово препокриване ε_β :

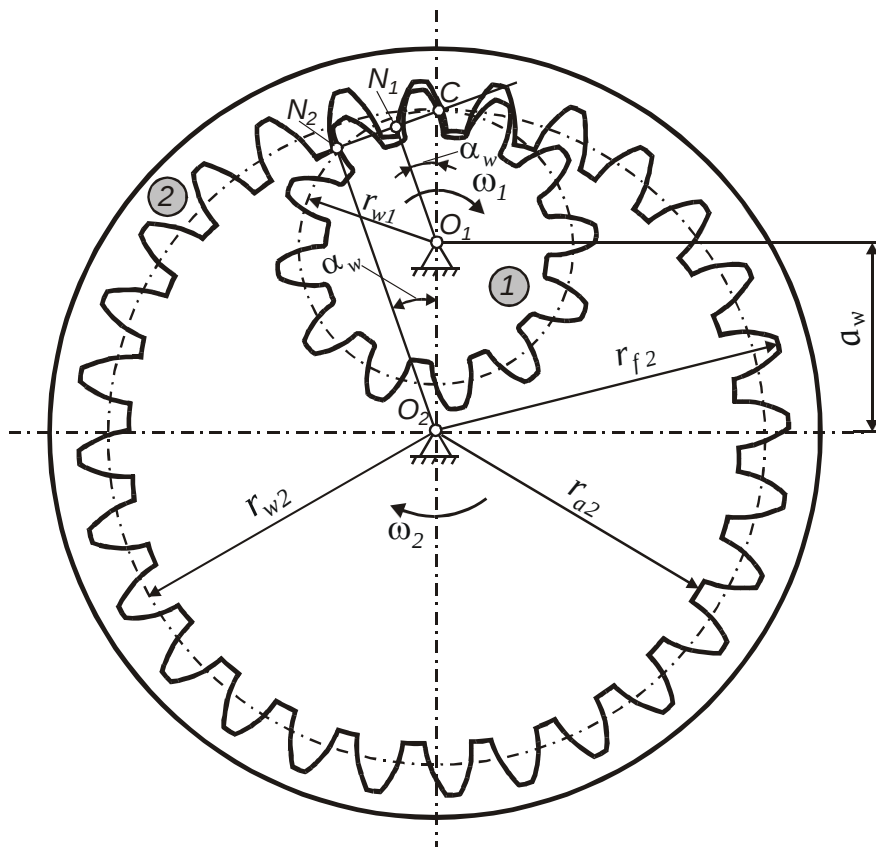
$$\varepsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n \quad (9.39)$$

Общият коефициент на препокриване е сума от коефициентите на челно и осово препокриване $\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$.

9.3. Еволвентни цилиндрични предавки с вътрешно зацепване

9.3.1. Общи сведения

Еволвентните цилиндрични предавки с вътрешни зъби се състоят от едно цилиндрично колело 1 с външни зъби и едно цилиндрично колело 2 с вътрешни зъби (фиг. 9.9), при което колело 1 се намира вътре в колело 2. Необходимо е да се отбележат следните съществени разлики на предавките с вътрешно зацепване спрямо тези с външно зацепване:



Фиг. 9.9. Схема на еволвентно външно зацепване

- 1). Междуосовото разстояние е разлика между началните диаметри на колелата, т.е. $a_w = r_{w2} - r_{w1}$ (виж фиг. 9.9);
- 2). Поради еднопосочното въртене на колелата, предавателното отношение е положителна величина, т.е. $i_{12} > 0$;
- 3). При колелото с вътрешни зъби върховата и петовата окръжност имат разменени места, т.е. в сила е неравенството $d_{a2} < d_{f2}$;
- 4). Профилът на зъбите на колелото с вътрешни зъби е вдлъбнат, тъй като материалът е разположен от другата страна на еволвентата.

Цилиндричните предавки с вътрешно зацепване намират приложение предимно в планетните механизми. Основните им предимства са по-голяма компактност, по-голям коефициент на препокриване, по-голяма товароносимост, дължаща се на благоприятна картина на разпределение на контактните напрежения (контактуват изпъкнал по вдлъбнат профил), относително по-ниска скорост на плъзгане.

Вътрешното зацепване налага технологични ограничения – единствената възможност за нарязване на зъбите на колелото с вътрешни зъби е чрез зъбодълбачно колело (дълбач). Недостатък са и ограниченията в броя на зъбите на колелата предвид различните видове интерференции.

9.3.2. Геометрични зависимости

В инженерната практика се използват предимно предавки с прави зъби, които ще бъдат разгледани. В съответствие с фиг. 9.9 за диаметрите на характерните окръжности за нулево колело с вътрешни зъби следват зависимостите:

$$\begin{aligned}d_2 &= m z_2 \\d_{a2} &= m(z_2 - 2 + 2 \Delta h_2^*), \\d_{f2} &= m(z_2 + 2,5)\end{aligned}\quad (9.40)$$

където $\Delta h_2^* = 7,6(h_a^* - x_2)^2 / 2$ коефициент на скъсяване на зъба, който се въвежда с цел да се избегне интерференцията с преходната крива на зъбите на малкото колело.

Предвид нарязването на зъбите, действителната стойност на d_{f2} зависи от диаметъра на върховата окръжност на дълбача d_{a1} и моментното му състояние на заточване. Незначителната разлика се компенсира чрез изменение на радиалната хлабина в зацепването.

За делителното междусово разстояние следва (фиг. 9.9):

$$a = m(z_2 - z_1) / 2 \quad (9.41)$$

Тъй като зацепване е възможно само в границите на еволвентните участъци на зъбите, то върховата окръжност трябва да бъде по-голяма от основната: $d_{a2} = m(z_2 - 2 + 2 \Delta h_2^*) \geq d_{b2} = m z_2 \cos \alpha$. Решаването на това неравенство по отношение на z_2 определя минималния брой зъби на колело 2 – за $\Delta h_2^* = 0$ се получава $z_{2,min} = 34$.

9.3.3. Интерференции при вътрешно зацепване

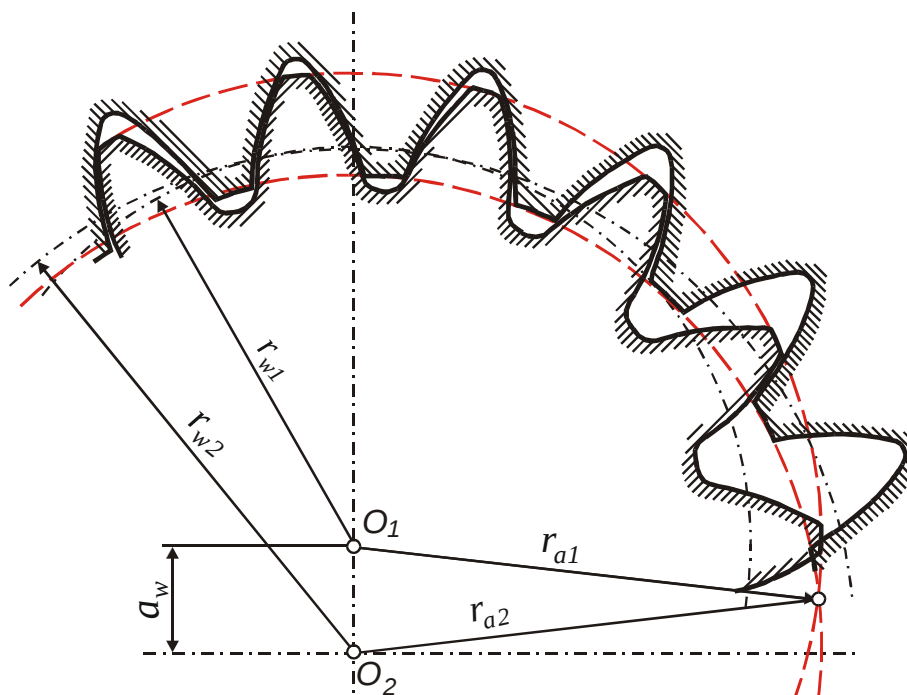
При вътрешно зацепване геометричните условия за задружна работа на колелата са по-сложни, което рефлектира в повече видове интерференции, т.е. зъбните профили не са взаимнообвиваеще се криви, а се пресичат. Дефинират се следните видове интерференции:

- от I-ви род Изразява се в пресичане на траекториите на върхните точки от зъбите на едното колело или дълбача с профила на петата на зъбите на другото колело. Условието срещу заклиняване на зъбите или подрязване е $x_2 \geq x_{zak}$. Необходимите изчисления за x_{zak} са показани в специализираната литература [4].

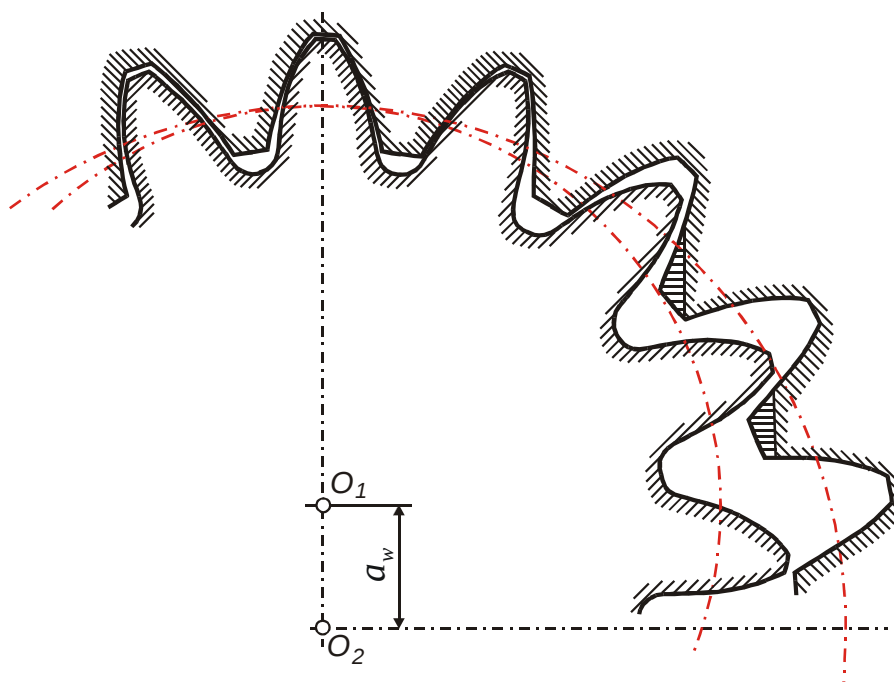
- от II-ви род Изразява се в пресичане на профилите на главите на зъбите, дължаща се на малка разлика в броя на зъбите на колелата (фиг. 9.10). За избягване на тази интерференция е необходимо спазване на условието $z_d = z_2 - z_1 > 10$.

- от III-ви род (радиална интерференция) При нея се получава пресичане на профилите на върховете на зъбите на колело 2 при радиално преместване на малкото колело 1 (фиг. 9.11). На практика е невъзможен радиален монтаж или радиално подаване на дълбача, което рефлектира в срязване на главите на вече нарязаните зъби. Условието за избягване на радиалната интерференция е $z_d = z_2 - z_1 > 16$.

Броят на зъбите на дълбача z_0 се избира от съответния стандарт. Препоръчва се $z_0 > z_1$.



Фиг. 9.10. Интерференция между главите на зъбите на колелата при вътрешно зацепване, дължаща се на малка разлика в броя на зъбите



Фиг. 9.11. Интерференция при вътрешно зацепване, възникваща при радиален монтаж

9.3.3. Модификации и корекции. Товароносимост на предавката

В инженерната практика за зъбния венец (колело 2) се прилагат ъглова и височинна модификации – $\alpha > 20^\circ$; $h_a^* > 1$.

По аналогия с корекциите чрез изместване на колелата с външни зъби, коефициентът на изместване x_2 на колелото с вътрешни зъби има положителна стойност, когато делителната окръжност d_u на дълбача се отдалечава от делителната му окръжност d_2 . И тук съществуват три вида зацепвания – нулево, равноизместено и изместено. Корекциите чрез изместване са широко разпространени при предавките с вътрешно зацепване, тъй като дават възможност за повишени кинематични възможности при избягване на интерференциите – например може да се реализира работоспособна предавка при $z_d = z_2 - z_1 = 1$. При това се изменят някои геометрични параметри на предавката.

Предавките с вътрешно зацепване имат по-голяма товароносимост в сравнение с предавките с външно зацепване. Тя е следствие от по-голямата контактна якост (поради малката разлика в кривините на зъбните профили) и по-голямата якост на огъване на колелото с вътрешни зъби (зъбите на венеца са широки в основата). По тези причини в случай на материали с близки механични характеристики е достатъчно да се изчисли само колелото с външни зъби.

9.4. Цилиндрични зъбни предавки със зацепване на Вилдхабер-Новиков

Идеята за постигане на по-голяма товароносимост на предавките като резултат от повишена контактна якост е причина за синтезиране на зъбни предавки с зацепване на изпъкнал по вдлъбнат профил. Такива са цилиндричните предавки на Вилдхабер-Новиков с кръгово-винтови профили с първоначален точков контакт между зъбите.

Най-разпространени са предавките, чиито профили представляват дъги от окръжности – съответно изпъкнал с радиус R_1 и вдлъбнат с радиус $R_2 = (1,2 \div 1,3)R_1$ (фиг. 9.12). В челно сечение контактът между профилите е само в точката a , при което тя не се премества по направление на профилите. От това следва, че коефициентът на челно припокриване е нула, т.е. $\varepsilon_\alpha = 0$. За да се гарантира непрекъснатост на процеса на зацепване, е необходимо коефициентът на осово припокриване да е различен от нула, от което следва, че зъбите трябва задължително да са наклонени.

Обикновено ъгълът на наклона на зъбите е $\beta = (10 \div 22)^\circ$. При зацепването на Новиков параметрите, определящи геометрията на зъбите са: $h_a^* = 0,9$ (зъбите са по-ниски); $c^* = 0,15$. За коефициента на препокриване ε_r следва:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 0 + \frac{b_w}{p_x} = 0 + \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n} \approx 1,2 \quad (9.42)$$

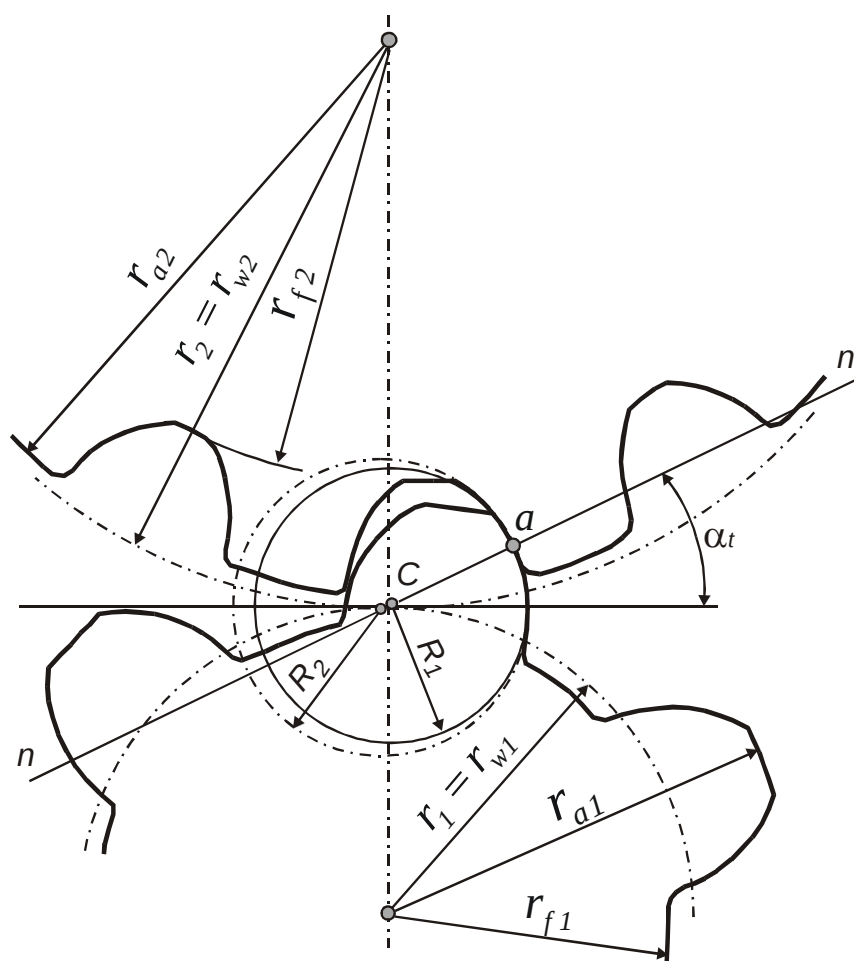
Между ъгъла на наклона на зъбите β и работната ширина на зъбите b_w съществува взаимна връзка:

- при избрана стойност на β :

$$b_w > 1,2 \frac{\pi m_n}{\sin \beta} = 1,2 p_x \quad (9.43)$$

- при избрана стойност на b_w :

$$\sin \beta > 1,2 \frac{\pi m_n}{b_w} \quad (9.44)$$



Фиг. 9.12. Зацепване на Вилдхабер-Новиков

Линията на зацепване е права, минаваща през т. a и успоредна на осите на колелата. В нормално сечение $n-n$ (фиг. 9.12) зъбите контактуват чрез страничните си повърхнини с големи радиуси на кривина, които в действителност са радиусите на кривина на винтовите линии. В процеса на зацепване зъбите се търкалят помежду си в равнината $n-n$ като цилиндри, при което контактната точка a се премества по дължината на зъбите.

Основно предимство на зацепването на Новиков е значително по-голямата товароносимост около $1,5 \div 1,7$ пъти в сравнение с аналогична по размери и материали еволвентна предавка.

Недостатъците на зацепването на Новиков са: чувствителност към неточно спазване на междусовото разстояние, осови сили, натоварващи валове и лагерите, както и необходимост от относително сложни (криволинейни) изходни контури на инструментите. Предавки с зацепване на Вилдхабер-Новиков намират приложение в тежко натоварени транспортни машини, в металургията и циментовата промишленост.

9.5. Точност на зъбните предавки

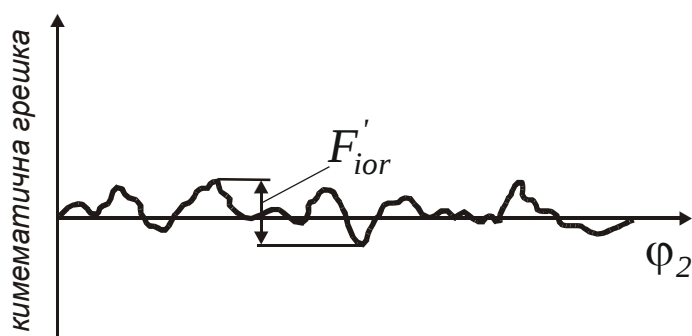
9.5.1. Показатели за геометрична точност

За гарантиране на правилната работа и взаимозаменяемост на зъбните предавки, е необходимо изработването им да отговаря на определени изисквания за точност. Геометричната точност на зъбните предавки се определя от четири основни показатели, регламентирани в БДС 10072 “Предавки зъбни. Общи термини, определения, означения на грешки и допуски”: кинематична точност, плавност на работата, контакт на зъбите и странична хлабина между зъбите в зъбната двойка.

Показателите, характеризиращи кинематичната точност се означават с “ F ”, а тези, отнасящи се до плавността, се означават с “ f ”. За конкретизиране на дадения показател се използват съответни индекси: ако символът е знак “прим” (’), показателят се определя за едностранно зацепване; ако символът е знак “секонд” (’’), показателят се определя за двустранно зацепване; когато показателят се отнася за зъбната предавка като цяло, след индекса се поставя знак “ 0 ”. За указване, че даден показател е определен чрез измерване, се използва знака “ $_r$ ” в края на индекса, а без него индексът означава стандартен допуск или гранично отклонение.

► Кинематична точност

Кинематичната точност е пряко свързана с най-голямата грешка в предавателното отношение. Тя е важен показател при прецизни зъбни предавки, изграждащи точни кинематични вериги, делителни механизми, системи за контрол и др. Ко-

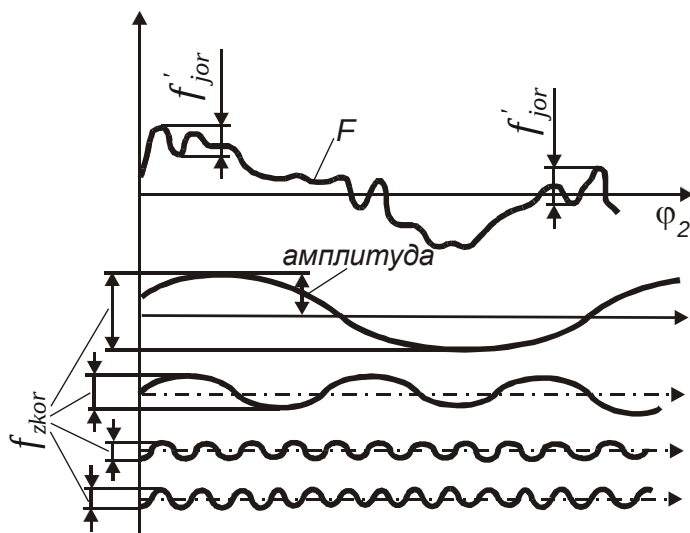


Фиг. 9.13. Графика на кинематичната грешка на зъбна предавка

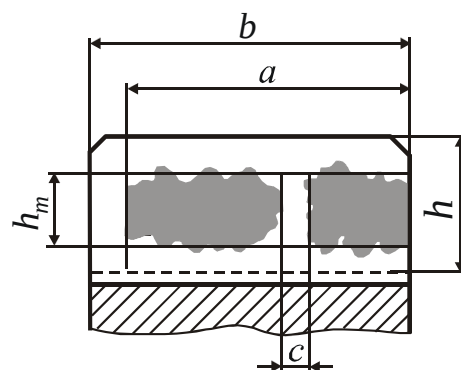
личествено кинематичната точност се оценява чрез комплексния показател най-голяма кинематична грешка на предавката F'_{ior} . Тя се дефинира като най-голяма алгебрична разлика на стойностите на разликите между действителния и номиналния ъгъл на завъртане на задвижваното колело за един пълен цикъл (фиг. 9.13). Кинематичната грешка се измерва със специализирани уреди – кинематомери.

► Плавност на работата

Плавността на работата на дадена предавка се определя от отклоненията на определени параметри на зъбните колела, които в действителност са част от кинематичната грешка. Те са свързани с цикличността в процеса на зацепване и затова се повтарят многократно. Липсата на плавност се проявява чрез механични трептения и шум от ъглови ускорения, водещи до удари в зацепването. Плавността на работата е определящ показател при предавки, натоварени с големи мощности и високоскоростни предавки (до 150 m/s) – например редуктори на турбини, двигатели на турбовитлови самолети и др. Плавността се характеризира с комплексните показатели (фиг. 9.14):



Фиг. 9.14. Графика на кинематичната грешка и нейните съставляващи (циклични грешки)



Фиг. 9.15. Контактно петно

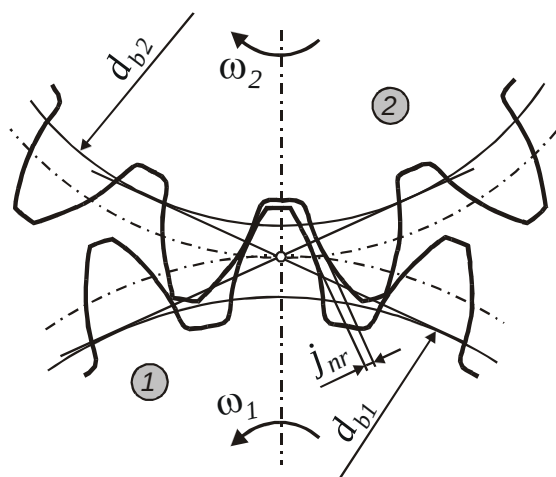
- местна кинематична грешка на предавката f_{ior} ;
- циклична грешка на предавката f_{zkor} ;
- циклична грешка на честотата на зацепване f_{zcor} .

► Контакт на зъбите

Комплексният показател, характеризиращ контакта на зъбите, е моментно *контактно петно*. При цилиндрични и конусни зъбни предавки с прави зъби контактно петно е част от активната еволвентна повърхнина на зъба, върху която се отбелязват следите от допиране със зъбите на другото колело (фиг. 9.15). На практика се определя чрез намазване на зъбите на едното колело с оцветител и завъртане на предавката при ниско натоварване. Недостатъчното контактно петно показва неравномерно разпределение на силовия поток върху зъбите, което се проявява чрез увеличени контактни напрежения. Последното намалява товароносимостта, а оттам и експлоатационния срок на предавката. Контактът на зъбите е лимитиращ показател за тежконатоварени и нискоскоростни предавки (в металургията, транспортното машиностроене).

► Странична хлабина

Страничната хлабина j_{nr} е хлабината между зъбите, която позволява свободно превъртане на едното колело, ако другото е неподвижно. Тя се дефинира в



Фиг. 9.16. Странична хлабина в зацепването

сечение, перпендикулярно на направлението на зъбите и в равнина, допирателна към основните цилиндри. Следователно, страничната хлабина се определя по линията на зацепването (фиг. 9.16). Страничната хлабина компенсира грешки на различни показатели (преди всичко радиалното биене) и температурни деформации, както и позволява проникване на мажещите вещества между зъбите. Страничната хлабина трябва да се контролира особено при реверсивни предавки, където има условия за динамични претоварвания поради увеличен мъртъв ход.

9.5.2. Показатели за точност на еволвентни цилиндрични зъбни предавки

Точността на предавката като цяло зависи както от точността на изработване на зъбните колела, така и от тази на корпуса (кутията), в който е разположена. Показателите за точност на зъбните колела по БДС са показани в табл. 9.1:

Показатели за точност на зъбни колела

Таблица 9.1

Показатели	Означение
<u>Показатели за кинематична точност</u>	
Най-голямата кинематична грешка на колелото (измерва се с уреди за комплексна еднопрофилна проверка)	F'_{ir}
Кинематична грешка на колелото за k стъпки	F'_{ikr}
Нагрупана грешка на k стъпки	F_{Fir}
Нагрупана грешка на стъпката на колелото	F_{Fr}
Радиално биене на зъбния венец	F'_{rr}
Колебание на дължината на общата нормала	F_{Vwr}
Колебание на измервателното междуосово разстояние (измерва с уреди за комплексна двупрофилна проверка – междуцентромери)	F''_{ir}
<u>Показатели за плавност на работата</u>	
Циклична грешка на колелото	f_{zkr}
Местна кинематична грешка	f_{ir}
Циклична грешка с честота на зацепването	f_{zzr}
Отклонение на стъпката	f_{ptr}
Разлика на стъпките	f_{Vptr}
Отклонение на стъпката на зацепването (основната стъпка) – измерва с уред „стъпкомер”	f_{pbr}
Грешка на профила на зъба	f_{fr}
Колебание на измервателното междуосово разстояние при завъртане на един зъб	f''_{ir}
<u>Показатели, определящи петното на контакт</u>	
Грешка на направлението на зъба	$F_{\beta r}$
Отклонение на осовите стъпки	F_{Far}
Сумарна грешка на контактната линия	F_{kr}
<u>Показатели, определящи страничната хлабина</u>	
Допълнително изместване на изходния контур	E_{hr}
Допуск на допълнителното изместване на изходния контур	T_H
Отклонение на дебелината на зъба – дефинира се като разлика между действителната и номиналната дебелина на зъба (измерва със специални уреди „зъбомери с линеен нониус”)	E_{cr}
Допуск на отклонението на дебелината на зъба	T_c
Отклонение на дължината на общата нормала	E_w
Отклонение на средната дължина на общата нормала	E_{wm}

<i>Показатели за точност на кутията</i>	
Отклонение от успоредност на осите	f_{xr}
Кръстосаност на осите	f_{yr}
Отклонение на междуосовото разстояние	f_{ar}

От посочените в табл. 9.1 показатели ще се акцентира върху дължината на общата нормала, предвид значението ѝ за контрола върху зъбните колела (посочва се в конструктивната документация при проектиране на зъбни колела).

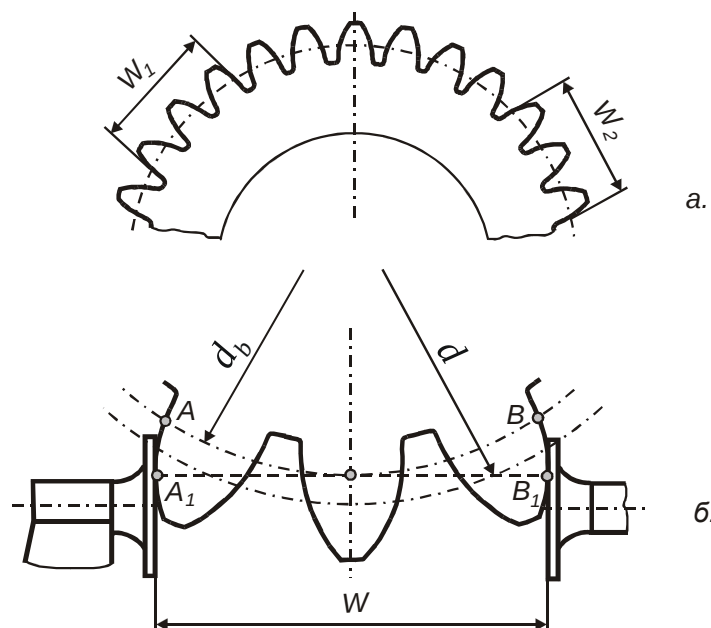
► **Определение** Дължината на общата нормала W на дадено зъбно колело е отсечка, нормална към два разноименни профила и допирателна към основната окръжност (фиг. 9.17а).

Номиналната стойност на дължината на общата нормала за цилиндрични зъбни колела с прави зъби се изчислява по зависимост (9.45), произтичаща от свойствата на еволвентата:

$$W = m \cos \alpha [\pi / 2(2n - 1) + 2x \operatorname{tg} \alpha + z \operatorname{inv} \alpha], \quad (9.45)$$

където n е броят на обхванатите зъби.

Дължината на общата нормала и колебанията ѝ се измерват с уреди „нормаломери“, които могат да бъдат микрометри с дискови накрайници, с часовник и др., базирани на схемата, показана на фиг. 9.17б.



Фиг. 9.17. Обща нормала на зъбно колело

9.5.3. Допуски на цилиндричните зъбни предавки

БДС 3296 – 79 се отнася до допуските на параметрите на цилиндрични зъбни предавки с прави, наклонени и шевронни зъби с модул в диапазона $(1 \div 55) \text{ mm}$. Там са регламентирани 12 степени на точност. За най-точните степени – 1-ва и 2-ра не се предвиждат допуски. В инженерната практика най-широко се използват предавките по 6-та, 7-ма, 8-ма (9-та по-рядко) степени на точност. Избора на степента на точност за дадена предавка трябва да е съобразен с периферната ѝ скорост (виж таб. 9.2).

Вид на предавката	Твърдост на зъбите на голямото колело, HB	Степени на точност			
		6	7	8	9
		Периферна скорост $v, m/s$ до:			
Цилиндрична с прави зъби	≤ 350	16	12	6	4
	> 350	15	10	5	3
Цилиндрична с наклонени зъби	≤ 350	36	25	12	8
	> 350	30	20	9	6
Конусна с прави зъби	≤ 350	10	7	4	3
	> 350	9	6	3	2,5
Червячна	-	-	10	5	2

На всяка степен на точност съответстват определени показатели и норми за кинематичната точност на колелата и предавката като цяло, плавността на работата и контакта на зъбите, като се препоръчват и съответните измервателни комплекси.

Страничната хлабина между зъбите е в пряка връзка с 6 вида сдружавания на зъбните колела в предавките – A, B, C, D, E и F , регламентиращи съответни допуски на страничната хлабина. Обикновено за нереверсивни предавки се препоръчва сдружаване B , а за реверсивни – C и D . Страничната хлабина и отклонението от дължината на общата нормала са взаимнозависими, поради което желаната странична хлабина се гарантира от предписване на съответно отклонение в дължината на общата нормала.

В работните чертежи степента на точност по отделните показатели и вида на сдружаването се означават по следния начин: първата цифра се отнася до степента по нормите за кинематична точност, втората – за нормите по плавност на работа, а третата – за нормите за контакт на зъбите; след това се означава вида на сдружаване чрез съответния буквен символ:

Примерни означения:

1). 8 – 7 – 7 – B БДС 3296 – 79 - в общия случай, когато степените на точност за отделните показатели са различни;

2). 7 – C БДС 3296 – 79 - в случай, че всички показатели имат една и съща степен на точност.

Международният стандарт, регламентиращ системата на допуските за цилиндрични еволвентни зъбни колела е $ISO\ 1328 - 1975$. Там са предвидени също 12 степени на точност, като се изисква еднаква степен на точност на двете колела в предавката. Точността се означава с цифра за съответната степен и две букви, които се отнасят за граничните отклонения на дебелината на зъба (например 6 LF). За граничните отклонения на дебелината на зъба или на дължината на общата нормала са предвидени 14 нива, означени с буквите: $C, D, E, F, G, H, I, K, L, M, N, P, R$ и S , които определят съответни множители за отклонението на стъпката f_{pt} .

Числените стойности за допуските по БДС 3296 – 79 и $ISO\ 1328 - 1975$ съвпадат с изключение на допуските за радиалното биене на зъбния венец и за колебание на измервателното междуосово разстояние за един оборот на колелото.

9.6. Товароносимост на цилиндрични зъбни предавки

9.6.1. Сили в зъбното зацепване

Процесът на зъбно зацепване е свързан с предаване на силов поток по контактните линии между допиращите се зъби. Този силов поток има *динамичен характер*, т.е. налице е неравномерност, причинена от външни фактори (случайни удари, динамични натоварвания в силовата или работната машини) и от вътрешни фактори (от точността на зъбния венец и периферната скорост).

Силите, действащи в зъбното зацепване, се определят при следната базова постановка:

- *Силовото взаимодействие между зъбите в действителност има характер на линейно разпределен товар по дължината на контактните линии. Приема се идеализираният вариант, че същият е равномерно разпределен, т.е. има постоянна интензивност;*

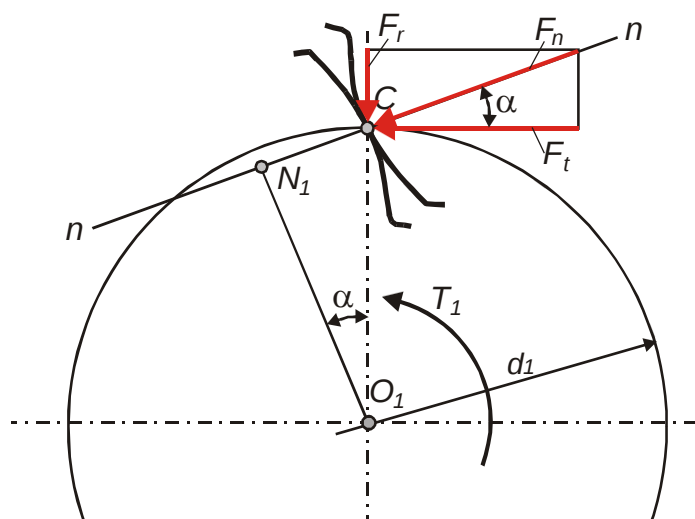
- *Силите на триене се пренебрегват, т.е. $\mu_z = 0$;*

- *Линейно разпределеният нормален товар се редуцира в делителната окръжност с обща нормална сила F_n , приложена в средата на контактната линия и насочена по линията на зацепване $n - n$;*

- *Нормалната сила F_n , която в общия случай е пространствен вектор, се разлага на съответните си компоненти. Последните са търсените сили в зацепването;*

- *Изчисляват се средните стойности на силите в зацепването при приложено статично натоварване от предавания въртящ момент. Максималните им стойности се изчисляват чрез умножение със съответни корекционни коефициенти на външните и на вътрешните динамични сили.*

► Сили в зацепването на прави зъби



Фиг. 9.18. Схема на силите в зацепването на прави зъби

В този случай нормалната сила F_n се разлага на две компоненти (фиг. 9.18): периферна (тангенциална) сила F_t , насочена по тангентата към делителния цилиндър и перпендикулярната на нея радиална сила F_r . При известни въртящи моменти T_1 и T_2 и делителни диаметри d_1 и d_2 , за периферната сила F_t следва:

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2T_2 / d_2 \quad (9.46)$$

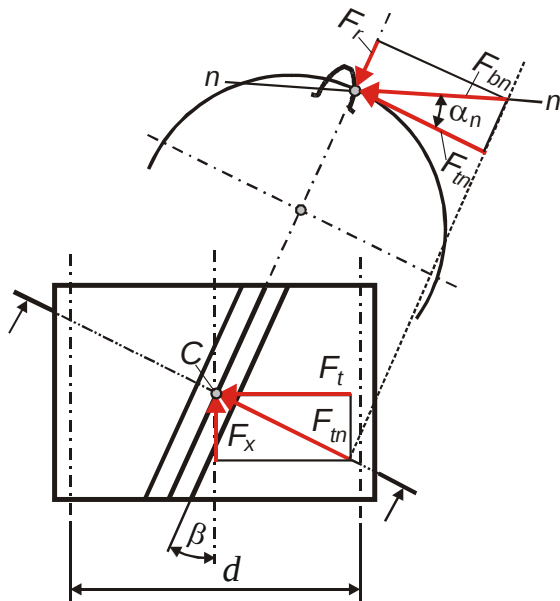
Целесъобразно е големините на радиалната и нормалната сила да се изразят чрез периферната сила:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \quad (9.47)$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha \quad (9.48)$$

► Сили в зацепването на наклонени зъби

При предавки с наклонени зъби нормалната сила F_{bn} е пространствен вектор, който се разлага на компонентите си по следния начин (фиг. 9.19): в равнина, нормална на направлението на зъбите компонентите му са проекцията му F_{tn} в допирателната към делителния цилиндър равнина (с нея сключва ъгъл α_n) и радиалната сила F_r . От друга страна компонентата F_{tn} допълнително се разлага на периферна F_t и осова F_x сили. За периферната (тангенциалната) сила следва:



Фиг. 9.19. Схема на силите в зацепването на наклонени зъби

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2T_2 / d_2 \quad (9.49)$$

Другите две компоненти се изразяват чрез периферната сила:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_t = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta \quad (9.50)$$

$$F_x = F_t \operatorname{tg} \beta \quad (9.51)$$

Очевидно осовата сила F_x нараства с нарастване на ъгъла на наклона на зъбите β . Нейната посока зависи от направлението на наклона на зъбите и посоката на въртене. Тъй като осовата сила натоварва валове и лагерите допълнително, ъгъл β се ограничава (виж т. 9.2.1.).

9.6.2. Повреди на зъбите. Критерии за работоспособност

Процесът на зъбно зацепване е свързан с натоварване в целия обем на зъбните колела, но то е много по-интензивно в зоната на зъбите на колелата, отколкото в сърцевината им. *Следователно, работоспособността на предавките зависи от носещата способност на зъбите на зъбните колела.* Тъй като всеки зъб влиза периодично в зацепване, то и напреженията в зъбите се променят периодично. От друга страна, по време на всеки цикъл на зацепване, напреженията се променят във времето поради движение на приложната точка на нормалната сила на зацепване F_n по еволвентния профил, респ. наличието на една или две двойки зъби в зацепване. Последното означава, че приложеният въртящ момент в различни времеви интервали от един работен цикъл може да се поеме от един или два зъба. *Оттук следва, че задачата за определяне на натоварването в зъбите като цяло е статически неопределена.*

Повредите на зъбите зависят от конкретните условия на работа на предавките. Според БДС ISO 10825 – 1988 са класифицирани около 50 различни повреди. Ще бъдат разгледани най-често срещаните от тях с оглед на причините, които ги предизвикват. Такъв анализ позволява на конструкторите да се ориентират по-правилно при провеждане на якостните пресмятания на предавките.

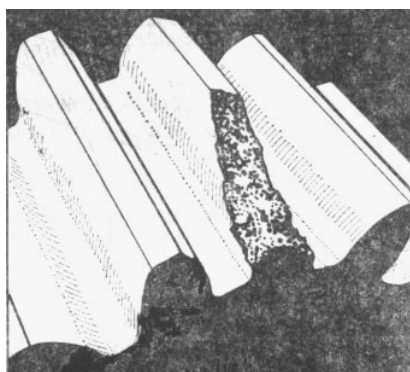
В инженерната практика най-често срещаните повреди са: счупване на зъбите, образуване на ямички (pitting), износване, задирание и пластична деформация.

► Счупване на зъбите

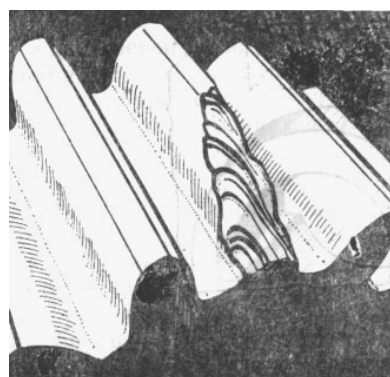
Това е най-опасната повреда, тъй като преките последици от нея могат да бъдат материални и човешки загуби. Счупването може да възникне по две причини: кратковременни претоварвания, които причиняват огъващи напрежения в основата на зъбите, по-големи от якостта на материала (фиг. 9.20а) или при по-малки напрежения вследствие умора на материала. Както е известно, уморното разрушение се провокира от технологични микropукнатини, които се развиват с нарастване на броя на циклите. В този случай се наблюдава характерният за уморното разрушение лом с отчетливо изразен фронт на развитие на пукнатината (фиг. 9.20б). *За изключване на счупването на зъбите е необходимо пресмятане на зъбите на огъване в основата, като се сравняват работните напрежения с допустимото: $\sigma_F < \sigma_{FP}$.*

► Образуване на ямички (pitting)

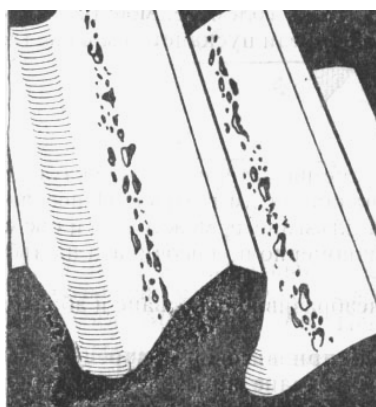
Питингът се характеризира с откъртване на частици от зъбната повърхност, под полюсната линия по цялата широчина на зъба – получават се ямички с дъно без метален блясък (фиг. 9.20в). Това явление се провокира от циклично повтарящи се относително големи контактни напрежения и се наблюдава само при мазани с масло закрити зъбни предавки (виж т. 1.6.5.). *За недопускане на pitting предавките се изчисляват на контактна якост като се проверява дали максималното контактно напрежение е по-малко от допустимото: $\sigma_H < \sigma_{HP}$.* Мероприятията, повишаващи допустимите контактни напрежения могат да бъдат конструктивни (прилагане на корекции, правилен избор на вида на маслото) или технологични (повишаване на повърхностната твърдост на зъбите чрез закаляване или уякчаването им, повишаване на точността им, намаляване на грапавостта).



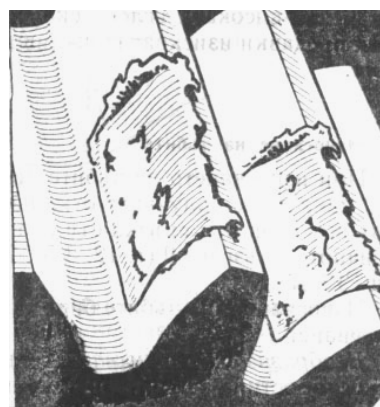
а.



б.



в.



г.

Фиг. 9.20. Повреди на зъбни колела

► **Износване на зъбите**

Износването е изменение на правилния теоретичен еволвентен профил в резултат на силите на триене и е основна повреда при откритите зъбни предавки. Когато предавката работи в силно замърсена среда, с възможност за попадане на метални частици, прах и др., се наблюдава *абразивно износване*. То е различно от т.н. *сработване* в началния период от работата на дадена предавка, когато се изглаждат микрограпавините по зъбните повърхности. Променената геометрия на зъбите вследствие на износването води до увеличена хлабина в зацепването, изтъняване на зъбите и потенциална възможност за счупването им. За предотвратяване на износването се повишава твърдостта на зъбите, при възможност предавките се мажат при добро уплътняване, а плъзгането се намалява чрез подходяща корекция.

► **Задиране на зъбите**

Задирането се характеризира с набраздяване на зъбните повърхнини по направление на относителното им плъзгане. Наблюдава се при тежко натоварени предавки при лошо мазане. За избягване на задирането се повишава твърдостта, предвижда се по-малка грапавост при по-малки периферни скорости, избират се масла с компоненти против задиране, а при възможност се намалява модула (води до по-малко относително плъзгане).

► **Пластична деформация на зъбите**

Представява изтичане на материал по посока на силите на триене – образува се хребет по полюсната линия на зъбите на задвижваното колело и канавка по полюсната линия на зъбите на задвижващото колело (фиг. 9.20г). Причинява се от големи контактни напрежения и големи сили на триене. Среца се при тежко натоварени нискоскоростни предавки, с малка повърхностна твърдост на зъбите.

9.6.3. Изчисляване на товароносимост на цилиндрични зъбни предавки

Работоспособността на зъбните предавки в общото машиностроене се обезпечава чрез достатъчната якост и износоустойчивост на зъбите (виж т. 9.5.2.) за разлика от кинематичните предавки, където лимитиращият фактор е кинематичната точност, възникващият шум и т.н. Обект на този курс са силовите зъбни предавки, работоспособността на които се гарантира чрез два вида якостни пресмятания – на огъване и на контактна якост. Тези изчисления целят да се определят геометричните параметри на колелата при зададено натоварване, условия на работа и избран материал, така, че да се избегнат съответните повреди. Изчисленията са стандартизирани по *БДС 17108 – 89* и *ISO 6336 – 1989*. Тъй като износването зависи от много случайни фактори, за пресмятане на износоустойчивост не съществува общоприета методика.

Инженерните изчисления на цилиндричните зъбни предавки са два вида – проектни и проверочни:

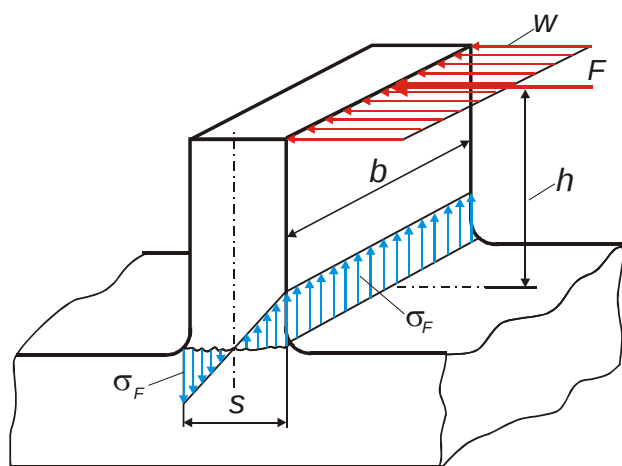
- *Обект на проверочни изчисления са зъбни предавки с известна геометрия, материал и натоварване (предаваните въртящи моменти), като се проверява дали работните напрежения са по-малки от допустимите;*

- *Проектните изчисления са насочени към определяне на модула и междусововото разстояние на предавката при зададени натоварване и условия на работа. Част от инженерната задача е и подходящ избор на материала на колелата в съчетание с режима на термообработка.*

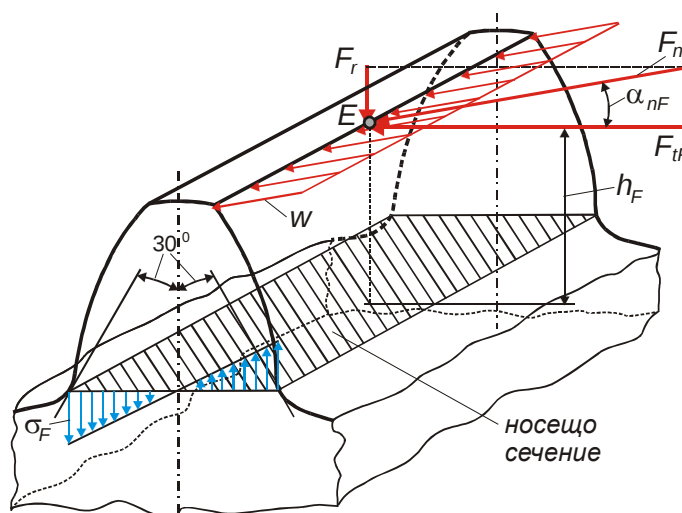
При изчисленията на зъбите се прилага подхода на моделните задачи, т.е. сложната картина на натоварване на зъбите условно се заменя с познати опростени модели, като същите се схематизират така, че да се приложат известни постановки от Съпротивление на материалите и Теория на еластичността.

► Изчисляване на зъбите на огъване

Изчисляването на зъбите на огъване се базира на познатия от Съпротивление на материалите модел на конзолна гредка с правоъгълно носещо сечение с размери $s \times b$, натоварена с равномерно разпределен линеен товар с интензивност $w = \text{const}$ и равнодействаща F (фиг. 9.21). Максималното нормално напрежение на огъване σ_F ще действа в застрашеното сечение (основата на гредата), където огъващият момент е максимален: $M_{oz} = w b h = F h$.



Фиг. 9.21. Изходен модел за изчисляване зъбите на огъване



Фиг. 9.22. Схема за изчисляване зъбите на огъване

Изчислителната схема за изчисляване на зъбите (фиг. 9.22) е подчинена на следните опростяващи приемания:

- 1). Зъбите са прави, т.е. $\beta = 0$;
- 2). Приема се най-неблагоприятния случай на натоварване, когато цялата нормална сила F_n действа в т. Е (съответства на края на зацепването), което е равносилно на приемането $\varepsilon_\alpha = 1$;
- 3). Отчитат се само номиналните напрежения на огъване, а се пренебрегват напреженията на натиск и локалните напрежения от концентрация;
- 4). Колелата са изработени абсолютно точно.

Застрашеното сечение (потвърдено от многобройни изследвания) в реалните зъби с достатъчна точност се определя от точките на допирание на двете тангенти към преходната крива, когато същите сключват ъгъл 30° със симетралата на зъба (фиг. 9.22). При така изложената опростяваща постановка, максималното напрежение на огъване σ_F зависи главно от размерите на зъбите чрез параметрите m_n и b и натоварването чрез огъващия момент $F_{tF} h_F$. Условия на работа и особеностите на реалните зъби се отчитат със съответни корекционни коефициенти.

• Проверочно изчисляване на огъване Свежда се до проверката на условиято:

$$\sigma_F = Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \frac{F_t}{b m_n} K_F \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b} Y_N}{S_{F \min}}, \quad (9.52)$$

където:

• $Y_{FS} = Y_{FS}(z_v, \chi)$ е коефициент, отчитащ формата на зъба и концентрацията на напреженията, който зависи от еквивалентния брой зъби (виж ф-ла (9.35)) и коефициента на корекция χ . Отчита се от графики [15,16];

• $Y_\beta = Y_\beta(\beta)$ е коефициент, отчитащ влиянието на ъгъла на наклона на зъбите: $Y_\beta = 1 - \beta^0 / 120^0$ при $0^0 \leq \beta \leq 30^0$ и $Y_\beta = 0,75 = const$ при $\beta > 30^0$;

• $Y_\varepsilon = Y_\varepsilon(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta)$ е коефициент, отчитащ влиянието на препокриването на зъбите чрез ε_α и ε_β [16];

• $K_F = K_A K_V K_\alpha K_\beta$ е обобщен коефициент на натоварването при огъване, където: $K_A = 1 \div 2,25$ отчита влиянието на външните динамични сили и зависи от вида на силовата и работната машини; $K_V = 1,2 \div 1,4$ отчита влиянието на вътрешните динамични сили и зависи от точността на предавката и периферната скорост; $K_\alpha = 1,2 \div 1,3$ отчита неравномерното разпределение на натоварването между зацепените двойки зъби; K_β отчита неравномерното разпределение на натоварването по дължината на зъба и зависи от твърдостта на зъбите, схемата на лагеруване и относителната широчина на зъбното колело $\psi_{bd1} = b / d_1 = 0,6 \div 1,6$ (избира се от графики в стандарта [16]);

Допустимото напрежение зависи от материала на зъбните колела, режима на термообработка и приетия от конструктора коефициент на сигурност:

• $\sigma_{F\limb}$ е граничното напрежение на огъване на зъбите, съответстващо на границата на умора при базов брой цикли $N_{F\limb} = 4 \cdot 10^6$ за стоманите; зависи от материала и твърдостта и се отчита от [16].

• $Y_N = 1 \div 2,5$ е коефициент на дълготрайност (отчита продължителността на работа на зъбното колело) и зависи от броя цикли на натоварване, съответстващ на зададения експлоатационен срок, режима на натоварването и твърдостта на зъбите – при дълъг срок на работа (няколко години) се приема $Y_N = 1$;

• $S_{F\min} = 1,7$ е минимален коефициент на сигурност при изчисляване зъбите на огъване.

Когато материалите на двете колела са еднакви, проверочното изчисляване се прави само за малкото колело, тъй като голямото има по-голяма якост (зъбите са по-широки в основата). В случай на различни материали на колелата, за малкото колело се избира материал с по-голяма якост. Оптимизационната задача за постигане на еднаква якост на огъване на двете колела се решава чрез удовлетворяване на условието: $\sigma_{FP1} Y_{FS2} \approx \sigma_{FP2} Y_{FS1}$.

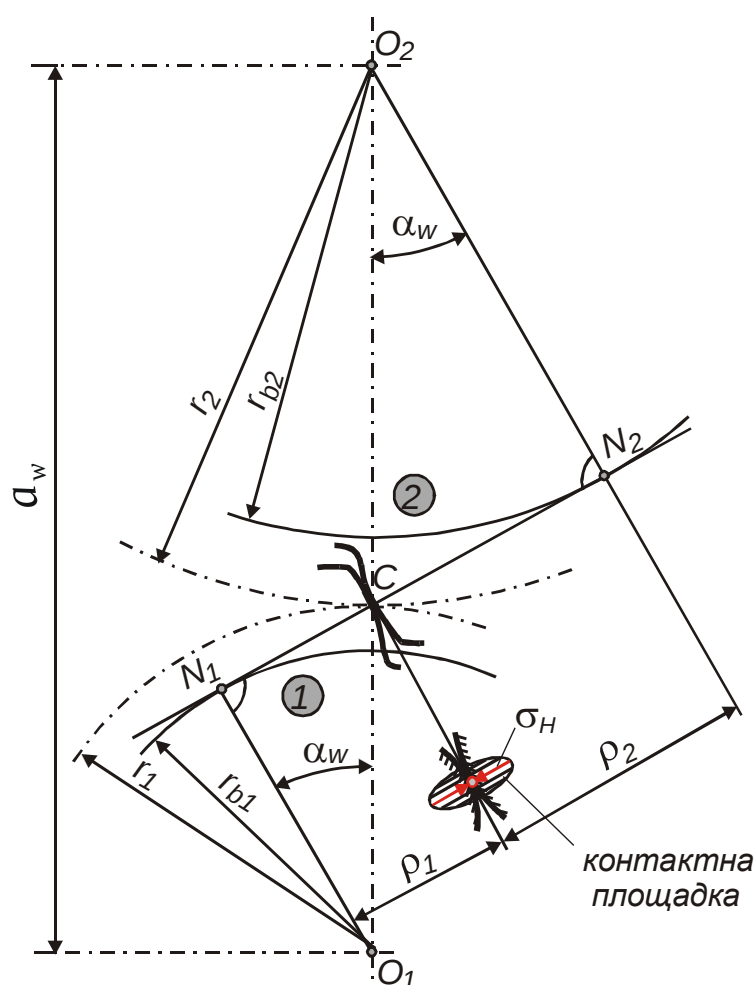
• Проектно изчисляване на огъване Целта е да се определи модула на предавката, като предварително се приема броя на зъбите z_1 , относителната широчина на зъбите ψ_{bd1} , ъгъла на наклона на зъбите β и допустимото напрежение σ_{FP} (чрез избор на материала и вида на термообработката):

$$m_n \approx f_F \sqrt{\frac{Y_{FS1} T_1 K_F}{\psi_{bd1} z_1^2 \sigma_{FP1}}}, \quad (9.53)$$

където: f_F е обобщен коефициент; $f_F = 14$ при прави зъби и $f_F = 12$ при наклонени зъби. За обобщения коефициент на натоварването при проектни изчисления се приема $K_F = 1,5 \div 2$. В зависимост (9.53) са в сила размерностите: модулът m_n е в mm , а въртящият момент T_1 е в Nm . Получената стойност за m_n се закръглява до най-близката стандартна по-голяма стойност. При по-голям брой зъби и по-малък модул се намалява относителното плъзгане между зъбите, вероятността от задиране и се увеличава коефициента на челно прекриване. При силови предавки обаче се препоръчва да се спазва условието $m_n > 1,5 \div 2$ поради опасност от ударно разрушаване и ускорено износване, както и от съображения за удобство при термообработката. Изчисляването на огъване е лимитиращо при изчисляване на открити предавки и предвид компенсиране на ускореното износване се препоръчва изчислената стойност на модула да се увеличи с 30 %.

► Изчисляване на зъбите на контактна якост

По време на задружната работа на колелата нормалната сила на зацепване F_n поражда контактни напрежения по контактната линия. Максималните им стойности са еднакви за двете колела, а изчисляването им цели да се избегне възникването на ямички (pitting).



Фиг. 9.23. Схема за изчисляване на зъбите на контактна якост

Исходен модел за изчисляването на зъбите на контактна якост са два сухи кръгови цилиндъра с радиуси ρ_1 и ρ_2 , притиснати равномерно със сила F_n по обща образуваща с дължина b_w . Така контактуващите профили се апроксимират с два цилиндъра, чиито радиуси са равни на радиусите на кривина на контактуващите еволвентни профили в полюса на зацепване т. С (фиг. 9.23). По този начин изчисляването на зъбите на контактна якост се свежда до решената от *Herz* задача за определяне на контактните напрежения и деформации в два притиснати цилиндъра (подробно е разгледана в т. 1.6.5). За отчитане на реалните геометрични и силови условия при зацепване на зъбите се въвеждат корекционни коефициенти.

• Проверочно изчисляване на контактна якост При известни геометрия, натоварване, материал и условия на работа се прави проверочно изчисляване по следната зависимост:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \frac{u+1}{u}} K_H \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b} Z_N}{S_{H \min}}, \quad (9.54)$$

където:

- $u = z_2 / z_1$ е предавателното число; b_w е работната широчина на зъбите;
- Z_E е коефициент, който отчита влиянието на модулите на линейни деформации за материала на двете колела; за стомана се приема $Z_E = 190 \sqrt{MPa}$;
- $Z_H = Z_H((x_1 + x_2)/(z_1 + z_2), \beta)$ е коефициент, който отчита влиянието на геометричната форма на зъбните повърхнини; отчита се от диаграма в стандарта [16];
- $Z_\varepsilon = Z_\varepsilon(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta)$ е коефициент, отчитащ влиянието на препокриването на зъбите; може да се изчисли или да се отчете от диаграма в стандарта [16];
- Z_β е коефициент, отчитащ влиянието на ъгъл на наклона на зъбите β ; при $\beta < 20^\circ$ се приема $Z_\beta = 1$;
- K_H е обобщен коефициент на натоварване при изчисляване на контактна якост; може да се приеме $K_H = K_F$ в съответствие с изложеното при пресмятане на зъбите на огъване.

Допустимото напрежение на контактна якост σ_{HP} зависи от материала, повърхностната твърдост на зъбите посредством режима на термообработване и приетата стойност на коефициента на сигурност.

• $\sigma_{H \lim b}$ е граничното контактно напрежение за базовия брой цикли и съответния материал и режим на термообработване [15,16]; например за стомана 45 - подобрена $\sigma_{H \lim b} = 550 \div 600 MPa$, а при същата стомана, закалена с ТВЧ до твърдост $HRC = 48 \div 55$, $\sigma_{H \lim b} = 1050 \div 1150 MPa$;

• $Z_N = 1 \div 1,6$ е коефициент, отчитащ срока на експлоатация на зъбното колело; зависи от броя цикли на натоварване, твърдостта и режима на работа; при относително дълъг срок (няколко години) се приема $Z_N = 1$;

• $S_{N \min} = 1,3$ е минимално допустимият коефициент на сигурност при изчисляване на контактна якост.

В случай, че условие (9.54) не е изпълнено, при възможност се увеличава работната широчина на зъбите b_w или се избира друг материал или режим на термообработване.

Когато обект на изчисляване са откритите предавки, за които повредата „pitting“ не е характерна, изчисляването се прави по формула (9.54) с максималното натоварване с цел избягване на пластична деформация или крехко разрушаване. В зависимост от конкретния случай се препоръчват следните зависимости за определяне на максималната стойност на допустимото напрежение:

- $\sigma_{HP \max} = 2,8 \sigma_S MPa$ при зъби, подложени на нормализация, подобрени или обемно закалени с нискотемпературно отпускане (σ_S е границата на провлачване);
- $\sigma_{HP \max} = 40 HRC MPa$ при циментовани и закалени с ТВЧ зъби;

- $\sigma_{HP_{max}} = 3 HV MPa$ при зъби, подложени на азотиране (HV е твърдост по Vickers).

- Проектно изчисляване на контактна якост Прилага се предимно за незакалени зъби и има за цел определяне на минималното междусово разстояние по зависимостта:

$$a_w \approx 0,5 f_H (u+1) \sqrt{\frac{T_1}{\psi_{d1} \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u} K_H}, \quad (9.55)$$

където: a_w е междусовото разстояние в mm , T_1 е въртящия момент в $N.m$, а допустимото напрежение σ_{HP} е в MPa ; f_H е обобщен коефициент при проектно изчисляване на контактна якост; $f_H = 770$ при прави зъби и $f_H = 690$ при наклонени зъби.

За коефициента K_H се препоръчва $K_H = 1,5 \div 2$.

9.6.4. Материали за зъбни колела

Материалът за зъбните колела се избира в зависимост от условията на работа, натоварването, периферната скорост и приетата точност на предавката. Освен това, изборът на даден материал трябва да е съобразен с технологичния процес на изработване на колелата. Използват се следните групи материали:

- Стомани Това е най-често използваният материал за зъбни колела. Препоръчва се при високи периферни скорости и натоварвания. Използва се широка номенклатура – въглеродни стомани обикновено качество ($ACm5, ACm6$), качествени въгле-родни стомани ($35, 45, 50$) и легирани стомани ($40X, 40XH, 12XH3A, 18XIT$). За зъбни колела с големи диаметри над $500 mm$ и периферни скорости $v < 7 m/s$ се прилагат лети въглеродни и легирани стомани – $35Л, 45Л, 40ХЛ$ и др.

За по-ефективно използване носещите възможности на стоманите, те допълнително се подлагат на различни термични и химични методи на обработване: – нормализация, подобряване, закаляване, циментация, азотиране, цианиране. Така се постига неколkokратно увеличаване на допустимите напрежения, респ. намаляване на размерите на колелата и на предавките като цяло.

След нормализация и подобряване се постига твърдост $HB < 350$. Такива колела се сработват добре, като при тях не се наблюдава крехко разрушение, а зъбите им се нарязват след термообработване.

Колелата с твърдост $HB > 350$ имат висока товароносимост, но не се сработват добре. Зъбите се нарязват преди термообработване, след което се подлагат на довършващо обработване (шевинговане, шлифване).

- Чугуни Използват се изработване на зъбни колела с големи диаметри, работещи с по-малки периферни скорости $v < 3 m/s$ и по-малки натоварвания – например при открити и ръчно задвижвани предавки. Такива колела се сработват добре, но имат по-малка якост на огъване. Използват се марките $СЧ20, СЧ25$, а когато е необходима по-голяма износоустойчивост и твърдост се препоръчват модифицирани чугуни $СЧ30$ и $СЧ35$.

- Пластмаси Тази група материали предполагат масово производство при ниска цена. Могат да работят съвместно с метални зъбни колела, обезпечавайки плавна и безшумна работа дори при високи периферни скорости, дължаща се на гасящата (демпфираща) способност на полимерите. Основен недостатък е ниската товароносимост. Обикновено се използват текстолити и полиамиди (видлон, капрон).

9.6.5. К.П.Д. на зъбните предавки

К.П.Д. е основен технико-икономически показател на зъбните предавки, тъй като количествено определя каква част от входящата мощност необратимо се превръща в топлина. Познаването на К.П.Д. е база както за инженерен, така и за икономически анализ на дадена предавка. Инженерният анализ е свързан с оценка на недопустимо загряване на предавката, намаляване на товароносимостта и надеждността ѝ като цяло.

Загубата на мощност при зъбните предавки се провокира от три основни причини: загуби в процеса на зъбно зацепване, загуби в лагерите и загуби при мазане в следствие от разбъркване и разпръскване на маслото. Следователно, за общия К.П.Д. следва:

$$\eta = \eta_z \eta_L \eta_M, \quad (9.56)$$

където: $\eta_z = 1 - \psi_z$ е К.П.Д. на зъбното зацепване; $\eta_L = 1 - \psi_L$ е К.П.Д. на лагерите; $\eta_M = 1 - \psi_M$ е К.П.Д. на мазането; ψ_z, ψ_L и ψ_M са коефициентите на загубите съответно на зацепване, на лагерите и мазането.

Най-голям относителен дял на загубите в предавката се дължи на триенето при зъбно зацепване (в т. 8.2.1. беше доказано относителното плъзгане между зъбните профили). За изчисляване на коефициента на загубите в зацепването се използва следната теоретико-емпирична зависимост:

$$\psi_z = 2,3 \mu_z (1/z_1 \pm 1/z_2) K_\psi, \quad (9.57)$$

където: $\mu_z = 0,025 \div 0,08$ е коефициентът на триене в зацепването, зависещ от материалите на зъбните колела, грапавостта на зъбите, скоростта на плъзгане и вида на мажещото вещество; K_ψ е коефициент, който отчита влиянието на модификациите на зъбните профили – при нулево зацепване $K_\psi = 1$; при коефициент на изместване $x = 0,5$ $K_\psi = 1,15$; при коефициент на изместване $x = 0,8$ $K_\psi = 1,4$.

От зависимост (9.7) е очевидно, че с намаляване на сумарния брой зъби, загубите в зацепването значително нарастват. Знакът „минус“ се отнася за предавки с вътрешно зацепване, респ. загубите при тях са по-малки.

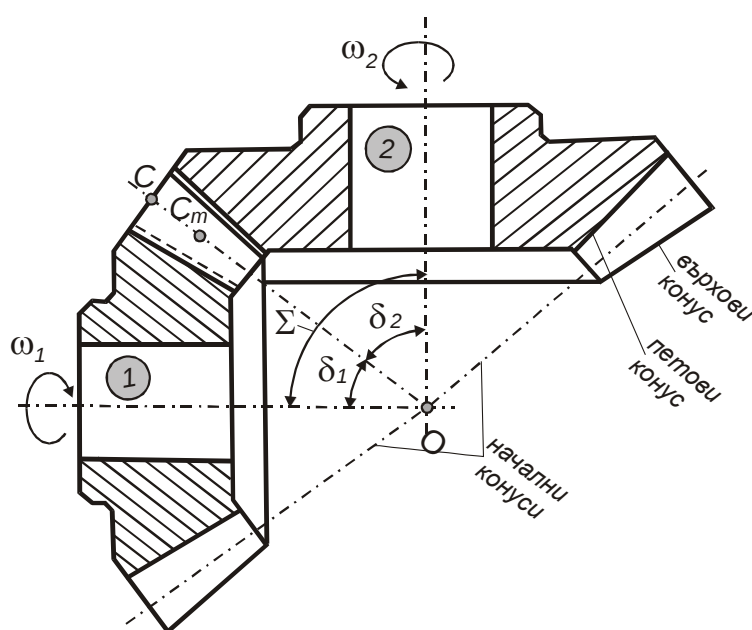
Предвид условността при изчисляване на някои от величините, определящи стойността на К.П.Д., в инженерната практика се използват справочни експериментални данни [16,19]. Същевременно, експериментално е доказана зависимостта на К.П.Д. от натоварването – очевидно при работа на празен ход $\eta = 0$. По тази причина К.П.Д. се отчита за *номинално натоварване*. Например, за едностъпални цилиндрични предавки, в зависимост от условията на работа, К.П.Д. приема следните стойности: за закрити, мазани с масло предавки с 6-та и 7-ма степени на точност $\eta = 0,98$; за закрити предавки с 8-ма степен на точност $\eta = 0,97$; за открити и мазани с грес предавки $\eta = 0,95$.

§ 10. ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ С ПРЕСИЧАЩИ СЕ, КРЪСТОСАНИ И ПОДВИЖНИ ОСИ

10.1. Конусни зъбни предавки

10.1.1. Обща характеристика

Конусните зъбни предавки са единствените зъбни предавки, чрез които се предава въртливо движение между валове с пресичащи се оси. Това се постига чрез зацепване на конусни зъбни колела, които могат да бъдат с прави или криволинейни зъби. Конусните предавки с прави зъби се използват при по-малки периферни скорости – до 3 m/s . Почти изключително се срещат конусни предавки с външно зацепване.



Фиг. 10.1. Схема на конусна зъбна предавка

Конусните зъбни колела представляват два пресечени прави кръгови конуса, по околните повърхнини на които са нарязани зъбите. Най-широко се прилагат предавките, чиито зъби имат линейно намаляващи размери (височина и дебелина) в посока към върховете на конусите (фиг. 10.1). Срещат се също и конусни предавки с неравномерно намаляващи зъби, както и такива със зъби с еднаква височина.

По време на задружната им работа конусните колела се търкалят без приплъзване по началните си конуси (фиг. 10.1). В този смисъл началните конуси съответстват на началните окръжности

при цилиндричните зъбни предавки. Тъй като обикновено се използват некоригирани (нулеви) конусни предавки, то началните и делителните конуси съвпадат. Освен делителни (начални), конусните колела се характеризират и с върхови и летови конуси. При това точката на пресичане на геометричните оси на колелата съвпада с върховете на началните им конуси (т. O на фиг. 10.1).

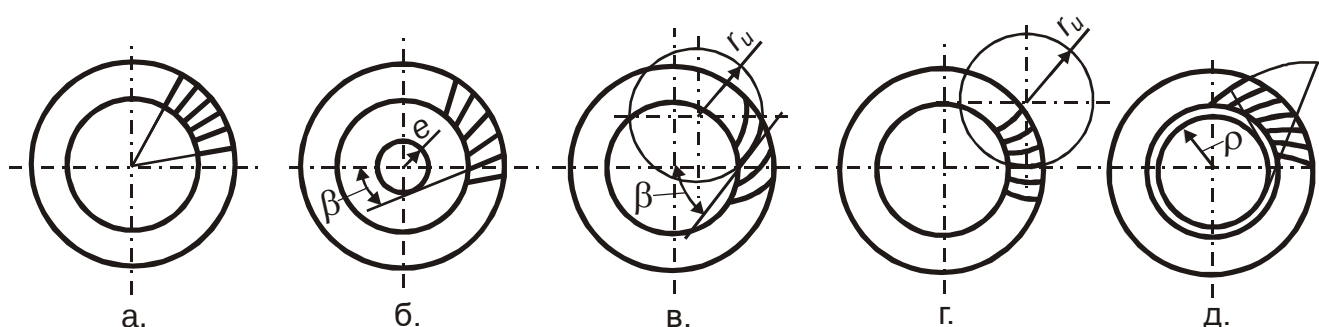
Въвеждат се следните ъгли: ъгъл Σ , заключен между осите на началните конуси, респ. между геометричните оси на колелата се нарича *междуосов ъгъл*; ъглите δ_1 и δ_2 , заключени между осите на колелата и образуващите на началните им конуси, се наричат *ъгли на началните (делителни) конуси*. Очевидна е зависимостта:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \quad (10.1)$$

Когато междуосовият ъгъл е прав, т.е. $\Sigma = 90^\circ$, предавката се нарича *ортогонална*. Тъй като е целесъобразно предаването на механична енергия да става под прав ъгъл, ортогоналните конусни предавки са най-широко разпространени.

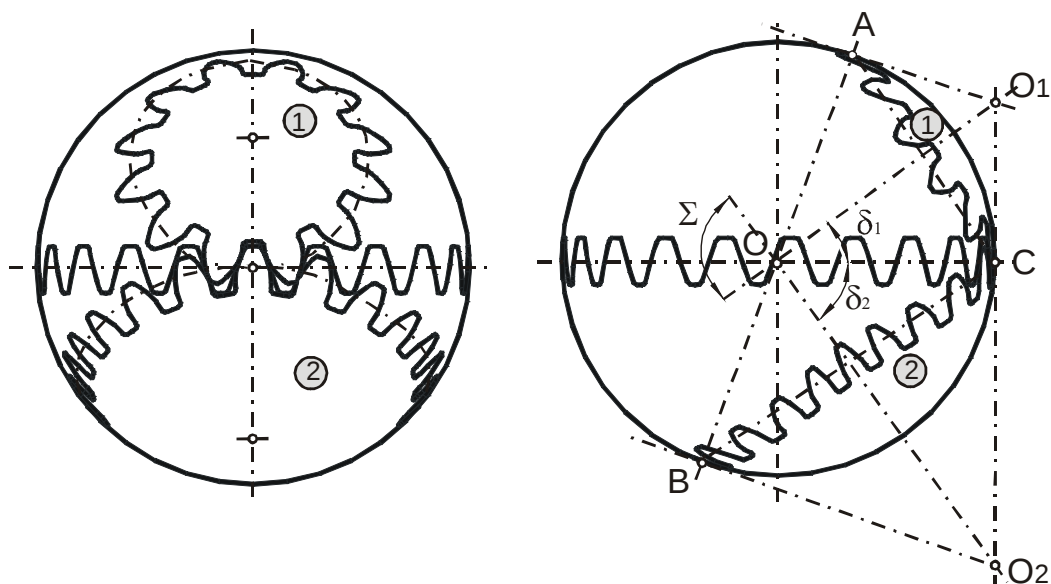
Пресечницата между делителния конус и страничната повърхнина на зъбите се нарича надлъжна линия. Видът и ориентацията ѝ определят формата на зъба, както следва:

- с *прави зъби* – надлъжната линия е радиално насочена (фиг. 10.2а);
- с *тангенциални зъби* – надлъжната линия е допирателна към окръжност с радиус e , наречен ексцентрицитет на зъбите (фиг. 10.2б);
- с *кръгови зъби при $\beta \neq 0$* (фиг. 10.2в) – надлъжната линия е дъга от окръжност;
- с *кръгови зъби при $\beta = 0$* (фиг. 10.2г);
- с *еволвентни (палоидни) зъби*, при които се реализира зацепване тип „Klingelnberg“ (фиг. 10.2д) – надлъжната линия е еволвента.



Фиг. 10.2. Видове конусни зъбни колела според надлъжната линия на зъбите

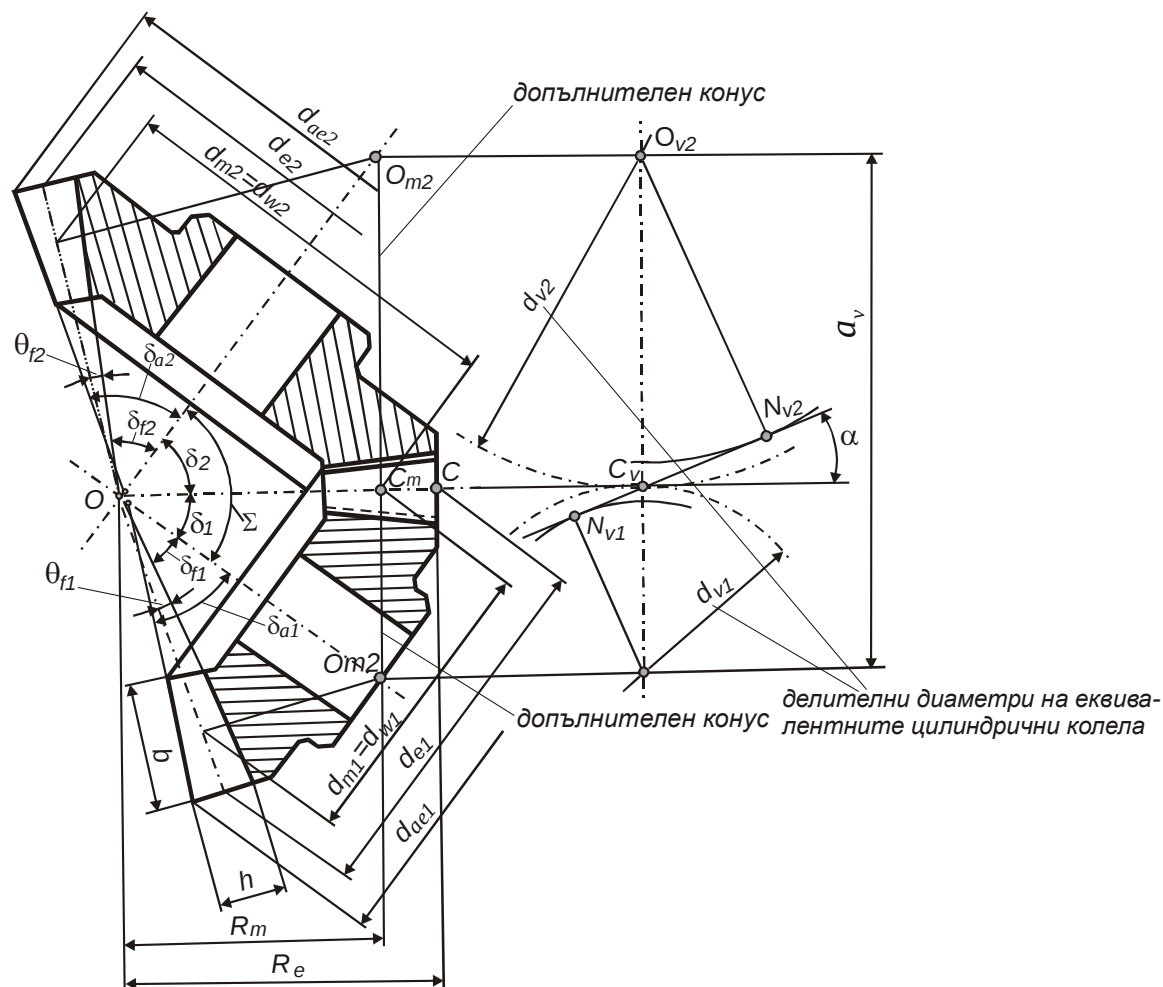
Конусното зъбно зацепване е пространствено, защото еволвентните профили се получават върху сфера с радиус OC (фиг. 10.3), т.е. конусните зъбни предавки представляват сферични механизми. Предвид сложното за изучаване сферичното зацепване, се прилага приблизително решение: Тъй като широчината на зъбния венец е много по-малка от радиуса на сферата, сферичното зацепване се апроксимира с познатото равнинно зацепване. За тази цел се построяват т.н. допълнителни конуси (виж т. 10.1.2.).



Фиг. 10.3. Апроксимиране на сферичното зацепване с равнинно

10.1.2. Предавателно отношение

На фиг. 10.4 са показани геометричните параметри на конусна зъбна предавка и са построени допълнителните конуси.



Фиг. 10.4. Геометрични параметри на конусна зъбна предавка

За определяне на предавателното отношение се изхожда от обстоятелството, че началните конуси на двете колела се търкалят без приплъзване. Следователно, т. C_m от общата им образуваща ще има една и съща периферна скорост, тъй като е точка от единия и другия конуси:

$$v_{C1} = r_{w1} \omega_1 = v_{C2} = r_{w2} \omega_2 = \overline{OC_m} \sin \delta_1 \omega_1 = \overline{OC_m} \sin \delta_2 \omega_2 \quad (10.2)$$

От зависимост (10.2) за предавателното отношение следва:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (10.3)$$

При зададен междусосов ъгъл Σ и предавателно число, могат да се определят ъглите на началните (делителните) конуси: след заместване в (10.3) на изразите $\delta_1 = \Sigma - \delta_2$ и $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$ и преработка следва:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{u \sin \Sigma}{1 + u \cos \Sigma} \quad (10.4)$$

За ортогонални предавки ($\Sigma = 90^\circ$) от (10.4) следва:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{z_1}{z_2}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = u = \frac{z_2}{z_1} \quad (10.5)$$

10.1.3. Еквивалентно цилиндрично колело

За целесъобразно апроксимиране на сферичното зацепване с познатото равнинно зацепване, за дадена конусна предавка е необходимо да се определят параметрите на еквивалентната ѝ цилиндрична зъбна предавка. Те са необходими за изчисляването на товароносимост. За тази цел се използват показаните допълнителни конуси, чиито образуващи са перпендикулярни на началните конуси на колелата (фиг. 10.4.) *Издига се следната теза: след разгъване на допълнителните конуси в равнината, в областта на полюса ($m. C_m$), конусната предавка условно може да се замени с хипотетични цилиндрични зъбни колела с делителни диаметри съответно d_{v1} и d_{v2} (с радиуси равни на образуващите на допълнителните конуси).* От фиг. 10.4 следва зависимостта:

$$r_v = r_w / \cos \delta = m_m z / \cos \delta = m_m z_v, \quad (10.6)$$

откъдето за еквивалентния брой зъби следва: $z_v = z / \cos \delta$.

За еквивалентното предавателно отношение следва:

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{r_{v2}}{r_{v1}} = \frac{\overline{OC_m} \operatorname{tg} \delta_2}{\overline{OC_m} \operatorname{tg} \delta_1} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg} \delta_1} \quad (10.7)$$

За ортогонални предавки ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2$), след заместване на (10.5) в (10.7):

$$u_v = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg} \delta_1} = \frac{u}{1/u} = u^2 \quad (10.8)$$

При конусните зъбни предавки се прилагат нулево и равноизместено зацепване. Практическият минимален брой зъби, при който няма да има подрязване, е:

$$z'_{min,k} = z'_{min} \cos \delta = 14 \cos \delta \quad (10.9)$$

10.1.4. Геометрични параметри на конусни зъбни предавки с прави зъби

Въвеждат се делителни окръжности на конусните колела, съответстващи на външната и средната точка от началните (делителните) конуси. Поради линейно намаляващите по височина и дебелина зъби в посока към върховете на конусите, то и модулът има различна стойност в различните сечения (фиг. 10.4).

• Диаметърът на външната делителна окръжност d_e се определя на база стандартния за предавката модул m_{te} :

$$d_e = m_{te} z, \quad (10.10)$$

В процеса на проектиране m_{te} се уточнява от стандартния ред модули.

• Средната делителна окръжност с диаметър d_m е определяща за товароносимостта на зъбите:

$$d_m = m_{tm} z = d_e - 2 \frac{b}{2} \sin \delta = m_{te} z - b \sin \delta, \quad (10.11)$$

където b широчината на зъбите (виж фиг. 10.4).

Между средният челен модул и външният челен модул, от (10.11) следва линейната зависимост:

$$m_{tm} = m_{te} - \frac{b \sin \delta}{z} \quad (10.12)$$

• Външното R_e , средното R_m и вътрешно R_i конусни разстояния (фиг. 10. 4) се определят чрез зависимостите:

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}; \quad R_m = R_e - b / 2; \quad R_i = R_e - b \quad (10.13)$$

• Широчината на зъбите се определя от съображения за намаляване на неравномерността в натоварването по дължината на зъбите, респ. намаляване на стойностите на коефициента K_β :

$$b = \left(\frac{1}{3,5} \div \frac{1}{4} \right) R_e \quad (10.14)$$

• Външните височини на делителните глава и пета на зъбите h_{ae} и h_{fe} , както и пълната височина h_e , за нулево нарязани колела, се определят по формулите:

$$\begin{aligned} h_{ae} &= h_a^* m_{te}; & h_{fe} &= (h_a^* + c^*) m_{te}; \\ h_e &= h_{ae} + h_{fe} = (2 h_a^* + c^*) m_{te} \end{aligned} \quad (10.15)$$

• Ъгълът на петата на зъба се изразява от зависимостта (фиг. 10.4):

$$\operatorname{tg} \theta_f = h_{fe} / R_e \quad (10.16)$$

• Ъглите на върховете и петовите конуси се определят при гарантиране на постоянна радиална хлабина в зацепването по дължината на зъбите, съответно:

$$\begin{aligned} \delta_{a1} &= \delta_1 + \theta_{f2}; & \delta_{a2} &= \delta_2 + \theta_{f1} \\ \delta_{f1} &= \delta_1 - \theta_{f1}; & \delta_{f2} &= \delta_2 - \theta_{f2} \end{aligned} \quad (10.17)$$

• Диаметърът на външната върхова окръжност е максимален за конусните колела и се определя по формулата:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta \quad (10.18)$$

Системите за нарязване на конусните предавки с криволейни зъби (виж фиг. 10.2) осигуряват локализиран контакт между зъбите приблизително по средата им. Това се постига чрез различни радиуси на кривина на надлъжните линии. По този начин се компенсират в определени граници както неточностите в зъбната геометрия, така и деформациите на елементите в предавката след сглобяване.

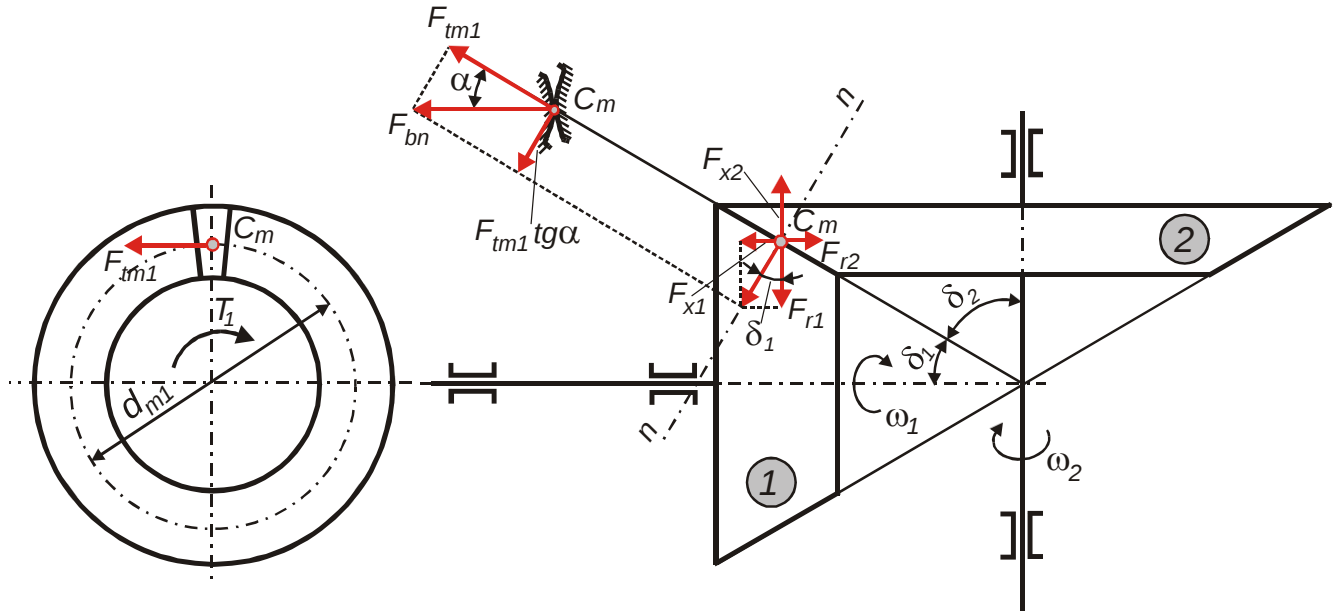
За конусните предавки с криволинейни зъби значение имат следните параметри: среден нормален модул m_n , с който се провеждат якостните изчисления на зъбите; среден ъгъл на наклона на зъбите β_m ($\beta_m = (30 \div 40)^\circ$); биеквивалентен брой зъби z_{vn} , зависимостта за който се получава чрез двойна апроксимация – първо на конусното към цилиндрично с наклонени зъби и след това на последното към цилиндрично с прави зъби:

$$z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta \cos^3 \beta_m} \quad (10.19)$$

При конусните предавки с криволинейни зъби не се променя еквивалентното предавателно число: $u_v = u^2$.

10.1.5. Сили в зацепването. Товароносимост на конусни зъбни предавки

► Сили в зацепването при конусни зъбни предавки с прави зъби



Фиг. 10.5. Схема за определяне силите в зацепването на конусна предавка с прави зъби

Равнодействащата на нормалния товар по контактната линия е пространствения вектор F_{bn} с приложна точка C_m в средното сечение по дължината на зъба. Нормалната по отношение на зъбната повърхност сила F_{bn} се разлага на трите си взаимно перпендикулярни компоненти – тангенциална F_{tm} , осова F_x и радиална F_r сили (фиг. 10.5). За ортогонални конусни предавки за тангенциалната (периферна) сила:

$$F_{tm} = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 / d_{m1} = 2T_2 / d_{m2} \quad (10.20)$$

Тъй като осите на колелата се пресичат под прав ъгъл, радиалната сила за малкото колело е осова за голямото и обратно, осовата сила за малкото колело е равна на радиалната за голямото:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = F_{x2} \quad (10.21)$$

$$F_{x1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = F_{r2} \quad (10.22)$$

Горните сили натоварват валове и лагерите както в радиално, така и в осово направление, което налага да се използват радиално-аксиални лагери. Освен това, малкото конусно колело винаги се лагерира конзолно (виж фиг. 10.5). При зъбните колела с прави зъби, ако се реверсира посоката на въртене, компонентите F_r и F_x не се променят.

► Сили в зацепването при конусни зъбни предавки с криволинейни зъби

В този случай (виж фиг. 10.2б, в, г, д), компонентите в зацепването се определят в съответствие със следните зависимости:

$$F_{tm} = F_{tm1} = F_{tm2} = 2T_1 / d_{m1} = 2T_2 / d_{m2} \quad (10.23)$$

$$F_{rm1} = F_{xm2} = F_{tm} \left(tg \alpha_n \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_m} \pm tg \beta_m \cos \delta_2 \right) \quad (10.24)$$

$$F_{xm1} = F_{rm2} = F_{tm} \left(tg \alpha_n \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m} \pm tg \beta_m \cos \delta_1 \right) \quad (10.25)$$

В зависимости (10.24) и (10.25) знакът „+“ съответства на случая, за който посоката на въртене и посоката на надлъжната линия, гледани от върха на конуса съвпадат, а в обратния случай знакът е „-“. Положителните стойности означават, че осовата сила е насочена от върха на конуса към колелото. Обратният вариант създава възможност за заклинване на колелата, което налага да се съобрази посоката на въртене на колелата по отношение на ъгъла на наклона на надлъжните линии β_m .

► Изчисляване на товароносимост

За конусните предавки са характерни повредите за цилиндричните зъбни колела, поради което изчисляването на зъбите принципно се свежда до осигуряване на необходимата якост на огъване и срещу *pitting* (контактна умора).

Изчисленията на конусните предавки условно се привеждат към цилиндрични, като се отчитат особеностите им по следния начин:

- Коефициентът на формата на зъба Y_{FS} се отчита за еквивалентния брой зъби z_v (виж т. 10.1.3.), а не за действителния;

- Приемат се допустими напрежения на огъване, занижени с 15 % спрямо тези за цилиндрични предавки от същия материал и режим на термообработка;

- В изчислителните формули коефициентите K_α , Y_ε и Z_ε се приемат равни на единица.

• Проверочно изчисляване на огъване

$$\sigma_F = Y_{FS} Y_\beta \frac{F_{tm}}{b m_{nm}} K_F < \sigma_{FP} = 0,85 \frac{\sigma_{F \lim b} Y_N}{S_{F \min}} \quad (10.26)$$

• Проверочно изчисляване на контактна якост

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tm}}{b d_{m1}} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} K_H \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b} Z_N}{S_{H \min}} \quad (10.27)$$

Величините в зависимости (10.26) и (10.27) имат същия смисъл, както при изчисляване на цилиндричните зъбни колела.

• Проектно изчисляване

В общия случай то се свежда до определяне на нормалния модул в средно сечение:

$$m_{nm} = (1,05 \div 1,25) \sqrt{Y_{FS1} \frac{T_1}{z_1^2 \psi_{bd1} \sigma_{FP1}}} K_F \quad (10.28)$$

Получената стойност се замества в (10.12) и се намира външния член модул m_{te} , който се закръглява до по-голямата стандартна стойност. Със стандартния модул след това се определят всички геометрични параметри на предавката.

Предвид конзолното лагериране на малкото колело, широчината на зъбите се ограничава от условието:

$$b < (1/3,5 \div 1/4)R_e \quad (10.29)$$

10.2. Зъбни предавки с кръстосани оси

Предаване на движение между валове с кръстосани оси може да се реализира чрез:

- *Винтови предавки*, състоящи се от цилиндрични клела с наклонени зъби;
- *Хипоидни предавки*, състоящи се от конусни колела с криволинейни зъби;
- *Червячни предавки*, чиито елементи са червяк и червячно колело.

Изброените предавки ще бъдат разгледани последователно.

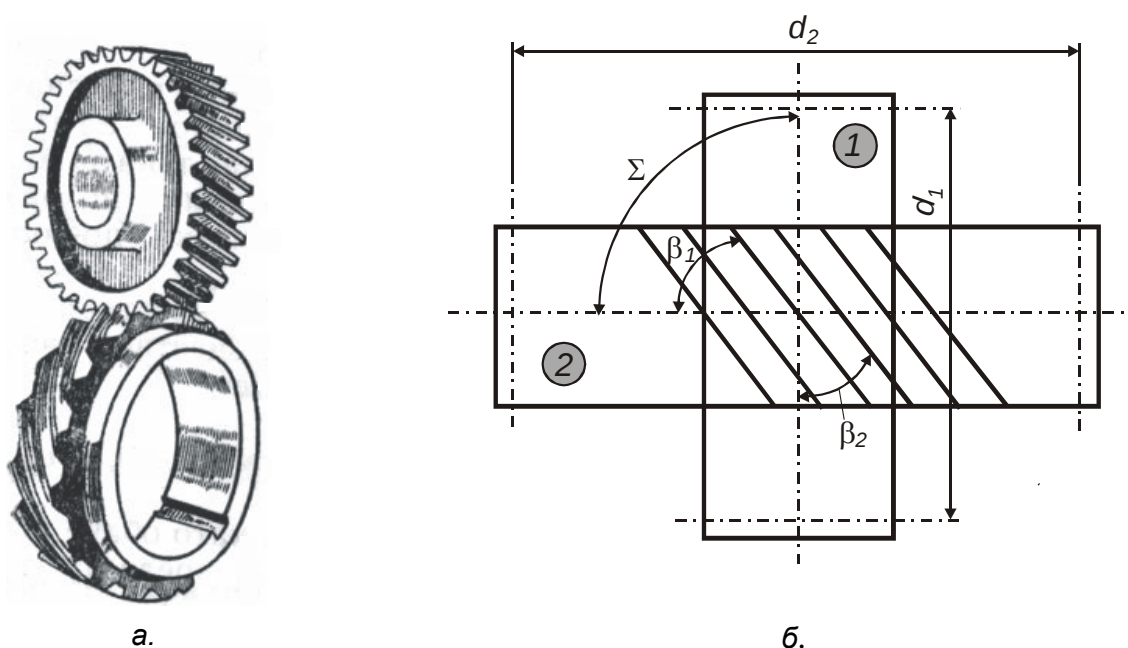
10.2.1. Винтови предавки

Принципна схема на винтова предавка е показана на фиг. 10.6. Зъбните колела са с наклонени зъби с ъгли на наклона $\beta \leq 45^\circ$ и се наричат колела с винтови зъби. Ъглите на наклона на колелата обикновено са различни, но най-често се срещат ортогонални винтови предавки, за които междусосовият ъгъл е $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$.

Зацепването на винтовите предавки се характеризира с *точков (не е линейен) контакт между зъбите и надлъжно плъзгане между тях*. Това важно обстоятелство определя износването и задирането като основни повреди и в резултат – ниската товароносимост и ниската стойност на К.П.Д. на винтовите предавки. Поради това те се използват за предаване на малки мощности, за прекъсната работа и малки предавателни числа $u \leq 5$.

Стандартен е нормалният модул m_n , а между челните модули съществува зависимостта: $m_{t1} \sin \beta_1 = m_{t2} \sin \beta_2$. По правило зъбните колела не се коригират, а делителното междусосово разстояние се определя от зависимостта:

$$a = \frac{m_n z_1}{2 \cos \beta_1} + \frac{m_n z_2}{2 \cos \beta_2} = \frac{m_n z_1}{2 \cos \beta_1} \left(1 + u \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right) \quad (10.30)$$



Фиг. 10.6. Винтова предавка: а. общ вид; б. геометрична схема

Предавателното отношение за ортогонални предавки зависи не само от диаметрите на колелата, но и от ъглите на наклона на зъбите:

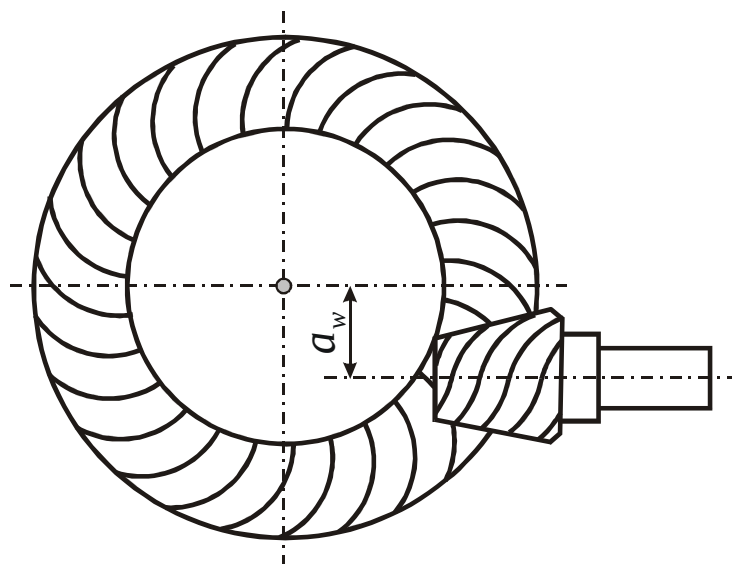
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (10.31)$$

10.2.2. Хипоидни предавки

И те като винтовите предавки, най-често се използват за предаване на движение между валове с кръстосани под междуосов ъгъл оси $\Sigma = 90^\circ$ (фиг. 10.7). Конусните колела са с криволинейни зъби и се изработват на същите зъбонарезни машини, както колелата на конусните предавки.

Хипоидните предавки се характеризират със следните особености:

- *Зъбните профили са асиметрични*, т.е. профилните ъгли са различни за лявата и дясната страна на зъбите;
- *Ъглите на наклона на зъбите на двете колела са различни*. За малкото колело се избира по-голям ъгъл, т.е. $\beta_1 > \beta_2$, което води до относително по-големите му размери, по-голям диаметър на входящия вал и като резултат – по-голямата товароносимост на предавката;



Фиг. 10.7. Схема на хипоидна предавка

- Хипоидното изместване има смисъл на междуосово разстояние и се избира в границите $a_w = (0,2 \div 0,3)d_{ae2}$;

- Съществува *линеен контакт* между зъбите, но и надлъжно плъзгане между тях. Последното определя задирането като основна повреда на зъбите, но се срещат и счупване, и образуване на ямички (*pitting*).

Предимства на хипоидните предавки са плавната и безшумна работа, както и възможността за неконзолно лагериране на малкото колело. Така се осигурява по-голяма стабилност на предавката за разлика от конусните предавки.

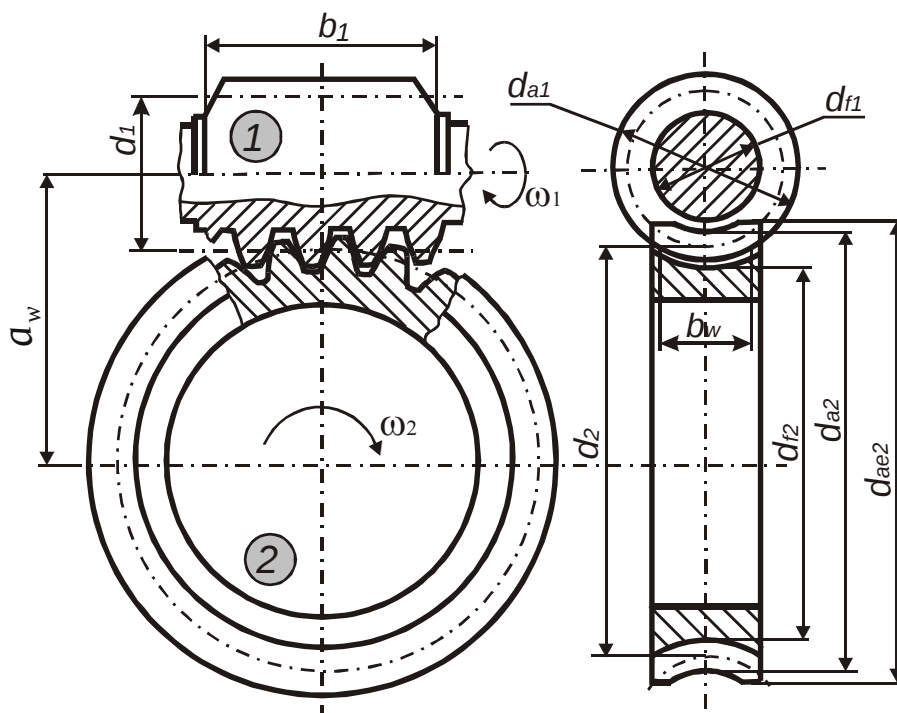
Посочените предимства осигуряват по-голяма товароносимост на хипоидните предавки, поради което те се прилагат в главното предаване в автомобилите и други транспортни машини, в полиграфичните и текстилните машини, където се предават големи мощности – до няколко киловата. Хипоидните предавки се използват за предавателни числа в диапазона $u = 1 \div 10$, а за малкото колело се препоръчва $z_1 = 6 \div 15$.

10.2.3. Червячни предавки

► Обща характеристика

Червячните предавки са едни от най-разпространените предавки с кръстосани оси. Червякът е ротационно тяло, върху околната повърхнина на което са нарязани навивки (фиг. 10.8, елемент 1). С определена условност червякът може да се раз-

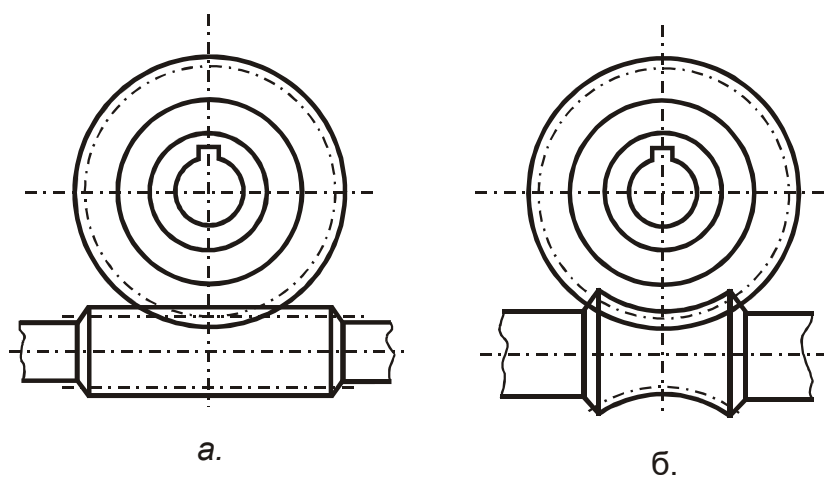
глежда като като зъбно колело с винтови зъби, броят на които е равен на броя на ходовете му. Червячното колело е зъбно колело с наклонени зъби, които съответстват на навивките на червяка (фиг. 10.8, елемент 2).



Фиг. 10.8. Елементи на червячна предавка

В зависимост от формата на червяците в осово сечение, червячните предавки могат да бъдат с цилиндрични (фиг. 10.9а), глобоидни (фиг. 10.9б) и спироидни (конусни) червяци.

Глобоидните червяци са с винтове с навивки с променлива стъпка, нарязани върху тороидална повърхнина. Тези предавки имат по-голяма товароносимост и по-



Фиг. 10.9. Видове червячни предавки

високо К.П.Д., дължащи се на по-голямата дъга на прекриване между навивките и зъбите на червячното колело. Недостатъците им са трудното изработване и чувствителност към грешки от изработване и монтаж, поради което намират ограничено приложение. В този курс ще се акцентира върху най-разпространения вид червячни предавки – тези с цилиндрични червяци.

Традиционно се срещат ортогонални червячни предавки, т.е. междусовият ъгъл е $\Sigma = 90^\circ$, но могат да се реализират и други ъгли.

В зависимост от броя на ходовете z_1 , червяците могат да бъдат *едноходови* ($z_1 = 1$) и *многоходови* ($z_1 = 2, 3, 4$), а според разположението на червяците – предавки с горен или долен червяк.

Червячните предавки имат някои съществени предимства:

- *Големи кинематични възможности при компактна конструкция – чрез два елемента се постигат значителни предавателни отношения (в общото машиностроене $i = 8 - 60$);*

- *Осигуряват плавна и безшумна работа;*

- *За малки ъгли на изкачване на винтовата линия на червяка осигуряват възможност за самозадържане, което е важно свойство например в задвижванията на асансьорите.*

Недостатъците на червячните предавки са следствие от взаимодействието между навивките на червяка и зъбите на колелото – то е съпроводено с голямо относително плъзгане:

- *Значително загряване, и оттам – ниски стойности на К.П.Д.;*

- *Относително по-сложно изработване;*

- *Необходимост от използване на скъпи цветни сплави за изработване на зъбния венец на колелото, целяща намаляване на коефициента на триене.*

Червячните предавки се използват предимно за прекъснатата работа за задвижване на асансьори, транспортъри, в металорежещите машини и др.

► **Видове цилиндрични червяци**

В зависимост от вида на винтовата линия, червяците са *архимедови*, *еволвентни* и *конволютни* (фиг. 10.10).

- Архимедовият червяк е винт с трапецовидна резба с профилен ъгъл $2\alpha = 40^\circ$, така, че в осово сечение има праволинеен трапецовиден профил (фиг. 10.10а). Пресечницата на навивките с равнина, перпендикулярна на оста на червяка е архимедова спирали, откъдето произхожда наименованието му. Архимедовите червяци се изработват на струг с нож с трапецовиден профил, който се установява „на център”. Според БДС 12256 – 78 се означават със символите “ZA”;

- Еволвентният червяк е цилиндрично зъбно колело с наклонени еволвентни зъби с малък брой зъби, равен на броя на ходовете му и с голям ъгъл на наклона, близък до 90° (фиг. 10.10б). Профилът на навивките в челно сечение е кръгова еволвента. Еволвентните червяци се означават със символите “Z1”;

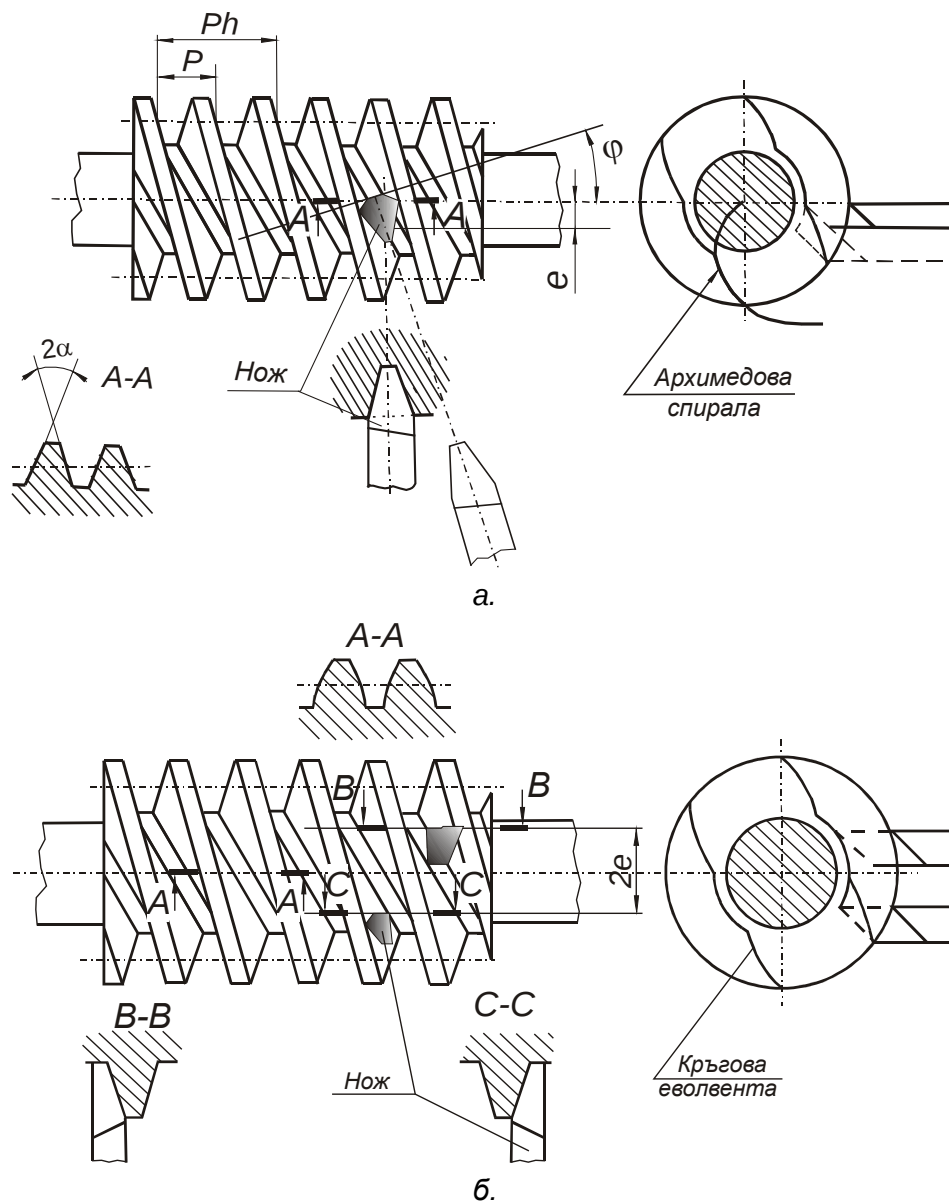
- Конволютният червяк също се нарязва на струг с трапецовиден профил, но същият се завърта на ъгъл γ (равен на ъгъла на наклона на винтовата линия) спрямо оста и се установява така, че горната му равнина да е перпендикулярна на навивките. В резултат се получава винтова повърхнина, челното сечение на която е удължена или скъсена кръгова еволвента (крива конволюта). Конволютните червяци се означават с “ZN”.

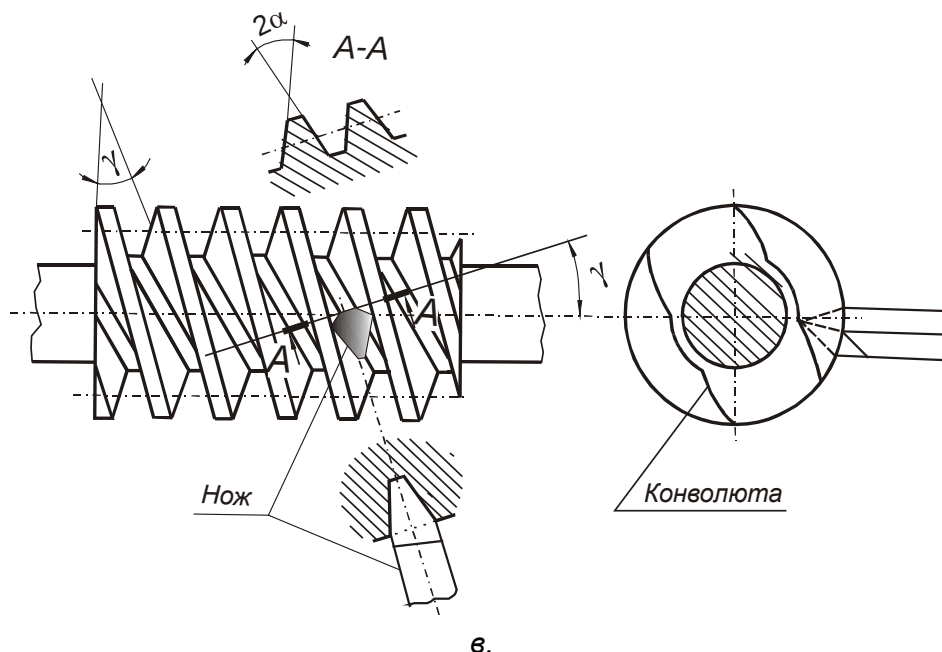
Най-разпространени са червячните предавки с архимедови червяци.

► Предавателно отношение

Преобладават червячните предавки, в които задвижващият елемент е червякът. Тогава предавателното отношение се определя чрез отношението на броя на зъбите на червячното колело z_2 и броя на ходовете на червяка z_1 :

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (10.32)$$





Фиг. 10.10. Видове цилиндрични червяци

► Геометрични зависимости

Основните геометрични параметри на предавката са показани на фиг. 10.8. За архимедовите червяци стандартна е осовата стъпка на червяка, която е равна на челната стъпка на червячното колело, т.е. $p_{x1} = p_{t1}$. Оттук за модула следва:

$$m_{x1} = m_{t2} = m \quad (10.33)$$

При червячните предавки се използва изходен контур, подобен на този при цилиндричните, като разликата е в намалената радиална хлабина: $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,2$.

За червяка са важни следните геометрични параметри:

- Делителен диаметър:

$$d_1 = q m \Rightarrow q = d_1 / m, \quad (10.34)$$

където величината $q = z_1 / \tan \gamma$ се нарича коефициент на диаметъра на червяка, чиято стойност е стандартизирана в зависимост от модула на предавката. Препоръчват се стойностите, показани в таблица 10.1:

Стойности на $q = q(m)$

Таблица 10.1

m	3,15	4	5	6,3	8	10
q	6,3	8	10	12,5	16	20

- Брой на ходовете $z = 1 \div 4$, който се избира така, че за зададено предавателно отношение i броя на зъбите на колелото да е $z_2 = 30 \div 80$ (виж ф-ла 10.32);

- Диаметри на върховия и петовия цилиндри на червяка:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m = m(q + 2) \\ d_{f1} &= d_1 - 2,4m = m(q - 2,4) \end{aligned} \quad (10.35)$$

- Дължина на нарязаната част (при $z_1 = 1,2$):

$$b_1 = (11 + 0,06 z_2)m \quad (10.36)$$

Основните геометрични параметри на червячното колело се определят за средното му сечение (виж фиг. 10. 8):

- Делителен диаметър:

$$d_2 = m z_2 \quad (10.37)$$

- Диаметър на върховата окръжност:

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) \quad (10.38)$$

- Диаметър на петовата окръжност:

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,4) \quad (10.39)$$

- Максимален диаметър на червячното колело:

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) \quad (10.40)$$

- Широчина на червячното колело (избира се конструктивно в зависимост от z_1):

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} \quad (\text{при } z_1 = 1,2) \quad (10.41)$$

- Делително междуосово разстояние:

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = 0,5 m(q + z_2) \quad (10.42)$$

В случай, че трябва да се постигне предварително зададено междуосово разстояние, на корекция се подлага само червячното колело. С оглед на изключване на заостряне или подрязване на зъбите, се препоръчва: $-1 < x_2 < +1$. За междуосовото разстояние на коригираната предавка следва:

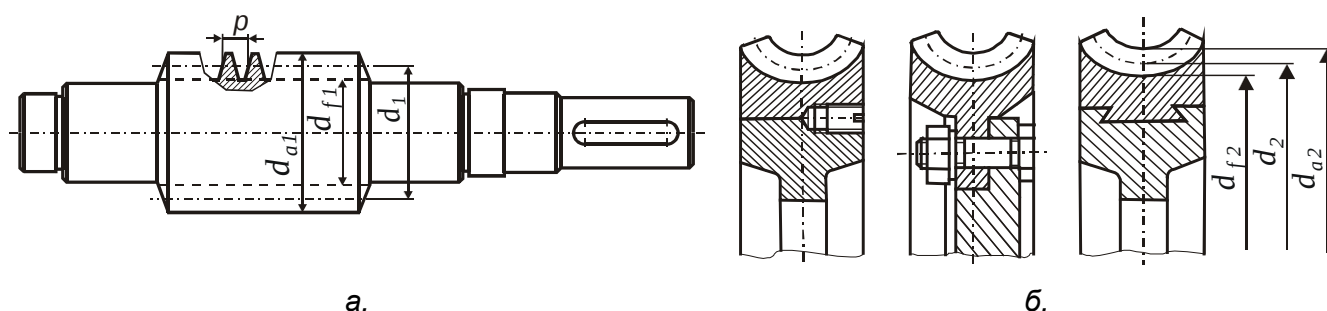
$$a_w = 0,5 m(q + z_2 + 2 x_2) \quad (10.43)$$

► Материали

Предвид значителното относително плъзгане между навивките на червяка и зъбите на колелото, което резултира в голям относителен дял на работата на силите от триене, материалите за червячната двойка трябва да образуват *антифрикционна двойка материали*, т.е. да се намали стойността на коефициента на триене μ .

Червяците се изработват от средно- и високо въглеродни конструкционни и легирани стомани (45, 50, 40XH, 60 и др.), които се закаляват до висока твърдост $HRC 45 \div 55$. За отговорни предавки се използват цементуеми стомани 15X, 20X и др., за които се постига твърдост $HRC 56 \div 62$, а навивките се шлифват и полират. Червяците се изработват като едно цяло с вала в предавката (фиг. 10.11а).

Червячното колело обикновено е съставно (фиг. 10.11б), като зъбният венец може да се запресова към главината, да се монтира чрез групово болтово съединение или да се отлее върху главината. Изработва се от: *калаени бронзи* CuSn8, CuSn5, които се предпочитат за непрекъсната работа и по-високи скорости на плъзгане $v_s = v / \cos \gamma = 5 \div 25 \text{ m/s}$; *алуминиево-железен бронз* CuAl10Fe3 – за по-ниски скорости на плъзгане $v_s < 6 \text{ m/s}$; *сиви чугуни* СЧ15, СЧ20, СЧ25 – за още по-ниски скорости – $v_s < 2 \text{ m/s}$. Главината се изработва от стомана или чугун.

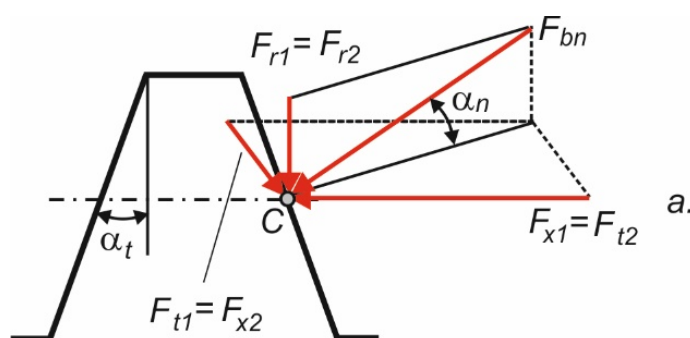


Фиг. 10.11. Конструктивно оформяне на елементите на червячните предавки

► Коефициент на полезно действие

Както при цилиндричните зъбни предавки, и при червячните общите загуби имат три компонента: загуби в зацепването, в лагерите и от преодоляване съпротивлението на маслото. За червячните предавки се характеризират с значително плъзгане между навивките на червяка и колелото, което води до загряване в предавката. Следователно съществена част от вложената на входа работа се превръща необратимо в топлина.

Определянето на К.П.Д. се базира на известната постановка за К.П.Д. на двигателни резби. В случай на предаване на движение от червяка към колелото за η_{12} следва:



$$\eta_{12} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (10.44)$$

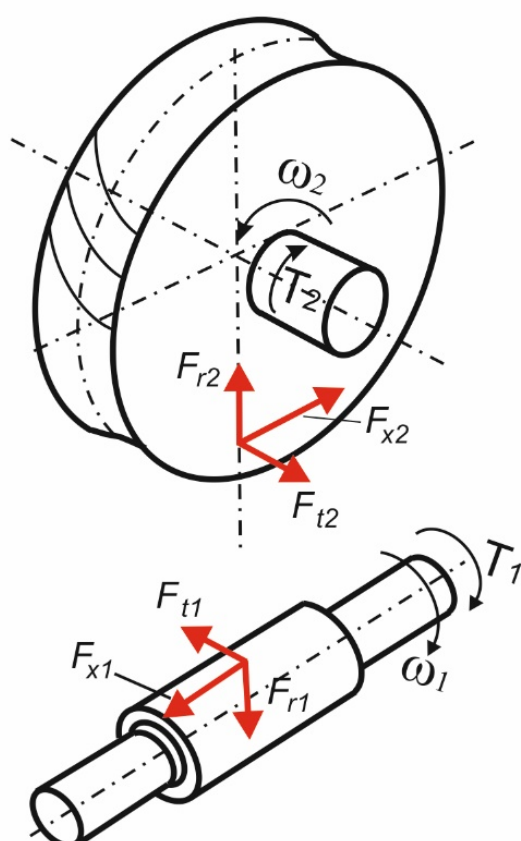
където:

γ е ъгълът на изкачване на винтовата линия. За определяне на ъгъл γ се разглежда един ход от червяка, разгънат в равнината (фиг. 10.12):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p z_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi q m} = \frac{z_1}{q} \quad (10.45)$$

ρ' е приведен ъгъл на триене и се определя от :
 $\operatorname{tg} \rho' = \mu / \cos \alpha$, например за стоманени червяци и бронзови венци на колелото $\rho' \approx (3 \div 6)^\circ$.

В случай, че се предава движение от червячното колело към червяка, за η_{21} следва:



Фиг. 10.13. Сили в червячна предавка

$$\eta_{21} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (10.46)$$

Използвайки аналогията с резбовите съединения, условието за самозадържане при червячните предавки се свежда до условието $\eta_{21} < 0$, т.е. $\gamma < \rho'$. Това означава, че е възможно предаване на движение само от червяка към червячното колело. Възможността да самозадържат е ценно свойство на червячните предавки, което се използва в товароподемните устройства, например асансьорите – в случай на изключен двигател товарът остава да виси върху барабан или преминава през шайба, свързана с червячното колело. Очевидно, самозадържащите червячни предавки имат по-нисък К.П.Д. в сравнение с несамозадържащите.

К.П.Д. на червячните предавки намалява с намаляване на броя на ходовете на червяка (виж зависимости (10.44) и (10.45)). Предвид значителните загуби от триене, пълният К.П.Д. на червячните предавки е значително по-нисък от този на другите зъбни предавки.

► Сили в зацепването

Нормално разпределеният товар между червяка и червячното колело се редуцира към една нормална сила F_{bn} , приложена в полюса на зацепване. Тя е нормално ориентирана спрямо навивка от червяка (фиг. 10.13), при което се разлага на трите си взаимно перпендикулярни компоненти: радиална F_{r1} , осева F_{x1} и тангенциална F_{t1} .

Поради кръстосаните оси на елементите, периферната сила на червячното колело е равна на осовата сила на червяка и обратно – периферната сила на червяка е равна на осовата сила на червячното колело:

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2 = F_{x1} \quad (10.47)$$

$$F_{t1} = 2T_1 / d_1 = F_{x2} = 2T_2 / (u \eta d_1) \quad (10.48)$$

Посоките на осовите сили зависят от наклона на винтовата линия на червяка и посоката на въртене на червяка.

Радиалната сила на червяка е равна на радиалната сила на червячното колело:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_t \quad (10.49)$$

► Изчисляване на товароносимост

При червячните предавки преобладават повредите на зъбния венец на червячното колело – срещат се *питинг*, *износване* и *задиране* на зъбите. Основната причина е голямата скорост на плъзгане в червячното зацепване.

Основните критерии за работоспособност са обезпечаване на липса на: „pitting” и износване на зъбите, които зависят от контактното напрежение σ_H ; огъване или счупване на зъбите, които се определят от напрежението на огъване σ_F .

За обезпечаване на нормалната работа на предавките, се проверява максималното провисване на червячния вал: $f \leq 0,004 \text{ m}$ за закалени червяци; $f \leq 0,010 \text{ m}$ за незакалени червяци.

• Проектно изчисляване То цели да се определи ориентировъчно междуосовото разстояние на база на допустимото контактено напрежение:

$$a_w = \sqrt{Z_E^2 Z_H^2 T_2 \frac{K_A}{\sigma_{HP}}}, \quad (10.50)$$

където:

- $Z_E = 150\sqrt{MPa}$ за най-често срещаната двойка материали – стоманен червяк и бронзов венец на червячното колело;
- Z_H е коефициент, отчитащ влиянието на геометричната форма на зацепените зъбни повърхнини; зависи от отношението $d_1 / a_w = 0,25 \div 0,6$, на което съответстват стойностите $Z_H = 3,4 \div 2,6$;
- σ_{HP} е допустимо контактно напрежение на зъбите на колелото; $\sigma_{HP} = 200 \div 280 MPa$ за калаен бронз;
- K_A е коефициент на външните динамични сили: $K_A = 1$ при $v_2 < 3 m/s$; $K_A = 1,1 \div 1,3$ при $v_2 > 3 m/s$; v_2 е периферната скорост на червячното колело.

Модулът на предавката се определя от зависимост (10.43) след заместване на $q = z_2 / 4$ (следва от условието за коравина на червяка):

$$m = (1,5 \div 1,7) a_w / z_2 \quad (10.51)$$

Полученото число се закръглява до по-голямата стандартна стойност.

- Проверочно изчисляване То се свежда до проверка на огъване на зъбите:

$$\sigma_{F2} = 1,5 F_{t2} / (b_2 m) \leq \sigma_{FP}, \quad (10.52)$$

където σ_{FP} е допустимото напрежение на огъване; определя се в зависимост от материала на зъбния венец, експлоатационния срок и характера на натоварване на предавката; за калаен бронз $\sigma_{HP} = 60 \div 90 MPa$.

10.3. Планетни предавки (Предавки с подвижни оси)

10.3.1. Обща характеристика

► Определение Предавки, в които има поне едно колело, чиято геометрична ос се движи в пространството, се наричат планетни предавки.

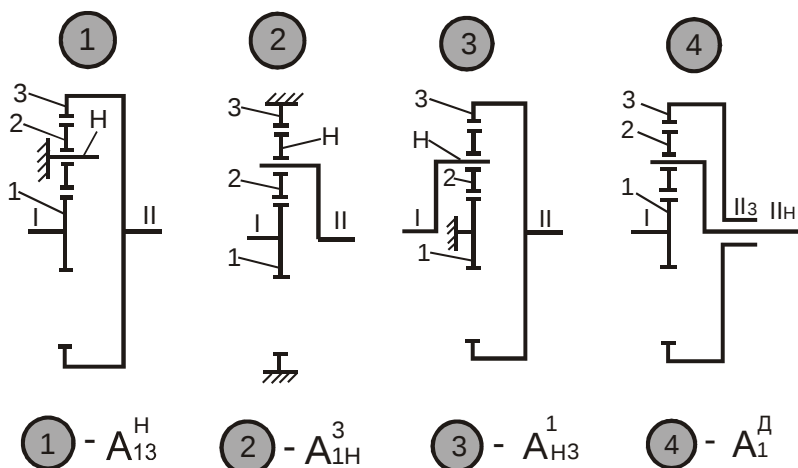
Колелата с подвижни оси извършват равнинно движение. Те се въртят около собствените си оси и заедно с тях – около оста на предавката. Между описаното движение и движението на планетите съществува аналогия, откъдето тези колела се наричат *планетни*. Осите на сателитите се закрепват в т.н. *водила*. Останалите колела в общия случай са *централни* с външни или вътрешни зъби. Следователно, елементите в планетните предавки са три вида: планетни колела, централни колела и водила.

► Видове планетни предавки

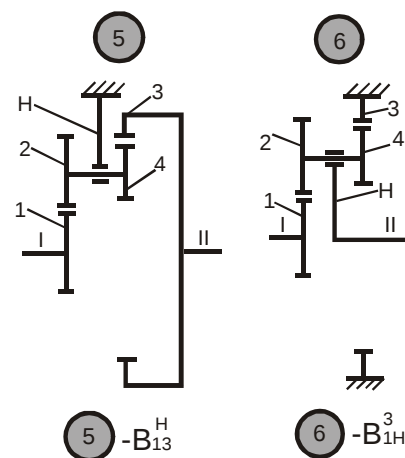
Съществуват няколко основни вида планетни предавки, от съчетаването на които могат да се синтезират по-сложни предавки.

Класификацията на планетните предавки е направена от Кудрявцев, според който основните кинематични схеми са следните [3,9]:

• $2KH$ (с две централни колела и едно водило). Нейните кинематически варианти са: A (фиг. 10.14); B (фиг. 10.15) и C или диференциална предавка (фиг. 10.16) – за ъгловите скорости на означените на фигурата елементи е в сила зависимостта: $\omega_1 + \omega_3 = 2\omega_2$;



Фиг. 10.14. Кинематичен вариант A на схема $2KH$



Фиг. 10.15. Кинематичен вариант B на схема $2KH$

В настоящия курс ще се разгледа една от най-разпространените силови планетни предавки – означена на фиг. 10.14 с ②. Нейните сателити 2 са колела с външни зъби, чиито оси са лагеровани във водилото H . Сателитите 2 едновременно се зацепват външно с централно колело 1 и вътрешно с колело 3. За разглеждания кинематичен вариант водещо е колело 1, а на изхода е водилото H . За определяне на предавателното отношение на тази предавка се изхожда от известната формула на Вилис за относителните ъглови скорости спрямо водилото (условно на всички елементи е зададена ъглова скорост, обратна на водилото):

$$i_{1H}^3 = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{\omega_1}{\omega_2} \frac{\omega_2}{\omega_3} = 1 + \frac{\omega_1}{\omega_3} \quad (10.53)$$

За този вид предавки се препоръчват предавателни отношения в границите $i_{1H}^3 = 3 \div 8$. Желаното предавателно отношение обаче, не е въпрос на свободен избор на броя на зъбите на колелата. Затова при проектиране на планетна предавка са задължителни следните три условия:

1). Условие за съосност – гарантира се съвпадане на осите на централните колела в предавката (колела 1 и 3):

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} - \text{цяло число} \quad (10.54)$$

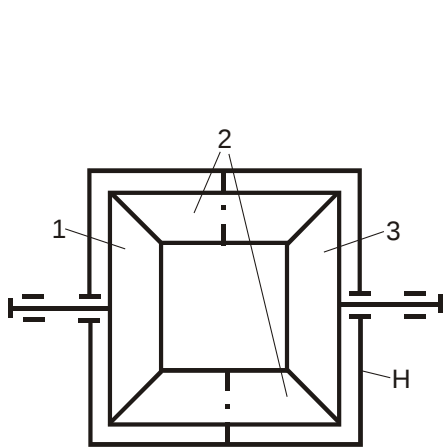
2). Условие за монтаж – гарантира, че зъбите на сателитите ще попаднат едновременно в междузъбията на централните колела 1 и 3:

$$\frac{z_1 + z_3}{C} = \text{цяло число}, \quad (10.55)$$

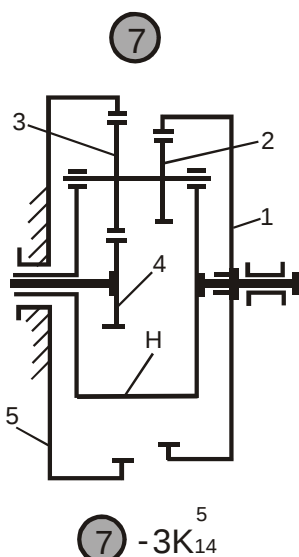
където C е броят на сателитите.

3). Условие за съседство – гарантира се непрепокриване между сателитите:

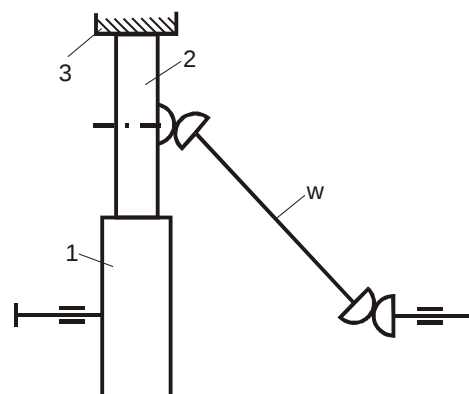
$$d_{a2} < 2a_w \sin(\pi / C) \quad (10.56)$$



Фиг. 10.16. Кинематичен вариант С на схема 2KH



Фиг. 10.17. Схема 3K



Фиг. 10.18. Схема K – H – W

- 3K – с три централни колела (на фиг. 10.17 са колела 1, 4 и 5);
- K – H – W (фиг. 10.18).

10.3.2. Предимства и недостатъци. Приложение

► Предимства

- Планетните предавки имат по-малка маса и габарити в сравнение с конвенционалните предавки. Това се дължи на обстоятелството, че мощността се разпределя между толкова потоци, колкото е броя на сателитите. В резултат всеки сателит поема $1/C$ част от общото натоварване, което рефлектира в по-малките им габарити;
- Позволяват удобна компоновка в задвижванията поради съосността между входящия и изходящия валове;
- При симетрично натоварване на сателитите, силите в зацепването взаимно се уравновесяват, а шумът е намален;
- Лагерите на централните колела са по-малко натоварени;
- Големи кинематични възможности – могат да се постигнат големи предавателни числа при малко на брой зъбни колела;
- Относително висок К.П.Д. ($0,96 \div 0,99$).

► Недостатъци

- Необходими са високи изисквания за точност на изработване и монтаж;
- За някои структурни схеми увеличаването на предавателните числа води до съществено увеличаване на загубите в предавката.

► Приложение

Планетният принцип на изграждане на предавките позволява конструктивно да се обединят с електродвигателите, при което се получават т.н. *двигател-редуктори*. Те намират приложение в силовите задвижвания в машиностроенето. Освен това намират приложение в предавателните кутии в моторните превозни средства, където предавателното отношение се изменя чрез последователно спиране на отделни звена (едно от колелата или водилото). Диференциалните механизми се използват в автомобилите, тракторите, уредите и металообработващите машини.

10.3.3. Якостно изчисляване на планетните предавки

Те се изчисляват както обикновените цилиндрични зъбни колела, но се отчитат следните особености:

- *Общата мощност се разделя на толкова потока, колкото е броят на сателитите;*
- *Неизбежните грешки в изработването и монтажа водят до неравномерно натоварване на сателитите, което се отчита с коефициент на неравномерно натоварване на сателитите K_{Ω} ;*

- *Коефициентите на дълготрайност на централните колела се определят, като реалния брой цикли на натоварване се увеличават C пъти;*

- *Натоварването на зъбите на сателитите е знакопроменливо.*

За разглеждания конструктивен вариант периферната сила в зацепванията се определя чрез зависимостта:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_{t3} = \frac{2 T_1 K_{\Omega}}{C d_1} \quad (10.57)$$

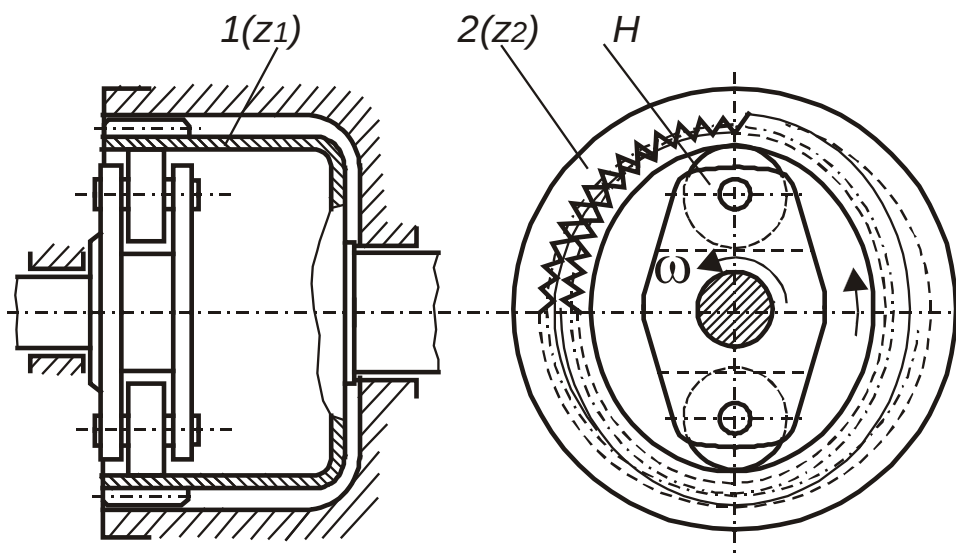
Когато не са взети конструктивни мерки за изравняване натоварването между сателитите коефициента на неравномерно натоварване на сателитите се избира $K_{\Omega} = 1,5 \div 2$. Конструктивните мерки в тази посока са насочени към възможност за самоцентриране на централно колело 1 (без радиални опори), използване на компенсирани в радиално направление съединители (например зъбен) за свързване между задвижващия вал и централното колело 1, наличие на еластично звено между неподвижното колело 3 (зъбния венец) и корпуса и др. В тези случаи за $K_{\Omega} = 1,1 \div 1,2$.

10.4. Вълнови предавки

10.4.1. Обща характеристика

► **Определение** *Вълновите предавки са механични предавки, при които движението се преобразува за сметка на еластична деформация по периферията на гъвкав елемент.*

Вълновите предавки в структурно и кинематично отношение са разновидност на планетните. Разликата е в конструктивното оформяне на елементите. Принципът на движещата се вълна, породена от еластична деформация на гъвкав елемент, се използва в различните вълнови предавки – те могат да бъдат зъбни, фрикционни, винтови и челни. При всички тях е необходим генератор на вълни (вълнообразовател). Той може да работи на механичен, електромагнитен, пневматичен или хидравличен принцип. Най-разпространени са зъбните вълнови предавки с метално гъвкаво звено и механичен генератор. Вълновата предавка е патентована през 1959 г. от Musser C. W. (Strain Wave Gear, Pat. USA № 2906143, 29.09.1959).



Фиг. 10.19. Вълнова зъбна предавка с ролков генератор

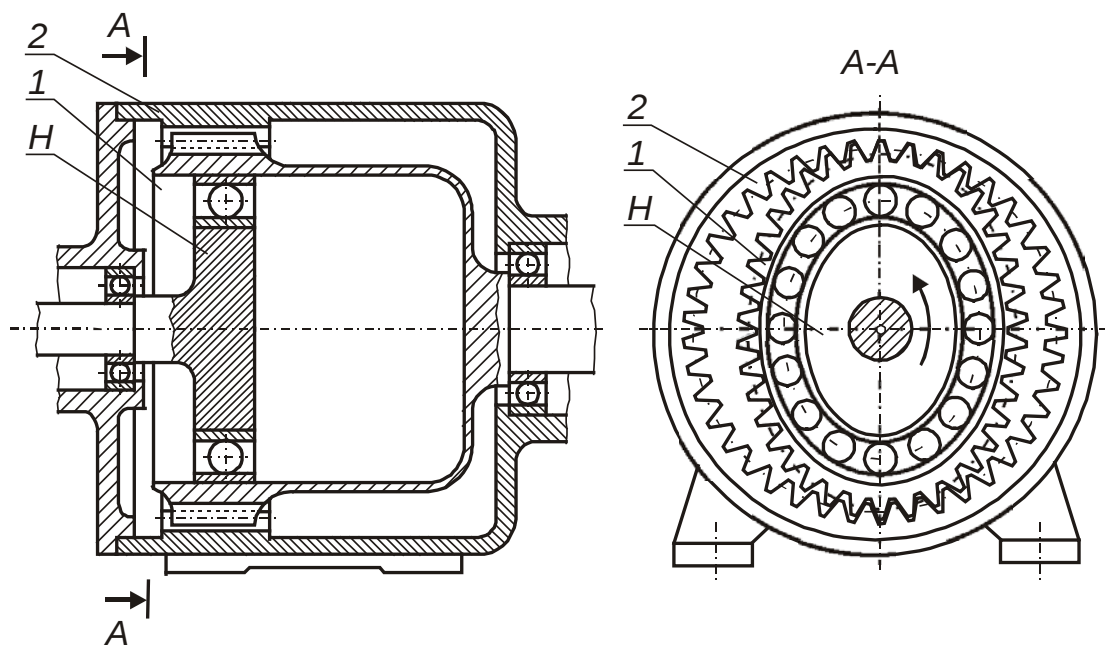
На фиг. 10.19 е показана схема на двувълнова зъбна предавка. Гъвкавият елемент 1 в нея е тъкостенно зъбно колело с външни зъби с брой зъби z_1 , а генераторът (водилото H), който е свързан със задвижващия вал, съдържа две ролки. Освен тях предавката съдържа и недеформируем зъбен венец 2 с брой зъби z_2 (зъбно колело с вътрешни зъби) и корпус 3. При завъртане на генератора, делителната окръжност на зъбите на колело 1 се деформира така, че те влизат във зацепване с колело 2 в две диаметрално противоположни зони. В този случай еластичната линия на гъвкавото звено има формата на кривата на свободна деформация на пръстен. При други конструктивни схеми тази крива може да бъде овал, елипса или друга крива – например, когато генераторът е гърбица, в която е набит гъвкав лагер (гъвкавият лагер има по-тънки гривни) (фиг. 10.20). Поради малката разлика в броя на зъбите на колела 1 и 2 и еднакия модул, максималната радиална деформация на гъвкавото звено е $w_{max} = (d_2 - d_1) / 2$. Във всеки момент в зоните, намиращи се по малката ос на овала, зъбите са напълно отцепени. Същевременно зъбите, намиращи се между двете зони, се намират в частично зацепване. Като резултат от описаното взаимодействие на зъбите, гъвкавото звено се деформира вълнообразно, а свързания с него вал се върти в посока, обратно на тази на генератора.

► Предавателно отношение

То се получава на база на формулата на Вилис:

$$i_{H1}^2 = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = \frac{z_1}{\Delta z_{12}} \quad (10.58)$$

Обикновено разликата в броя на зъбите е равна на броя на вълните – най-често $\Delta z_{12} = 2$. Очевидно, чрез вълновите предавки могат да се реализират големи предавателни отношения – $i = 80 \div 300$.



Фиг. 10.20. Вълнова зъбна предавка с гърбичен генератор и гъвкав лагер

► Предимства

- Големи кинематични възможности – могат да се постигнат големи предавателни отношения чрез малко на брой елементи;
- Имат висока товароносимост за сметка на симетричните зони на зацепване и едновременно зацепване до 40 % от броя на зъбите на гъвкавото звено;
- Имат висока кинематична точност при безшумна работа и относително висок К.П.Д. (до 0,85).

► Недостатъци

- Изработването на гъвкавото звено и гъвкавия лагер е свързано с технологични трудности;
- Гъвкавият елемент има ограничена дълготрайност.

► Недостатъци

Предвид специфичната конструкция на елементите им, вълновите редуктори са обект на специализирани фирми. Намират приложение като готови редуктори или двигател-редуктори в различни задвижвания. Използват се при необходимост от големи предавателни отношения, когато се изисква малка маса и обем, висока кинематична точност и херметичност – в робототехниката, авиационната, космическата, атомната и други отрасли на техниката.

10.4.2. Критерии за работоспособност

Основните критерии за работоспособност на вълновите предавки са: якост на гъвкавото звено при достатъчна деформируемост; якост на лагерите на генератора; обезпечаване на необходимата коравина на генератора и недеформируемостта на звено, обезпечаване на допустимо износване и незагриване.

Повреди на гъвкавото звено Предвид цикличността на натоварване, основната причина за разрушаване на гъвкавото звено е умората на материала, която резултира във възникване на уморни пукнатини. Те се появяват в междузъбията (там са локални концентратори на напреженията). По-рядко се наблюдава разруша-

ване вследствие претоварване или неправилно зацепване (интерференция, „прескачане на зъбите“). За предотвратяване на тази повреда гъвкавото звено се изчислява на умора – подбират се подходящите параметри на зацепване, като се отчитат възможните претоварвания.

Повреди на гъвкавия лагер Наблюдава се разрушаване на външната лагерна гривна вследствие умора на материала. Поради негативния ефект на възникналите ямички или износване на елементите на лагера, се увеличава радиалната хлабина, което е определящо за товароносимостта, респ. за дълготрайността на вълновите предавки.

Недостатъчната коравина на генератора и недеформируемостта на звено водят до нарушена картина на зацепването, а оттам до заклиняване вследствие интерференция на зъбите и счупване на зъбите.

Загряването на относително малки по габарити предавки е фактор, който ограничава товароносимостта – чрез намаления К.П.Д., високата честота на въртене на генератора, недобро смазване и др.

Препоръчва се делителния диаметър d_1 на гъвкавото звено да се определи на база на въртящия момент на задвижващия вал T_1 и условието за неизносване на зъбите:

$$d_1 = \sqrt{\frac{10 T_1}{\psi_{bd} [\sigma_{cm}]}} , \quad (10.59)$$

където $\psi_{bd} = b / d_1$ е коефициент на относителна широчина на зъбния венец; за машиностроенето $\psi_{bd} = 0,18 \div 0,2$; $[\sigma_{cm}] = 10 \div 30 \text{ MPa}$ за стоманени подобрени и добре мазани гъвкави колела с твърдост $HB < 300$, а за пластмасови гъвкави колела $[\sigma_{cm}] = 2 \div 8 \text{ MPa}$. Зъбните колела във вълновите предавки обикновено са малкокомдулни ($m = 0,3 \div 1 \text{ mm}$ със стандартен изходен контур $\alpha = 20^\circ$ и с намалена височина на зъбите $h = 1,75m$).

§ 11. ВЕРИЖНИ, РЕМЪЧНИ И ТРИЕЩИ ПРЕДАВКИ. ВАРИАТОРИ

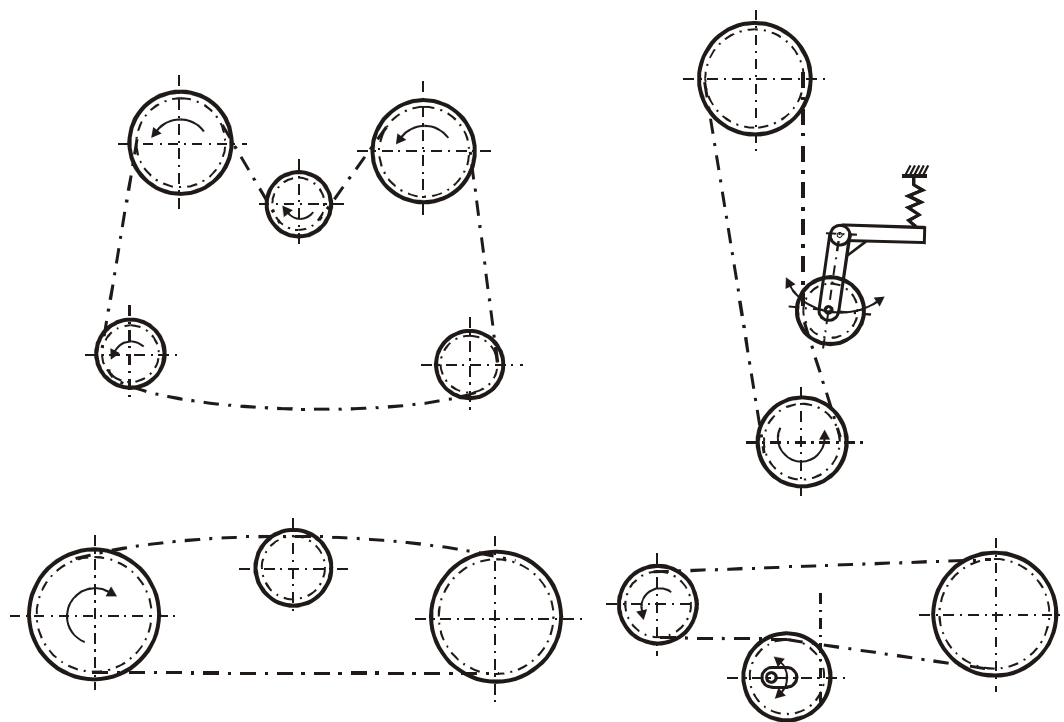
Тук ще бъдат разгледани другите видове механични предавки, намиращи широко разпространение в техниката. Някои от тях принадлежат към групата на индиректните предавки предвид наличието на гъвкав елемент (верижни, ремъчни, както и верижните и ремъчните вариатори), а други са директни предавки (фрикционни предавки и фрикционните вариатори).

11.1. Верижни предавки

11.1.1. Обща характеристика

► **Определение** Верижните предавки са индиректни механични предавки, при които се предава механична енергия на разстояние чрез гъвкаво звено верига, като се прилага принципа на зацепване.

Целесъобразно е верижните предавки да се съпоставят с другия вид индиректни механични предавки – ремъчните в аспект на предимства и недостатъци. И двата вида предавки имат предимството чрез гъвкаво звено (верига или ремък) чрез един вал да се задвижат няколко други – при това с възможност за въртене в обратна посока (фиг. 11.1).



Фиг. 11.1. Схеми на преводни верижни предавки

► Предимства

- Относително по-висок К.П.Д.;
- Относително по-голяма товароносимост;
- Липса на преплъзване и оттам постоянна средна стойност на предавателното число;
- По-малки натоварвания на валове и лагерите;
- Веригите имат по-голяма трайност – $(5000 \div 10000) h$.

► Недостатъци

- Изискват точно установяване между свързаните валове, респ. между верижните колела;
- Необходимо е периодично регулиране поради износването на ставите;
- При постоянна ъглова скорост на водещия вал водимият вал се върти с периодично променлива ъглова скорост, което води до динамични натоварвания, шум и вибрации;
- Веригите са по-скъпи.

► Приложение

Те са широко разпространени в селскостопанските, строителните, подемно-транспортните и полиграфичните машини, в някои двигатели с вътрешно горене, в тъкачните станове, в мотоциклетите и велосипедите и др. В изброените случаи се предава енергия между валове. Същевременно, гъвкавото звено верига има и други приложения – в корабостроенето за повдигане и спускане на котвата, за повдигане и спускане на товари при кранове и телфери, при високоповдигачи, за транспортиране на товари (верижни конвейери).

► Видове верижни предавки

Имайки предвид изложените по-горе аспекти на приложение на верижните предавки, е въведена класификация на същите според предназначението им. Те се разделят на *товароподемни*, *теглителни* и *преводни*. Товароподемните се използват в товароподемните предавки, теглителните - в транспортните, а преводните – в механичните предавки. Обект на дисциплината Машинни елементи са преводните верижни предавки.

11.1.2. Елементи на верижните предавки

Верижните предавки съдържат верига, верижни колела, валове (оси), лагери, натягащо устройство, картер и др. Специфичните елементи за верижните предавки са верига, верижни колела, натягащо устройство и картер. Те са обект на настоящия курс.

► Видове преводни вериги

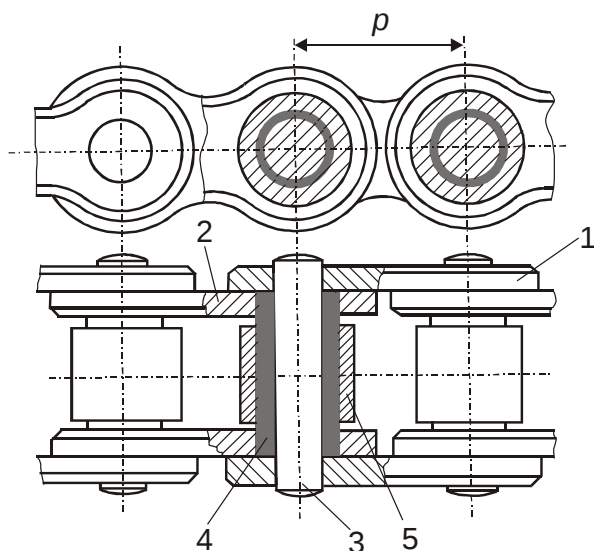
В машиностроителната практика са разпространени два вида преводни вериги – ролкови и зъбни. Докато втулково-ролковите вериги се използват и като теглителни, зъбните вериги са само преводни. Втулково-ролковите се използват за скорости до 7 m/s , а зъбните – за предаване на големи мощности и за големи периферни скорости – до 35 m/s .

• Втулково-ролковите вериги Те са стандартизирани по *БДС 6211–82*. Съдържат следните елементи (фиг. 11.2): външни пластини 1, вътрешни пластини 2, оси 3, втулки 4 и ролки 5. Външните пластинки са свързани с края на осите чрез пресово съединение, а вътрешните са запресовани към втулките. При това ролките взаимодействат със зъбите на верижните колела така, че преобладава триенето при търкаляне. Елементите на веригата са неразглобяеми, като изключение прави съединителното звено, чиято ос се застопорява с шплинт. Втулково-ролковите вериги се изпълняват във варианти на многоредни с удължени оси, които имат по-голяма твароносимост (*ISO 606 – 1994*, *DIN 8187*, *DIN 8188*).

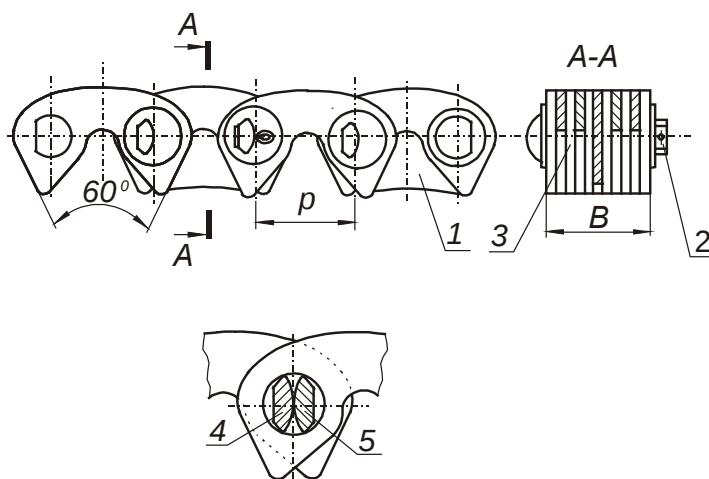
• Зъбни вериги Характеризират се с особения профил на направляващите пластинки 1, съответстващ на зъбите на колелото (фиг. 11.3а). Броят на останалите пластинки 3 определя широчината на веригата, а оттам и нейната товароносимост. Пластинките са свързани шарнирно със съединителните оси 2. Зацепването между

направляващите пластинки 1, разположени в края или средата на веригата и зъбите на верижните колела се осъществява по челните им повърхнини, които сключват ъгъл $\delta = 60^\circ$. Съществуват конструктивни решения на зъбни вериги, при които се цели намаляване на загубите от триене чрез замяна на триенето при плъзгане в шарнирите с триене при търкаляне (фиг. 11.3б). Ролята на шарнир изпълняват две призми 4 и 5 с цилиндрични повърхнини, които се осъществява търкалянето.

Недостатък на зъбните вериги е, че са относително по-тежки и скъпи.



Фиг. 11.2. Втулково-ролкова верига



Фиг. 11.3. Зъбна верига

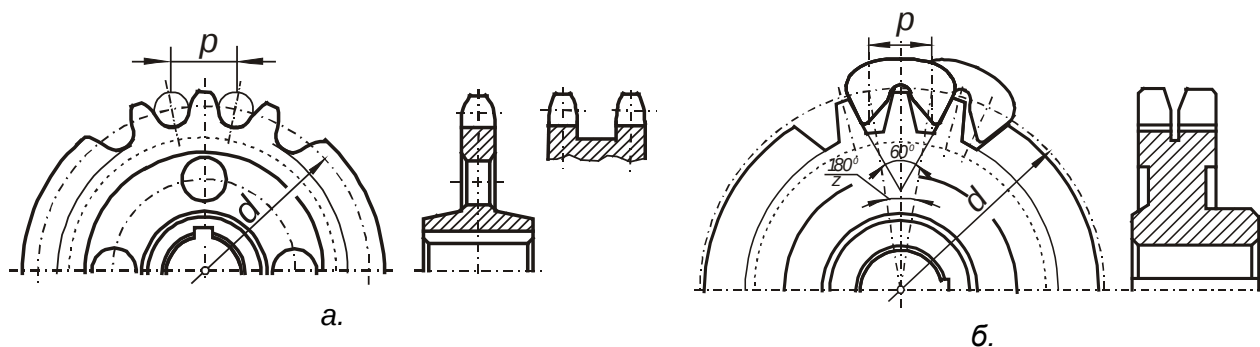
Основният параметър на веригите, респ. на верижните предавки е стъпката p , която е разстоянието между осите на два съседни шарнира. Тя е стандартизирана по БДС 6211–82, DIN 8187 и ISO 606. Стъпката p определя както геометрията на елементите, така и товароносимостта на веригата. По-голямата стъпка увеличава товароносимостта на веригата, но едновременно с това се намалява плавността при работа и дълготрайността, увеличават се динамичните натоварвания и шума. Затова стъпката се ограничава в зависимост от ъгловата скорост на малкото верижно колело.

Елементите на преводните вериги се изработват от конструкционни и легирани стомани, подложени на съответни термообработки. Пластинките се изработват от стомани 40X, 50, които се закаляват до $HRC = 40 \div 50$. Осите, втулките, ролките и призмите се изработват от стомани 15, 20, 20X и др., подходящи за цементация и закаляване до $HRC = 52 \div 65$.

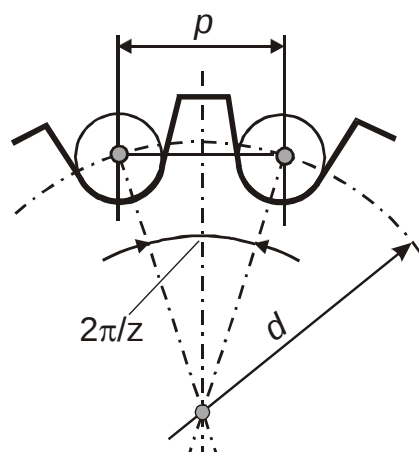
► Верижни колела

Верижните колела наподобяват зъбните колела. Формата и размерите на зъбите им зависят от размерите и конструкцията на съответната верига. Те са определени от стандарта: за ролковите от ISO 487–1998, DIN 8196, БДС 7822–81 и БДС 2899–82 (фиг. 11.4а), а за зъбните – от DIN 8191 (фиг. 11.4б). Важен геометричен параметър на верижните колела е делителният им диаметър, който се определя от окръжността, минаваща по осите на шарнирите на веригата (фиг. 11.5). Тъй като стъпката на веригата се измерва по хорда към делителната окръжност, между стъпката и делителния диаметър съществува зависимостта:

$$d = p / \sin (\pi / z) \quad (11.1)$$



Фиг. 11.4. Верижни зъбни колела
а). за ролкова верига; б). за зъбна верига



Фиг. 11.5. Схема за определяне на делителния диаметър

Верижните колела се изработват от стомани $45, 40X$, подложени на закаляване или от стомани $15, 20X$, подходящи за цементиране и закаляване. Съществуват и конструкции, чиито зъбни венци се изработват от пластмаса, като се използват демпфиращите ѝ свойства. По този начин се намаляват шума и вибрациите в предавката, причинени от динамичните натоварвания. Основната причина за последните е периодично променливото предавателно отношение във верижните предавки.

11.1.3. Предавателно отношение и неговото изменение

За периферната скорост на водещото колело 1 следва:

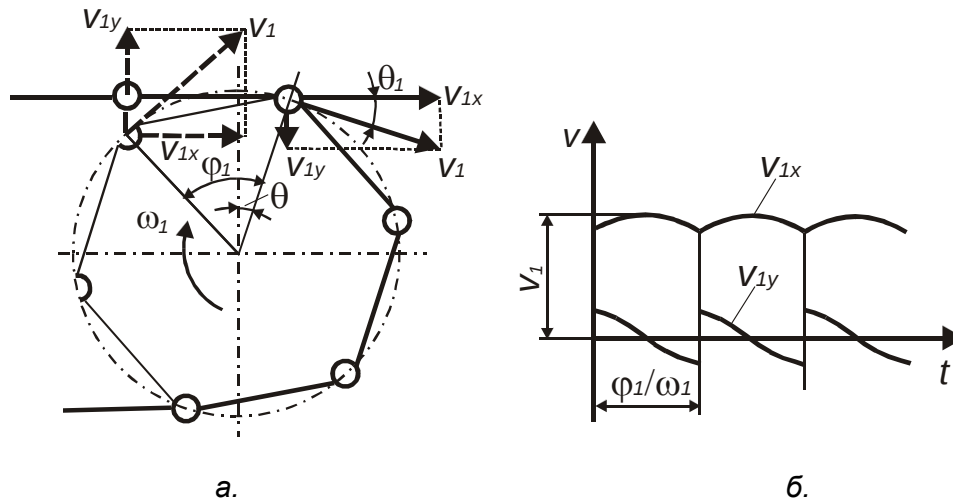
$$v_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \frac{\pi n_1}{30} \frac{d_1}{2} = \pi n_1' d_1$$
 където n_1, min^{-1} е честтата на въртене на малкото верижно колело. Аналогично, за скоростта на колело 2 следва: –

$$v_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2} = \frac{\pi n_2}{30} \frac{d_2}{2} = \pi n_2' d_2$$
 За предавателното отношение се получава:

$$i = \frac{n_1'}{n_2'} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (11.2)$$

Така изразено i е отношение на две постоянни числа и определя средната стойност на предавателното отношение. Мигновената му стойност обаче е периодично променлива величина в границите на завъртане на колелото на един зъб. Това се вижда от фиг. 11.6, където е онагледено изменението на компонентите на скоростта на водещата става от колело 1. За постоянна ъглова скорост на водещото колело 1 $\omega_1 = \text{const}$, периферната скорост на водещата става е вектор с постоянна големина $v_1 = \omega_1 d_1 / 2$, а направлението му зависи от положението ѝ. Скоростта се разлага на съответните си компоненти:

$$\begin{aligned} v_{1x} &= v_1 \cos \theta_1 = \omega_1 d_1 / 2 \cos \theta_1 \\ v_{1y} &= v_1 \sin \theta_1 = \omega_1 d_1 / 2 \sin \theta_1 \end{aligned} \quad (11.3)$$



Фиг. 11.6. Изменение на компонентите на скоростта на водещата става

Както се вижда от фиг. 11.6а, скоростта на веригата представлява компонентата по x , а нейната големина е функция на ъгъл θ_1 . В границите на завъртане на колелото на един зъб ъгъл θ_1 се променя в интервала $-\frac{\pi}{z_1} \leq \theta_1 \leq \frac{\pi}{z_1}$.

Графика, представяща изменението на двете компоненти на скоростта на водещата става във времето е показана на фиг. 11.6б. Очевидно, те са периодични функции с период ϕ_1 / ω_1 , където $\phi_1 = 2\pi / z_1$. Променливата скорост на веригата води до ъглово ускорение на водимия вал в предавката, което причинява динамични натоварвания, шум и вибрации в задвижванията.

Аналогично, за скоростта на веригата, изразена чрез скоростта на колело 2 следва: $v_{2x} = v_2 \cos \theta_2 = \omega_2 d_2 / 2 \cos \theta_2$. Тогава за мигновената стойност на предавателното отношение следва:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \theta_2}{d_1 \cos \theta_1} \quad (11.4)$$

От (11.4) се вижда, че неравномерността във верижните предавки е толкова по-голяма, колкото ъглите θ_1 и θ_2 са по-големи. Следователно, за намаляване на тази неравномерност, трябва да се избират по възможност по-малки стъпки и по-голям брой зъби на малкото верижно колело.

Поради геометричната аналогия на веригата, зацепена с верижните колела с равностраничен многоъгълник, описаният по-горе ефект е известен в техническата литература с наименованието „полигонен ефект“.

Поради триенето между елементите във веригата, с експлоатацията ѝ ставите се износват, което рефлектира в непрекъснато нарастване на нейната стъпка. Така тя се разхлабва и се нарушава нормалната ѝ работа. Затова е необходимо да се предвидят устройства за натягане на веригата (фиг. 11.1). Според принципа им на действие, устройствата за натягане могат да бъдат с *автоматично* действие (пропорционално на нарастване на въртящия момент), *постоянно* или с *прекъснато* (периодично) действие.

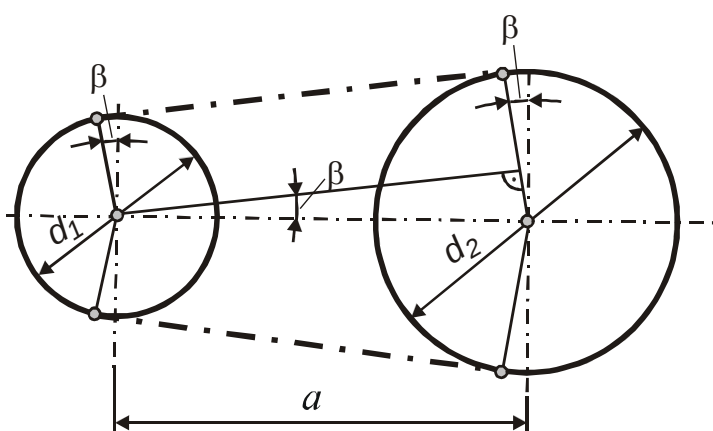
За минимизиране на негативния ефект от вибрациите на веригата се предвиждат специални устройства – успокоители. Когато дадена верижна предавка е включена в редуцираща кинематична верига, съдържаща ремъчна и зъбна предавки, тя се разполага в края на кинематичната верига, където скоростта е най-малка.

11.1.4. Геометрични зависимости

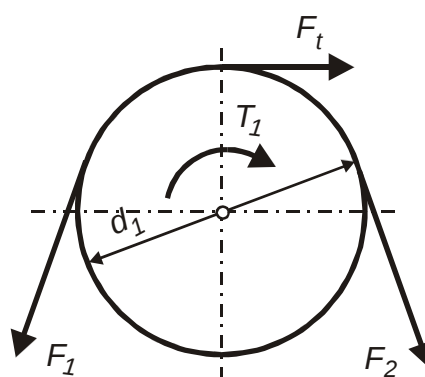
Междуосовото разстояние се избира в зависимост от стъпката на веригата в границите $a = (30 \div 50)p$, като по-големите стойности се препоръчват при по-големите предавателни отношения $i = 5 \div 7$.

Дължината на веригата L се определя като сума от праволинейните участъци и участъците, контактуващи с верижните колела (фиг. 11.7).

$$L = 2a \cos \beta + (\pi - 2\beta) \frac{d_1}{2} + (\pi + 2\beta) \frac{d_2}{2} \quad (11.5)$$



Фиг. 11.7. Схема за определяне на дължината на веригата



Фиг. 11.8. Сили във верижните предавки

Броят на звената w се изчислява в зависимост от стъпката p , междуосовото разстояние a и броя на зъбите на колелата z_1 и z_2 :

$$w = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{a} \quad (11.6)$$

Полученото число се закръглява до цяло четно число, след което се преизчислява междуосовото разстояние. На практика за междуосовото разстояние се приема $(0,996 \div 0,998)a$, тъй като за правилната работа на веригата е необходимо ненатоварения клон на веригата да има малко провисване.

11.1.5. Сили във верижните предавки

Върху задвижващия клон на веригата действа силата F_1 , а върху задвижвания клон – силата F_2 . Ако се разгледа равновесието на задвижващото колело (фиг. 11.8), между силите F_1 и F_2 съществува зависимостта:

$$F_1 - F_2 = F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (11.7)$$

където F_t е полезната периферна сила, предавана чрез веригата. Същевременно силата F_1 , действаща върху задвижващия клон се определя от формулата:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v, \quad (11.8)$$

където: $F_0 = K_f a m'$ е силата от опъването на веригата, причинено от провисване на отпуснатия ѝ клон; $F_v = m' v^2$ е сила от допълнително опъване на веригата вследствие от центробежните сили; K_f е коефициент, отчитащ провисването на веригата – за хоризонтална предавка $K_f = 6$, а за вертикална $K_f = 1$; $m', \text{kg} / \text{m}$ е маса на линеен метър от веригата; a е междусосовото разстояние, а v е скоростта на веригата.

От съпоставянето на формули (11.7) и (11.8) е очевидна зависимостта $F_2 = F_0 + F_v$.

Като следствие от силите в клоновете на веригата се получава радиална сила, натоварваща валове на огъване. За големината ѝ се приема $F_n = 1,15 F_t$, а направлението ѝ е по линията, свързваща осите на двата вала.

11.1.6. Изчисляване на верижните предавки

Критерият за работоспособност на верижните предавки е тяхната дълготрайност. Тя зависи от износването на шарнирите, а износоустойчивостта се определя от средното повърхностно налягане в тях. С износването на елементите на веригата стъпката нараства и веригата се удължава. Това налага периодично опъване чрез изместване на единия от валове или опъващи колела, ролки или плъзгащи устройства с пружина (фиг. 11.1). Опъването на веригата обаче не може да компенсира увеличената стъпка. Вследствие от това веригата се разполага все по-близо до върховете на зъбите на колелата, в резултат на което съществува реалната възможност за изпадане на веригата. Следователно, изчисляването на верижните предавки се базира на допустимото повърхностно налягане между втулките и оста на звената.

За втулково-ролковите вериги за допустимото повърхностно налягане се приема $[p] = 15 \div 30 \text{ MPa}$. Тъй като основен параметър на веригата е нейната стъпка, на дадена стъпка p за избраната верига съответства определена носеща повърхност на шарнирите $A = d_0 b_1$, където d_0 е диаметърът на шарнирите, а b_1 е ширината на контактната повърхност. Те се определят от стандарти – в табл. 11.1 е показана извадка от основни размери на едноредни ролкови вериги.

Основни размери на едноредни ролкови вериги (извадка)

Таблица 11.1

p, mm	p, inches	b_1, mm	d_0, mm	$m', \text{kg} / \text{m}$	$F_{\text{раз}}, \text{kN}$
9,525	3 / 8"	5,72	3,28	0,50	9,1
12,70	1 / 2"	7,75	4,45	0,60	18,2
15,875	5 / 8"	9,65	5,08	0,80	22,7
19,05	3 / 4"	12,70	5,72	1,52	31,8
25,40	1"	17,02	8,28	2,57	65,0

Полезната периферна сила трябва да удовлетворява условието:

$$F_t \leq [p] A / K_e , \quad (11.9)$$

където K_e е експлоатационен коефициент, отчитащ режима на работа, условията на мазане на веригата и пространственото разположение на предавката; $K_e = 1 \div 2,3$ и се формира като произведение на четири коефициента от съответните стандарти.

За гарантиране на якостта на веригата на опън, се проверява условието:

$$F_1 \leq F_{раз} / S , \quad (11.10)$$

където $F_{раз}$ е дадена в стандарта разрушаваща сила (табл. 11.1), а $S > 1$ е коефициент на сигурност.

Мазането на веригата намалява загубите от триене, а оттам се повишава К.П.Д. и дълготрайността на верижните предавки. То може да се реализира по няколко начина: периодично с грес, с ръчна масльонка или четка; непрекъснато – с капеща масльонка или в маслена вана; циркуляционно – чрез помпа. К.П.Д. на верижните предавки е в диапазона $0,92 \div 0,96$.

11.2. Ремъчни предавки

11.2.1. Обща характеристика

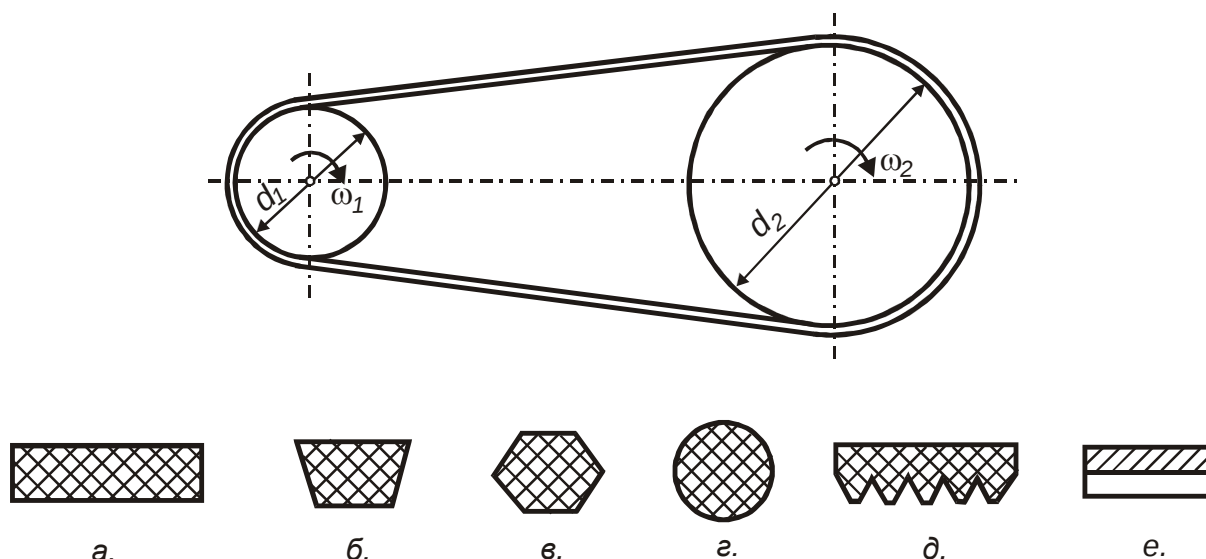
► **Определение** Ремъчните предавки са индиректни механични предавки, при които се предава механична енергия на разстояние чрез гъвкаво звено ремък и ремъчни шайби, като се използва триенето между тях.

Както верижните предавки, и ремъчните могат да задвижат няколко вала, предавайки въртливо движение в една посока (отворени предавки) (фиг. 11.9) или в различна посока (кръстосани предавки).

Според формата на напречното сечение на ремъка ремъчните предавки могат да бъдат: с *плосък* ремък – сечението е нисък правоъгълник (фиг. 11.9а); с *клинов* ремък – сечението е равнобедрен трапец (фиг. 11.9б); с *двойно трапецовиден* – сечението е шестоъгълник, който се използва за задвижване на повече валове в различни посоки на въртене (фиг. 11.9в); с *кръгъл* ремък (фиг. 11.9г); с *поликлинов* ремък – сечението е съчетание от плосък и няколко клинови ремъци (фиг. 11.9д); с *зъбен* ремък – когато е необходимо предаване на движение без приплъзване (фиг. 11.9е).

► **Предимства**

- Осигуряват плавна и безшумна работа;
- Предпазват механизмите от резки колебания в натоварването поради еластичността на ремъка;
- Изпълняват предпазна функция поради възможността за пребоксуване на ремъка;
- Имат проста конструкция и лесно обслужване.



Фиг. 11.9. Отворена ремъчна предавка

► Недостатъци

- Предавателното отношение е непостоянно поради приплъзването на ремъка;
- Радиалните сили, натоварващи валове и лагерите на огъване са по-големи в сравнение с верижните;
- Имат относително по-големи габарити при равни други условия;
- Имат относително по-малка трайност – $(1000 \div 5000) h$.

Замяната на кожените ремъци със синтетичните осигурява предаването на много големи мощности – до 3000 kW .

11.2.2. Елементи на ремъчните предавки

► Видове ремъци

• Плоски ремъци Хронологически най-стари са кожените ремъци. Те работят плавно и безшумно и имат висок коефициент на триене. В наши дни практически не се използват по екологични и други съображения. По-късно се налагат гумираните ремъци, които се изработват от няколко пласта памучни тъкани, вулканизирани с маслоустойчив каучук. Гумираните ремъци се използват за високи скорости до 25 m/s , за още по-високи скорости (до 30 m/s) се използват копринени и памучни ремъци. С развитието на химическата промишленост се налагат синтетичните ремъци, които се срещат като тъкани и плетени от изкуствени влакна (полиамид, изкуствена коприна и др.), които се гумират или покриват с тънък слой поливинилхлорид. Изработват се и трислойни плоски ремъци и съставени от тънка полиамидна лента с дебелина $0,2 \div 1,6 \text{ mm}$, които се използват за много високи скорости ($60 \div 80 \text{ m/s}$). Поради малката дебелина и голяма гъвкавост, те работят с по-малки напрежения на огъване, което позволява да се използват за малки диаметри на ремъчните шайби.

• Клинови ремъци Те са стандартизирани по БДС 1523–54. Според отношението на височината към широчината на сечението им, те могат да бъдат *тесни*, *нормални* и *широки*. От тях най-широко приложение имат нормалните клинови ремъци. Широките ремъци се използват в клиноремъчните вариатори, а тесните се използват за натоварени предавки със специфично приложение – например в задвижването на автомобилите.

Клиновите ремъци се съдържат три компонента: *корд, гума и гумирана тъкан*. Кордът изпълнява носеща функция и затова се разполага по центровете на тежестта на сеченията. Изработва се полиамид или вискоза, като се среща във вид на тъкан или шнур. Носещата кордова материя се обвива с гума, която има нисък модул на линейни деформации, а отвън клиновите ремъци съдържат няколко слоя гумирана тъкан, която запазва формата на напречното сечение.

- **Двойнотрапецовидни ремъци** Имат специфично приложение – в случаите на задвижване на няколко вала, някои от които в обратна посока на въртене. Имат структура, аналогична на клиновите ремъци.

- **Поликлинови ремъци** Съдържат носещ кордов слой (от полиамид, стъклена нишка, вискоза и др.), обвит от износоустойчива пластмаса (например полиуретан). Геометричната форма на сечението им съчетава предимствата на плоските и клиновите ремъци – гъвкавост, голямо сцепление с шайбите, монолитност. Това позволява да се използват за високи скорости (до 40 m/s) при относително най-малки габарити на предавките.

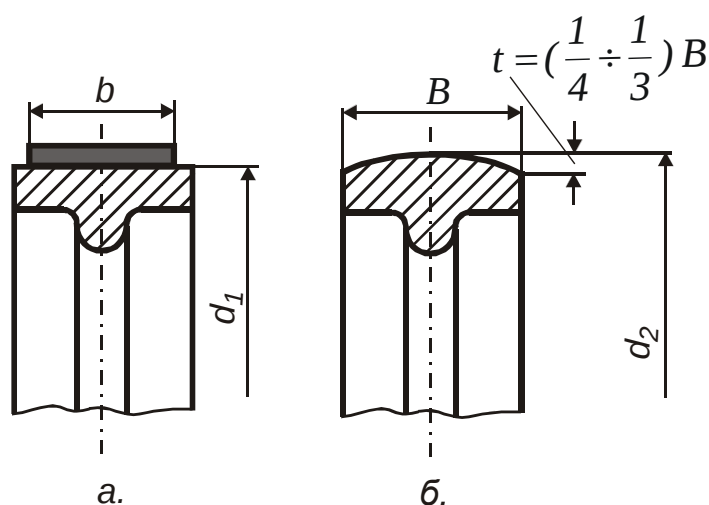
- **Кръгли ремъци** Произвеждат се от кожа, полиамидни нишки или гумирана тъкан. Най-често се използва по един ремък за дадена предавка с диаметри в диапазона $3 \div 12 \text{ mm}$. Най-често кръглите ремъци се прилагат в кинематични предавки – за задвижване на прибори, шевни машини и др.

- **Зъбни ремъци** Това е единственият вид ремък, който съчетава възможността за плавна и безшумна работа с предаване на движението чрез зъбно зацепване, т.е. гарантира се *постоянно предавателно отношение*. Разпространението на зъбните ремъци в практиката става възможно след появата на подходящи пластмаси за изработването им. Изработват се от полиуретан, армиран със стоманен или полиамиден корд.

► Ремъчни шайби

Ремъчните шайби се изработват от чугун, стомана, леки сплави и пластмаси. Чугунените шайби се използват за по-малки скорости (до 40 m/s), стоманените шайби – за скорости до 60 m/s , а за по-високи скорости се използват шайби от дюралуминий: в конструктивен вариант със спици за скорости до 80 m/s , а с диск до 100 m/s .

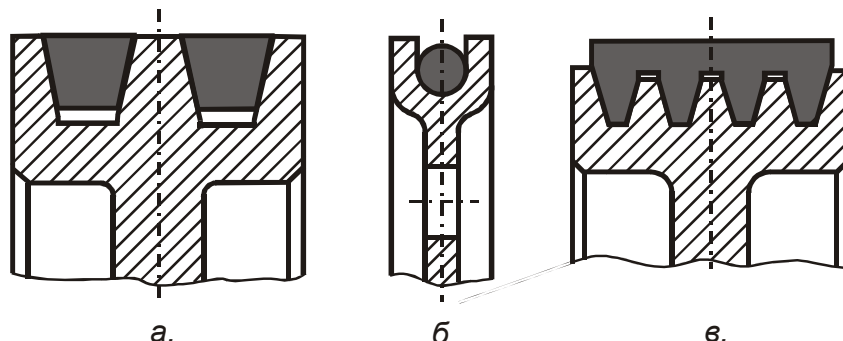
На фиг. 11.10 са показани комплект ремъчни шайби за плоски ремъци.



Фиг. 11.10. Ремъчни шайби за плоски ремъци

Малката шайба има гладка цилиндрична форма (фиг. 11.10а), а голямата има сферично изпъкнала форма (фиг. 11.10б). Изпъкналата работна повърхнина на голямата шайба създава големи опънови напрежения в средата на ремъка, като по този начин се елиминира възможността за изпадане на ремъка от шайбите. Височината на изпъкналостта се определя в зависимост от широчината B на шайбата (виж фиг. 11.10б), като същата не трябва да бъде по-голяма от 5 mm .

Конструкцията на другите видове ремъчни шайби зависи от вида на ремъците, предаваната мощност и предавателното отношение. На фиг. 11.11 са показани шайби за клинови ремъци (фиг. 11.11а), кръгли ремъци (фиг. 11.11б) и поликлинови ремъци (фиг. 11.11в). Геометричните параметри на каналите на шайбите за най-разпространените в общото машиностроене ремъци – клиновите, са стандартизирани по БДС 4673–71.



Фиг. 11.11. Конструктивно оформяне на ремъчни шайби за клинови, кръгли и поликлинови ремъци

Шайбите, предназначени за зъбни ремъци имат зъбни венци, съответстващи на профила на зъбите на ремъка.

► Опъвателни устройства

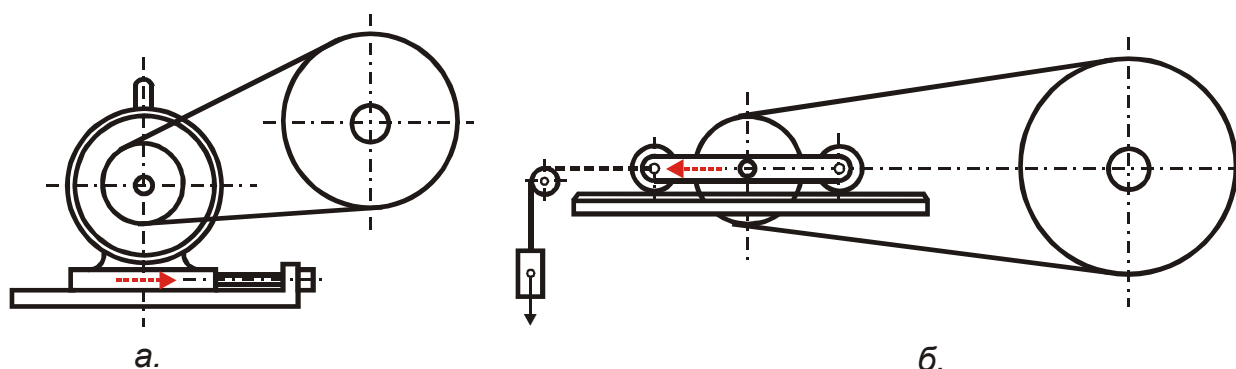
Ремъчните предавки предават механична енергия чрез сили на триене между контактните повърхнини на ремъка и шайбите. За тази цел е необходимо ремъкът да бъде притиснат върху шайбите, което се постига чрез неговото опъване. Опъването на ремъка може да се постигне по няколко начина:

• Предварително опъване чрез съзнателно намаляване на дължината му

При поставянето му върху шайбите ремъкът получава еластична деформация. Същевременно е необходимо останалите елементи в предавката (валове, лагери) да бъдат достатъчно корави (неподатливи), а в ремъка да има малка остатъчна деформация. Повечето ремъци не отговарят на тези условия и след недълъг срок на експлоатация се разтеглят, губейки теглителна способност.

• Предварително опъване чрез изместване на едната от шайбите (фиг. 11.12). Този начин обикновено се прилага когато ремъчната предавка е задвижвана непосредствено от електродвигател. Електродвигателят се монтира така, че да е възможно периодично опъване на ремъка (фиг. 11.12а). В други случаи подвижната ремъчна шайба е свързана към осово подвижна механична система (фиг. 11.12б).

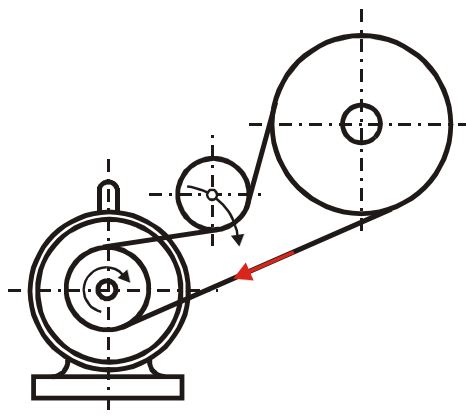
• Опъване чрез собственото тегло на електродвигателя В този случай опъването е постоянно, тъй като се постига за сметка на достатъчното тегло на електродвигателя.



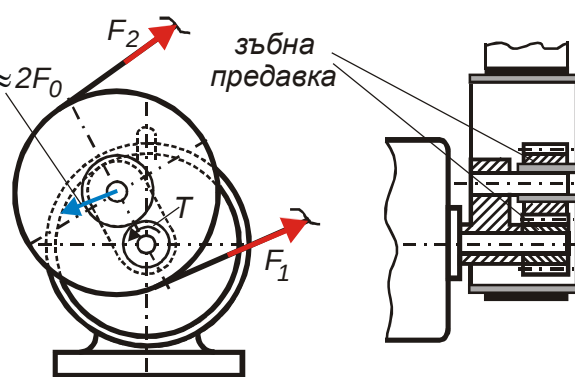
Фиг. 11.12. Опъване чрез изместване на една от шайбите

- Опъване с опъвателна ролка (фиг. 11.13) В този случай предавката съдържа трета, допълнителна ролка, която се поставя така, че да въздейства на отпуснатия клон на ремъка.

- Автоматично опъване на ремъка (фиг. 11.14) Автоматичното опъване се базира върху идеята за реализиране на пропорционална зависимост между натоварването на ремъка и опъването му. Това се постига като ремъчната предавка се свързва със зъбна предавка (фиг. 11.15). За тази цел задвижващата ремъчна шайба и задвижваното зъбно колело се установяват на една ос, лагерирувана в лост, който може да се завърта около оста на електродвигателя. По такъв начин натоварването на ремъчната предавка и съответстващото ѝ опъване на ремъка е пропорционално на периферната сила в зъбната предавка, респ. на завъртането на лоста.



Фиг. 11.13. Опъване с опъвателна ролка



Фиг. 11.14. Автоматично опъване на ремъка

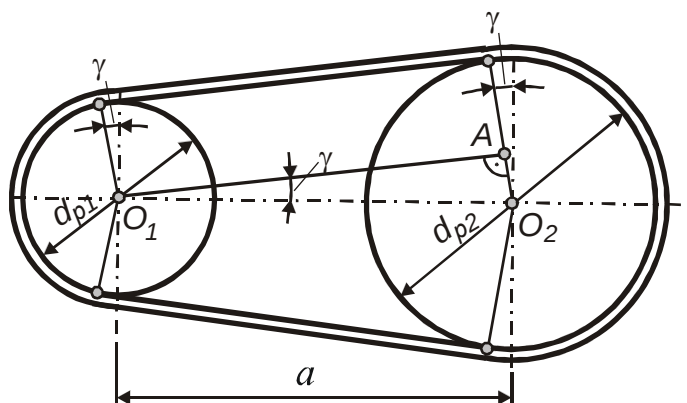
11.2.3. Геометрични зависимости

Междуосовото разстояние a се избира по конструктивни съображения в зависимост от конкретната конструкция (фиг. 11.15). За клинови и многоклинови ремъци окончателната му големина се уточнява за съответна стандартна дължина на ремъците. За a се препоръчва:

$$a \geq 0,55(d_{p1} + d_{p2}) + h, \quad (11.11)$$

където d_{p1} и d_{p2} са изчислителните диаметри на шайбите; h е височината на ремъка.

Изчислителната дължина на ремъка L се определя аналогично на дължината на веригата – като сума от праволинейните участъци и контактните дъги между ремъка и шайбите (фиг. 11.15):



Фиг. 11.15. Геометрична схема на ремъчна предавка

$$L = 2a \cos \gamma + (\pi - 2\gamma) \frac{d_{p1}}{2} + (\pi + 2\gamma) \frac{d_{p2}}{2}, \quad (11.12)$$

след което L се закръглява до най-близката стандартна дължина L_p . На база на L_p се изчислява окончателното междуосово разстояние:

$$a = \frac{\{2L_p - \pi(d_{p2} - d_{p1}) + [2L_p - \pi(d_{p2} - d_{p1})]^2 - 8\pi(d_{p2} - d_{p1})\}}{8} \quad (11.13)$$

Ъглите, заключени между радиусите, прекарани през допирните точки на двата клона на ремъка с шайбите, се наричат *ъгли на обхвата*. За изчисляването на ремъчните предавки интерес представлява ъгълът на обхвата на малката ремъчна шайба α_1 , за който следва (фиг. 11.15):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma, \quad (11.14)$$

където ъгъл γ се определя от триъгълника O_1O_2A : $\sin \gamma = \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2} / a$. Тъй като γ е малък ъгъл, се приема $\sin \gamma \approx \gamma$. За ъгъл α_1, deg (в градуси) окончателно следва:

$$\alpha^0 = 180^\circ - 57^\circ (d_{p2} - d_{p1}) / a \quad (11.15)$$

За предавки с клинови и поликлинови ремъци се препоръчва $\alpha_1 > 120^\circ$, а за плоски ремъци – $\alpha_1 > 150^\circ$.

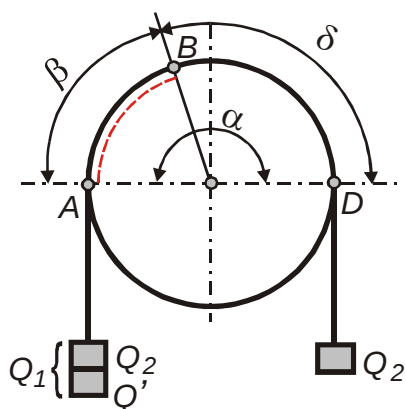
11.2.4. Плъзгане в ремъчните предавки. Ъгли на плъзгането и на относителния покой. Сили в предавката

► Физическа същност на еластичното приплъзване

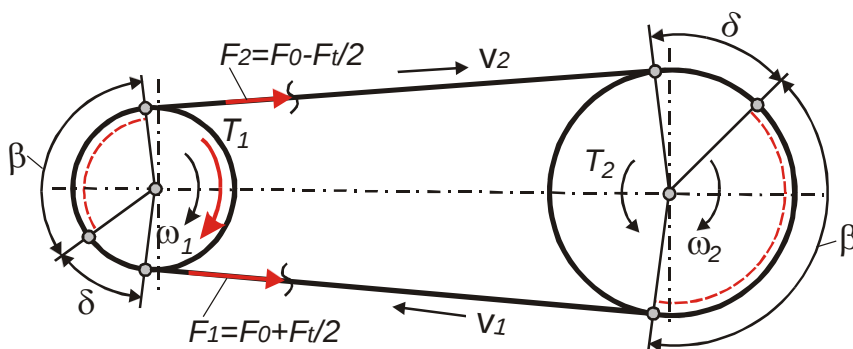
Характерна особеност за работата на ремъчните предавки е наличието на приплъзване на ремъка по отношение на шайбите. За изясняване на физическата природа на това явление е разгледана една неподвижна ремъчна шайба, върху която е поставен част от ремък (фиг. 11.16) така, че ъгълът на обхвата е $\alpha = 180^\circ$. Нека първоначално в двата края на ремъка са приложени равни сили с големина Q_2 , при което ремъкът се намира в покой. В него възниква деформация, съответстваща на Q_2 . Ако върху единия край натоварването се увеличи с Q' , равновесието се нарушава за сметка на допълнително удължаване на ремъка в левия му край. Това причинява приплъзване на ремъка по отношение на шайбата в зоната на дъгата AB , на която съответства ъгъл β . В същата зона поради действието на силите на триене силата, опъваща ремъка намалява от $Q_1 = Q_2 + Q'$ в т. A в Q_2 в т. B . Зависимостта между двете сили се подчинява на формулата на *Euler*, изведена в курса по Теоретична механика за движението на тънка гъвкава лента, плъзгаща се върху шайба:

$$Q_1 = Q_2 e^{\mu\beta}, \quad (11.16)$$

където μ е коефициентът на триене.



Фиг. 11.16. Механизъм на еластично приплъзване



Фиг. 11.17. Еластично приплъзване в ремъчната предавка

В зоната на дъгата BD ремъкът е в относителен покой. Ъгъл β се нарича *ъгъл на приплъзване*, а ъгъл $\delta = \alpha - \beta$ се нарича *ъгъл на относителен покой*. Тъй като приплъзването се дължи на еластичното удължение на ремъка в зоната на дъгата AB , то се нарича *еластично приплъзване*. Очевидно е, че с нарастване на силата Q' , ъгъл β ще се увеличава за сметка на ъгъл δ . Когато ъгълът на приплъзването се изравни с ъгъла на обхвата, т.е. $\beta = \alpha$, започва *буксуването* на ремъка – явление, нежелано при нормалната работа на ремъчните предавки. Буксуването на ремъка настъпва при претоварване на ремъчната предавка и тогава задвижваната шайба не се върти, т.е. К.П.Д. = 0. Приплъзването на ремъка може да настъпи и в случай на намаляване на силата. *Изобщо, еластичното приплъзване се проявява винаги откъм този клон на ремъка, от който се изменя силата в него.*

► Сили в ремъчните предавки

Нека разгледаме една редуцираща ремъчна предавка, т.е. задвижваща е малката ремъчна шайба (фиг. 11.17). След поставянето на ремъка върху шайбите, върху него действа силата на предварително опъване F_0 , необходима за създаване на силите на триене. След прилагане на въртящ момент T_1 върху малката шайба за указаната посока на въртене опънат ще бъде долния клон на ремъка, в който действа сила F_1 , а в отпуснатия (горния) клон действа сила F_2 . Опънатият клон има по-голяма деформация, съответстваща на силата F_1 . Следователно ремъкът се намотава върху малката шайба с увеличена дължина в зоната на ъгъла на покоя δ , но в зоната на ъгъла на приплъзването β деформацията намалява, защото $F_2 < F_1$. Върху задвижваната шайба ремъкът постъпва с намалена дължина, като се движи при относителен покой с нея в зоната на ъгъла на покоя δ , след което се удължава до степен, съответстваща на силата F_1 .

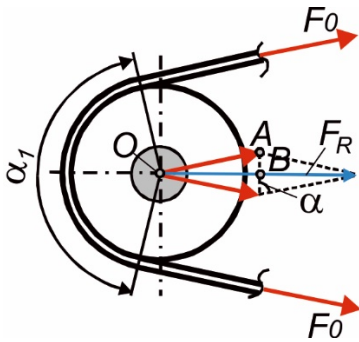
За един пробег общата дължина на ремъка остава постоянна, т.е. удължението на водещия клон е равно на скъсяването на водимия клон. Следователно, увеличението на силата от първоначалното опъване на ремъка F_0 до сила F_1 във водещия клон е равно на намаляването ѝ от F_0 до F_2 във водимия клон, т.е. $F_1 - F_0 = F_0 - F_2 \Rightarrow F_1 + F_2 = 2F_0$.

Ако се разгледа равновесието на малката шайба, след пренебрегване на центробежните сили, за моментното уравнение следва (фиг. 11.17):

$$(F_1 - F_2) \frac{d_{p1}}{2} = T_1 \Rightarrow F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_{p1}} = F_t, \quad (11.17)$$

където F_t е полезната периферна сила.

При преминаване на ремъка върху шайбите, върху него действат центробежни сили, които се стремят да отдалечат ремъка от шайбите, т.е. те допълнително опъват ремъка. Центробежните сили в ремъка са пропорционални на масовата плътност на ремъка $\rho, \text{kg/m}^3$ и на квадрата на скоростта му: $F_c = \rho v^2 A_p$, където A_p е сечението на ремъка.



Фиг. 11.18. Схема за определяне на силата, действаща върху вала

Силата F_R , която натоварва валове и лагерите на огъване вследствие от силите в двата клона на предавката, се определя като векторна сума от силите от предварителното опъване F_0 (фиг. 11.18). Големината на тази сила не се променя в процеса на задвижване на предавката, тъй като се приема, че е в сила законът на *Hooke* и удължението на ремъка в задвижващия клон е равно на скъсяването му в задвижвания клон. Следователно, за предавка с ъгъл на обхвата $\alpha = 180^\circ$ $F_R = F_1 + F_2 = 2F_0$.

Очевидно, за предавка с ъгъл на обхвата $\alpha_1 < 180^\circ$ $F_R < 2F_0$, защото от триъгълника OAB следва (фиг. 11.18):

$$F_R = 2F_0 \sin(\alpha/2) \quad (11.18)$$

За осигуряване на предавката срещу буксуване, валове се изчисляват със сила $F_R = (4 \div 6) F_t$.

11.2.5. Коефициент на приплъзване. Предавателно отношение

► Коефициент на приплъзването

Поради различните сили в двата клона на ремъка и еластичното приплъзване в него (виж т. 11.2.4.) следва, че ремъкът се движи в относителен покой с малката шайба с увеличена дължина $L + \Delta L$, а с голямата шайба – с намалена дължина $L - \Delta L$. Тъй като времето Δt , за което се извършва това движение е едно и също, следва, че скоростите на ремъка в двата клона са различни:

$$v_1 = \frac{L + \Delta L}{\Delta t}; \quad v_2 = \frac{L - \Delta L}{\Delta t} \quad (11.19)$$

Като количествена мярка за еластичното приплъзване се въвежда коефициентът на приплъзването:

$$\psi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} < 1 \Rightarrow v_2 = v_1(1 - \psi) \quad (11.20)$$

► Предавателно отношение

За предавателното отношение с отчитане на приплъзването следва:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \psi)} \quad (11.21)$$

В действителност $\psi = 0,01 \div 0,03$, поради което i малко зависи от натоварването и практически може да се приеме за постоянно.

11.2.6. Напрежения в ремъците

Напреженията, действащи в ремъците при работа, както и зависимостите за тяхното определяне, са показани в табл. 11.2.

Напрежения в ремъците

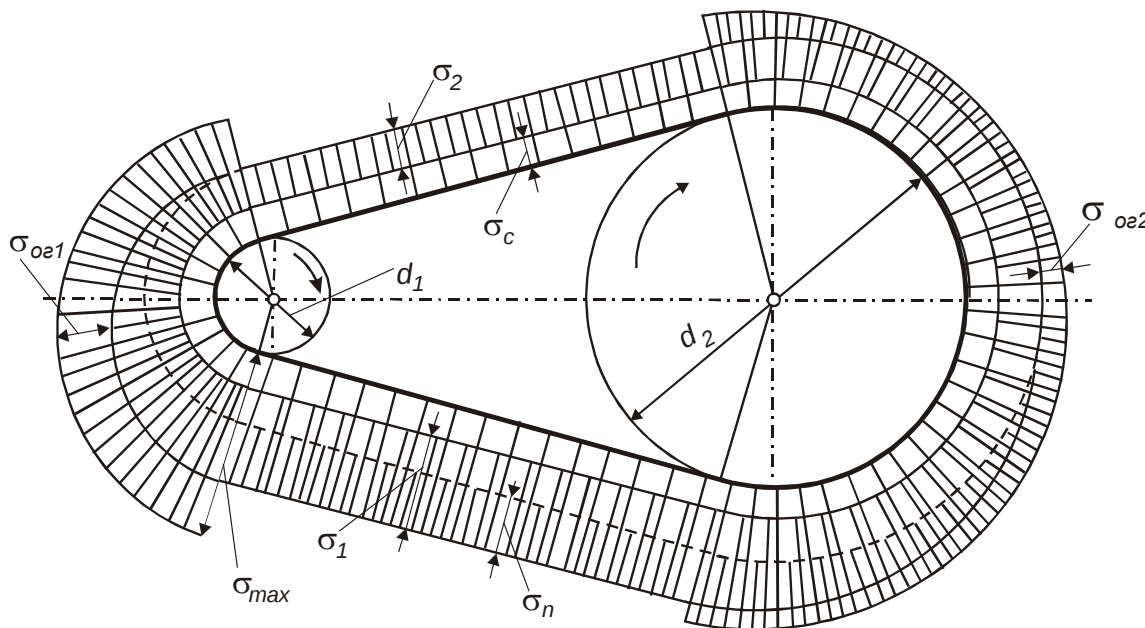
Таблица 11.2

№	Компоненти на напрежението	Зависимост
1	Напрежение на опън във водещия клон	$\sigma_1 = F_1 / A_p$
2	Напрежение на опън във водимия клон	$\sigma_2 = F_2 / A_p$
3	Напрежение от предварително опъване на ремъка	$\sigma_0 = F_0 / A_p$
4	Напрежение от периферната (полезна) сила	$\sigma_n = F_t / A_p$
5	Напрежение от центробежната сила	$\sigma_c = F_c / A_p = \rho v^2$
6	Напрежение от огъване на ремъка върху шайбите	$\sigma_{o2} = E h / d_p$

E, Pa е модул на линейни деформации за материала на ремъка, а h е височината на сечението му.

На фиг. 11.19 е показано разпределение на напреженията по дължината на ремъка за случая на редуцираща ремъчна предавка. Максималното напрежение действа върху повърхностните нишки в ремъка в момента на постъпването му върху малката ремъчна шайба. То има големина:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{o2} \quad (11.22)$$



Фиг. 11.19. Разпределение на напреженията по дължината на ремъка

Когато задвижваща е голямата шайба (предавката е мултиплицираща), максимално напрежение ще действа върху повърхностните нишки в момента на слизване на ремъка от малката шайба.

Практиката показва обаче, че якостният критерий не е решаващ за работоспособността на ремъчните предавки, тъй като предавките започват да буксуват преди скъсване на ремъка. В такъв случай се казва, че ремъкът е загубил теглителната си способност, т.е. сцеплението между ремъка и шайбите е нарушено. Поради тези причини изборът на ремъците се базира върху обезпечаване на теглителната им способност.

11.2.7. Коефициент на теглене. Теглителна характеристика

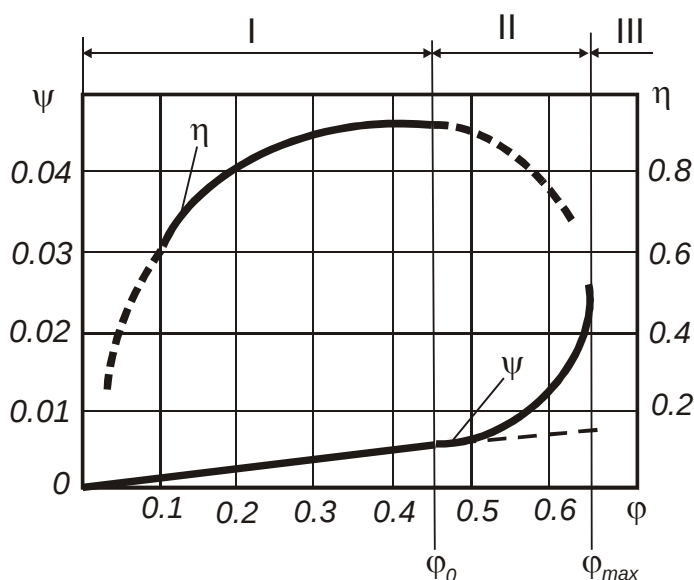
За изчисляването на ремъчните предавки се използва т.н. теглителни характеристики или криви на приплъзване. Теглителната характеристика на дадена ремъчна предавка е експериментално получена зависимост между относителното натоварване, изразено чрез т.н. коефициент на теглене φ и коефициента на приплъзване в ремъка ψ , респ. К.П.Д. (фиг. 11.20).

Коефициентът на теглене φ е безразмерна характеристика на натоварването – той показва каква част от предварителното опъване на ремъка се използва за предаване на полезно натоварване:

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_n}{2\sigma_0} \quad (11.22)$$

По целесъобразност по ординатната ос се нанася и К.П.Д. на предавката (фиг. 11.20).

Теглителната характеристика се разделя на три зони. При неработеща предавка натоварването (φ) и приплъзването (ψ) са равни на нула. В първата зона,



Фиг. 11.20. Теглителна характеристика

за $\varphi \leq \varphi_0$ с нарастване на натоварването почти линейно нараства и приплъзването, тъй като е в сила законът на *Hook*. Това е зоната на *еластичното приплъзване*. Във втората зона, с увеличаване на натоварването, за $\varphi_0 < \varphi < \varphi_{max}$ се появява частично буксуване, а в третата зона ($\varphi > \varphi_{max}$) е налице пълно буксуване.

Оптималното натоварване на ремъчната предавка е натоварването, за което φ е малко преди критичната стойност φ_0 , при което и К.П.Д. има максимална стойност. Допуска се кратковременна работа

в зоната на частично буксуване, например при пусковия режим.

Повредите в ремъците могат да се дължат и на разрушаване на ремъка поради недостатъчна якост и разрушаване от умора.

Необходимата якост на ремъка се гарантира от условието $\sigma_{max} \leq [\sigma]$, където $[\sigma]$ е допустимото напрежение за конкретния ремък.

Разрушаването от умора се дължи на цикличния характер на напреженията в ремъка. Един цикъл на напреженията съответства на един пробег на ремъка. За оценка на потенциалната умора в ремъка се използва честотата на циклите $\nu = v / L_p$. Високата честота на цикъла скъсява живота на ремъка поради две причини: от една страна се провокира по-бързо настъпване на умора в ремъка, а от друга страна ремъкът се загрява поради вътрешното триене в него (характерно за гумени смеси). Последното понижава механичните характеристики на ремъка. За ограничаване на тези негативни ефекти се проверява условието $\nu < [\nu]$.

11.2.8. Методика за избор на плоски ремъци

Методиката за избор на плоски ремъци се подчинява на критерия тежестелна способност.

Исходни данни: предавана мощност P, kW ; честота на въртене на задвижващата шайба n_1, min^{-1} ; предавателно отношение i .

Работи се в следната последователност:

1). Определя се диаметъра на малката шайба по емпиричната зависимост:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} \quad (11.23)$$

2). Определят се диаметъра на голямата шайба d_2 , дебелината на ремъка h , скоростта на ремъка v и дължината на ремъка $l_{\min}$:

$$\begin{aligned} d_2 &= d_1 i (1 - \psi); & h &\leq d_1 / 30; \\ v &= \omega_1 (d_1 / 2); & l_{\min} &> v / [v] \end{aligned} \quad (11.24)$$

$[v] = 3 \div 5 \text{ s}^{-1}$ е допустимият брой пробези за плоски ремъци.

3). Определя се междусововото разстояние a на база на дължината и диаметрите по зависимост (11.13). Междусововото разстояние трябва да удовлетворява условието:

$$a \geq 2(d_1 + d_2) \quad (11.25)$$

Уточняват се междусововото разстояние и дължината на ремъка.

4). Определя се ъгъла на обхвата на малката шайба α_1 по зависимост (11.15);

5). Изчисляват се въртящия момент и полезната периферна сила:

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1}; \quad F_t = \frac{P}{v}; \quad F_t \cong \frac{2T_1}{d_1}; \quad (11.26)$$

6). За избран типоразмер ремък се определя полезното допустимо напрежение $[\sigma_n]$:

$$[\sigma_n] = [\sigma_n]_0 K_1 K_2 K_3 K_4 \quad (11.27)$$

Корекционните коефициенти K_1, K_2, K_3 и K_4 и допустимото полезно напрежение $[\sigma_n]_0$ се определят в зависимост от конкретните v, a , характер на натоварване и начин на опъване на ремъка;

7). Определя се широчината на ремъка:

$$b > \frac{F_t}{h[\sigma_n]} \quad (11.28)$$

8). Определя се силата на предварителното опъване на ремъка в зависимост от избраното сечение:

$$F_0 = bh\sigma_0, \quad (11.29)$$

където σ_0 е напрежение, причинено от силата от предварителното опъване на ремъка – приема се при избора на $[\sigma_n]_0$;

9). Изчислява се радиалната сила F_R , натоварваща валове на огъване по ф-ла 11.18 (виж фиг. 11.18).

Препоръчва се избрания ремъка да се провери за якост и трайност.

11.2.9. Избор на клинови ремъци

► Предимства на клиновите ремъци

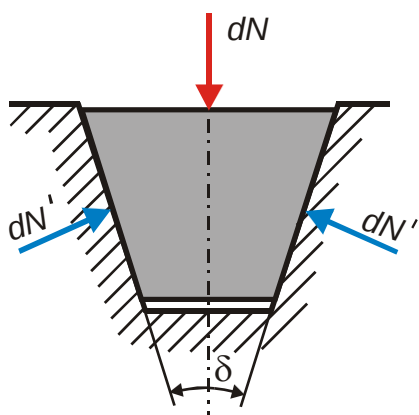
- Работят по-безшумно;
- Изискат по-малко предварително опъване;
- Имат по-малки габарити;
- Имат по-голяма теглителна способност;

► Недостатъци

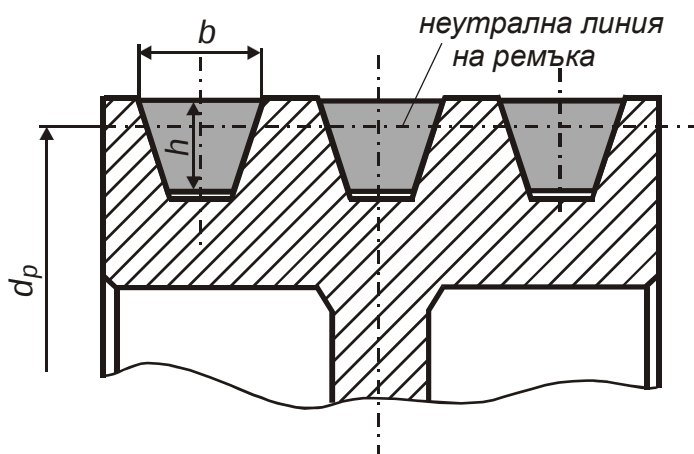
- Обработката на шайбите е по-скъпа и сложна поради каналите за ремъците;
- Движението е по-неравномерно.

► Понятие за приведен коефициент на триене

За изясняването му се разглежда равновесието на елементарен отрязък от клинов ремък по време на работа (фиг. 11.21). Предварителното опъване на ремъка поражда силата dN , която притиска ремъка към канала в шайбата, вследствие на което възникват реакциите на канала върху страничните стени dN' . При натоварване по страничните стени възниква елементарна сила на триене:



Фиг. 11.21. Сили, действащи върху елементарен отрязък от клинов ремък



Фиг. 11.22. Ремъчна шайба за клинови ремъци

$$dF_{mp} = 2\mu dN' \quad (11.30)$$

От проекционното условие за равновесие следва:

$$2dN' \sin(\delta/2) = dN \Rightarrow$$

$$dN' = \frac{dN}{2\sin(\delta/2)} \quad (11.31)$$

След заместване на (11.31) в (11.30) за елементарната сила на триене се получава:

$$d_m F = \frac{\mu}{\sin(\delta/2)} dN = \mu' dN \quad (11.32)$$

Величината $\mu' = \frac{\mu}{\sin(\delta/2)}$ се нарича *приведен коефициент на триене на*

клиновия ремък. За стандартни ремъци $\delta = 40^\circ$, откъдето за $\mu' = \mu / \sin 20^\circ \approx 3\mu$. Следователно, клиновите ремъци обезпечават около 3 пъти по-големи сили на триене в сравнение с плоските ремъци, а оттам и по-голяма теглителна способност.

За гарантиране на нормални условия на работа, е необходимо клиновите ремъци да не опират в дъното на каналите (за да не работят като плоски), както и да не се подават над тях (за да не се износват от ръбовете на каналите).

► Видове клинови ремъци

Клиновите ремъци имат стандартизирани напречни сечения според БДС и ISO в две модификации – *нормално* и *тясно*. Изчислителните диаметри на шайбите съответстват на масовия център на напречните сечения за даден типоразмер ремък (фиг. 11.22). Линията, която минава през масовите центри на сеченията, е неутралната линия на ремъка. Според нея се определя и изчислителната дължина на ремъка L_p . Обичайна практика е да се използват няколко клинови ремъка (до 8) в един комплект (фиг. 11.22) от по-малък типоразмер, които поради по-малките напрежения на огъване допускат по-малки диаметри на шайбите. Това позволява да се повиши товароносимостта на предавката при относително по-малки междусосови разстояния и габарити.

Клиновите ремъци с нормално сечение имат отношение на размерите $b/h \approx 1,6$ според БДС 8717–79 и ISO 4184–1992. Прилагат се за скорости до 25 m/s . Произвеждат се в 6 типорамера на сеченията, на които съответстват определени диапазони на стандартните дължини на ремъците и минимални диаметри на шайбите (табл. 11.3).

Параметри на клинови ремъци с нормално сечение

Таблица 11.3

Означение	Сечение, mm		Дължина L_p , mm	Минимален диаметър на шайбата d_{p1} , mm
	b	h		
Z	10	6	470 ÷ 1920	60
A	13	8	570 ÷ 4610	85
B	17	11	695 ÷ 7635	112
C	22	14	1145 ÷ 8405	180
D	32	19	2570 ÷ 9160	315
E	38	25	-	450

Клиновите ремъци с тясно сечение ($b/h \approx 1,2$) имат по-голяма якост от тези с нормално сечение. Те имат по-равномерно разпределени в сечението носещи кордови нишки, с което се повишава теглителната им способност с $1,5 \div 2$ пъти. Изработват се в 4 типоразмера според БДС 13395–83 и ISO 4184–1992. Ремъците със същите размери, но с назъбена вътрешна повърхнина, се характеризират с по-голяма гъвкавост, респ. могат да работят с по-малък диаметър на шайбата (табл. 11.4).

Параметри на клинови ремъци с тясно сечение

Таблица 11.4

Означение	Сечение, mm		Дължина L_p , mm	Мин. диаметър на шайбата d_{p1} , mm	Означение (назъбени ремъци)	Мин. диаметър на шайбата d_{p1} , mm
	b	h				
5P2	10	8	560 ÷ 3550	71	XP2	50
5PA	13	10	732 ÷ 4500	100	XPA	80
5PB	16	13	1250 ÷ 8000	160	XPB	112
5PC	22	18	2000 ÷ 9500	250	XPC	180

Клиновите ремъци, предназначени за транспортни средства, са стандартизирани по ISO 2790 – 1982 и DIN 7753 – 1986 – с означения съответно AV 10 (10 × 8 mm) и AV 13 (13 × 10 mm) и външна дължина $L_a = 500 \div 2250$ през 25 mm. Ремъци със същите размери, но с назъбена вътрешна повърхнина се означават съответно с AVX 10A и AVX 13.

Предлагат се и полиуретанови клинови ремъци, предназначени за компактни предавки с означение и размери според табл. 11.5.

Клинови ремъци от полиуретан

Таблица 11.5

Означение	Размери	
	b , mm	h , mm
3M	3	2,3
5M	5	3,3
7M	7	5,3
ИМ	11	7,1

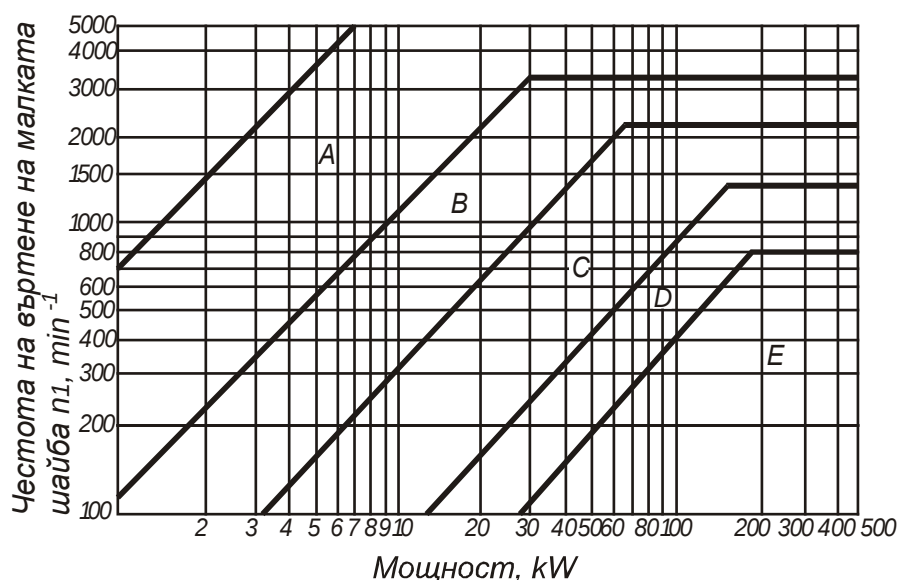
► Методика за избор на клинови ремъци

Методиката за избор на клинови ремъци се подчинява на критериите теглителна способност и трайност (методиката е дадена в ISO 4184 – 1992, както и в някои каталози). Удовлетворяването на критерия за трайност съдържа в себе си критерия за якост.

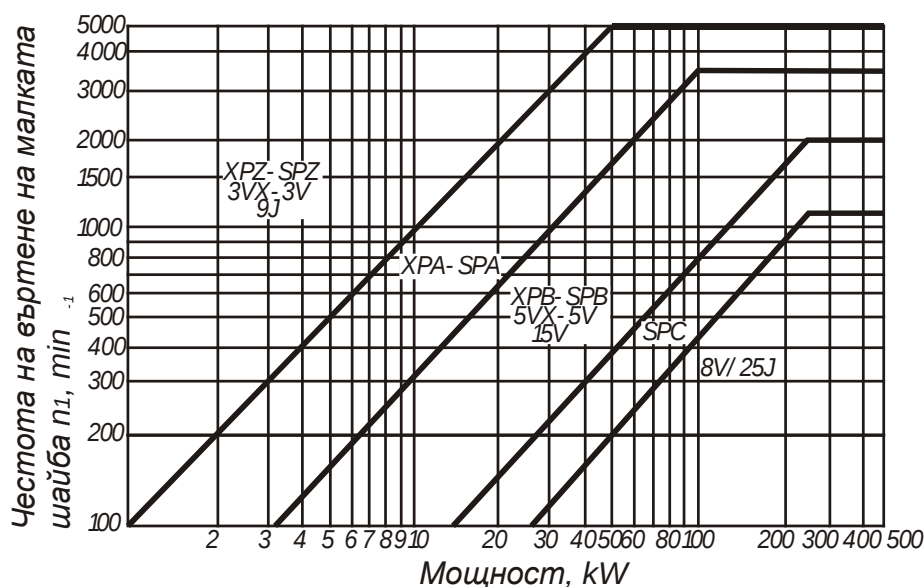
Изходни данни: предавана мощност P , kW; честота на въртене на задвижващата шайба n_1 , min⁻¹; предавателно отношение i .

Работи се в следната последователност:

1). Избира се подходящо сечение в зависимост от предаваната мощност и честотата на въртене от графиките показани на фиг. 11.23 (за ремъци с нормално сечение) и фиг. 11.24 (за ремъци с тясно сечение).



Фиг. 11.23. Графика за избор на клинов ремък с нормално сечение



Фиг. 11.24. Графика за избор на клинов ремък с тясно сечение

2). Определят се междусосовото разстояние и дължината на ремъка по формули (11.11) до (11.13);

3). Определя се допустимата мощност за един ремък:

$$P_1 = (A + B + C) G C_L, \quad (11.33)$$

където: A е базовата мощност за един ремък, съответстваща на диаметъра на малката шайба d_{p1} и честотата на въртене n_1 ; B е допълнителна мощност, зависеща от предавателното число и честотата на въртене; C е допълнителна мощност, която се отчита за ремъци, чиято дълготрайност L_h е по-малка от 25000 h и зависи от d_{p1} , n_1 и желаната дълготрайност (в случай, че $L_h = 25000$, $C = 0$); G е корекционен коефициент, зависещ от ъгъла на обхвата на малката шайба; C_L зависи от дължината на ремъка.

Горните величини се отчитат от таблици в стандарта или фирмени каталози.

Освен зависимост (11.33), мощността P_1 може да се определи в съответствие с действащия български стандарт БДС 8718 – 89 :

$$P_1 = \frac{P_0 K_1 K_2 K_4 K_5}{K_3}, \quad (11.33a)$$

където корекционните коефициенти отчитат влиянието на различни фактори: K_1 зависи от ъгъла на обхвата на малката шайба; K_2 отчита влиянието на изчислителната дължина на ремъка; K_3 отчита характера на натоварването $K_3 = 1,2 \div 2$; K_4 зависи от броя на ремъците в комплекта; K_5 отчита условията на работа (наличие на прах, влага, масла и др.); P_0 е мощността, предавана от отворена хоризонтална еталонна предавка (с $i = 1$; $\alpha_1 = 180^\circ$). Посочените величини се отчитат от таблици в стандарта.

4). Определяне броя на ремъците в комплекта:

$$z = \frac{P}{P_1} < 8 \quad (11.34)$$

В случай, че $z > 8(10)$, се избира следващото по-голямо по стандарт сечение.

5). Изчислява се дълготрайността на ремъка :

$$L_h = \frac{10^7 L_p}{3600 v z_u} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}} \right)^m, \quad (11.35)$$

където: z_u е броят на ремъчните шайби в предавката; v е скоростта на ремъка; σ_{-1} е границата на умора, съответстваща на базовия брой цикли $N_b = 10^7$; за клинови ремъци $\sigma_{-1} \approx 7,5 \text{ MPa}$; σ_{max} е максималното напрежение в ремъка, определено по ф-ла (11.22); $m = 8$ за клинови ремъци;

6). Изчислява се силата от предварителното опъване на ремъка:

$$F_0 = \sigma_0 10^6 z A_p, \quad (11.36)$$

където за $\sigma_0 = 0,9 \div 1,5 \text{ MPa}$, а $A_p, \text{ m}^2$ е сечението на ремъка.

11.2.10. Избор на многоклинови ремъци

Многоклиновите ремъци имат сечение на плоски ремъци, допълнено с няколко клина (ребра), които в напречно сечение (с ъгъл на клина 40°) влизат в съответните клиновидни канали на шайбите. Поради малката височина на ремъка, предавката работи с по-малко вибрации, но е чувствителна към отклонение от успоредност на осите на валове и осово изместване на шайбите.

Многоклиновите ремъци се произвеждат в три профила, съответно с означения PJ , PL и PM по $ISO 9981$, $ISO 9982$ и $DIN 7867$. Геометричните им параметри и значенията им са дадени в табл. 11.6.

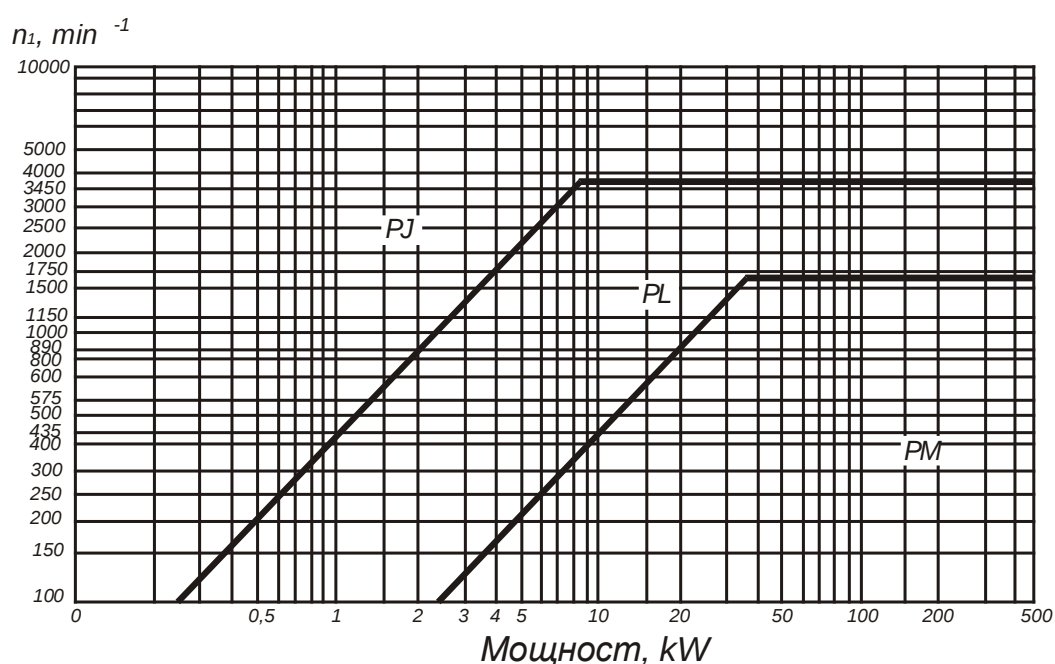
Параметри на многоклинови ремъци

Таблица 11.6

Параметър, mm	Означение	PJ	PL	PM
Стъпка	S_g	2,34	4,70	9,40
Височина	h_b	4	10	17
Широчина	b_b	$b_b = N_r S_g$		
Дължина	L_a	457 ÷ 2489	1270 ÷ 3696	2286 ÷ 9169
Мин. диаметър	d_{min}	20	75	180

Броят на клиновете N_r зависи от профила: за профил PJ $N_r = 4,6,10,16,20$; за профилите PL и PM $N_r = 6,8,10,12,14,16,18,20$.

Многоклиновите ремъци се изчисляват в зависимост от теглителната им способност, като се прилагат предпоставките за изчисляване на предавките с плоски ремъци. Вида на профила се избира в зависимост от предаваната мощност P, kW и честотата на въртене на малката шайба n_1, min^{-1} от графиката, показана на фиг. 11.25.

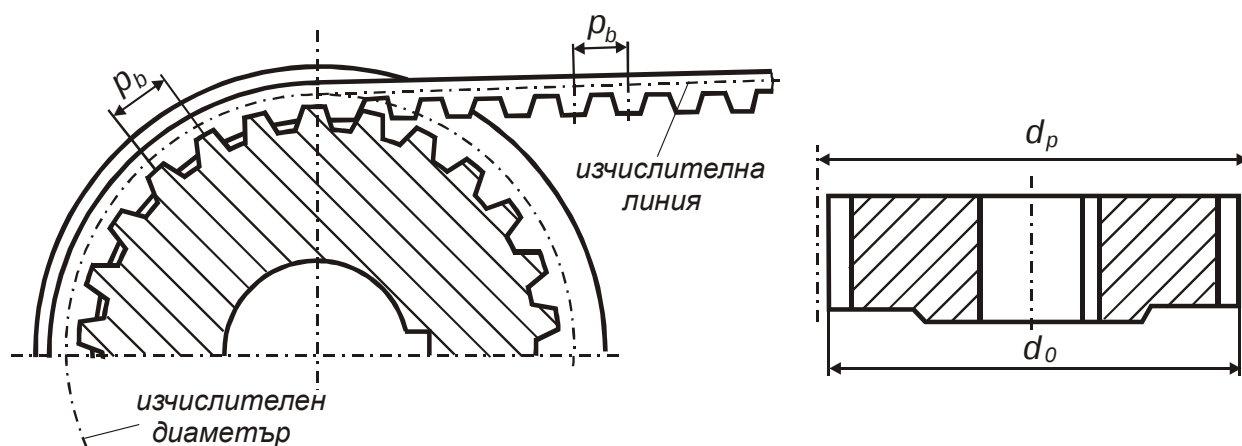


Фиг. 11.25. Графика за избор на многоклинов ремък

11.2.11. Избор на зъбни ремъци

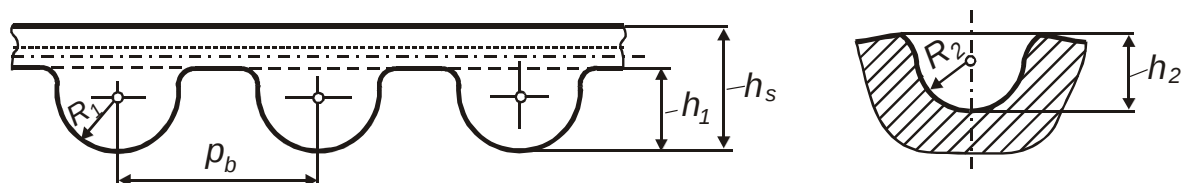
► Общи сведения

Предавките със зъбни ремъци могат да се определят като съвременна високотехнологична алтернатива както на зъбните, така и на верижните предавки, тъй като работят на принципа на зацепване. Доколкото основният елемент в тях е гъвкавият елемент (зъбният ремък), те се причисляват към ремъчните предавки. В последните години те намират все по-широко приложение в различни области на техниката – в мехатрониката, електронната техника, машиностроенето, химическата промишленост и др.



Фиг. 11.26. Предавка със зъбен ремък с трапецовидни зъби
а). зацепване между ремъка и шайбата; б). шайба за зъбни ремъци

Зъбните ремъци представляват затворени плоски ремъци, по вътрешната страна на които са изработени зъби. Като повечето ремъци, и зъбните ремъци имат нехомогенна структура – носещ слой от тънки стоманени въжета или нишки от стъклоvlakно и свързващ материал от гума или пластмаса. В зависимост от формата им, зъбите могат да бъдат с трапецовидна форма (фиг. 11.26) и с полукръгла форма (фиг. 11.27) – предназначени за големи предавателни отношения, скорости до 80 m/s и големи мощности.



Фиг. 11.27. Геометрия на зъбен ремък с полукръгъл профил
а). размери на ремъка; б). профил на междузъбието на шайбата

Съществуват и двустранно назъбени ремъци, както и във вид на лента, предназначени за реверсивни постъпателни задвижвания и за точно позициониране – например при координатни машини, принтери и др.

Принципът на работа на зъбните ремъци позволява те да работят с постоянна точност, висока надеждност и стабилност на параметрите във времето, дължащи се на подходящата армировка, използване на каучукови смеси, устойчиви на агресивните фактори в околната среда – масло, топлина и др.

► Предимства

- Постоянно предавателно отношение, тъй като работят на принципа на зацепване, а не на триене;
- Могат да предават големи мощности – до 220 kW ;
- Широк диапазон на скоростите – $0,5 \div 80 \text{ m/s}$;
- Ниско ниво на шума;
- По-малки натоварвания на валове в сравнение с конвенционалните ремъчни предавки;
- Висок К.П.Д. (до $0,99$) при малки междуосови разстояния.

► Недостатъци

- Относително висока цена;
- Чувствителност към неуспоредност на валовете.

► Основни параметри

Основните параметри на зъбните ремъци са стъпката p_b , височината h_s , широчината b_s и изчислителната дължина L_p , които се измерват в милиметри и цолове. Зъбни ремъци с трапецовиден профил на зъбите с профилен ъгъл $2\beta = 40^\circ$ или 50° , както и шайби за тях са посочени в ISO 5296 и ISO 5294. Такива зъбни ремъци (произвеждани от фирма Gates) са показани в табл. 11.7. Те могат да се използват за предаване на значителни мощности (до 150 kW) и честоти на въртене до $10\,000\text{ min}^{-1}$.

Параметри на зъбни ремъци по ISO 5296

Таблица 11.7

Означение	Стъпка p_b		Изчислителна дължина, mm	Брой зъби	2c mm
	mm	цолове			
XL	5,080	0,200	152,40 ÷ 660,40	30 ÷ 130	0,508
L	9,525	0,375	314,33 ÷ 1524,00	33 ÷ 160	0,762
H	12,700	0,500	609,60 ÷ 4318,00	48 ÷ 340	1,372
XH	22,225	0,875	1289,00 ÷ 4572,00	58 ÷ 200	2,794
XXH	31,750	1,250	1778,00 ÷ 4572,00	56 ÷ 144	3,048

► Изчисляване на предавки със зъбен ремък

Работоспособността на предавките със зъбен ремък се определя от теглителната им способност. Количествено теглителната способност се оценява чрез допустимата периферна сила, която се предава от ремък с базова широчина b_{so} , който е най-широкия ремък с дадена стъпка p_b .

1). Определяне на предавателното отношение

$$i = z_2 / z_1 = d_{p2} / d_{p1} \quad (11.37)$$

Броят на зъбите е стандартизиран, както следва: от 10 ÷ 28 през 1 зъб; 32, 36, 40, 48, 60, 72, 84, 96, 120 и 156.

Изчислителните диаметри на шайбите съответства на неутралната линия на ремъка, по която се измерва и дължината му. За върховия диаметър от фиг. 11.26 и табл. 11.7 следва:

$$d_0 = d_p - 2c \quad (11.38)$$

2). Определяне на междуосовото разстояние;

$$a \geq 0,5 (d_{01} + d_{02}) \quad (11.39)$$

3). Определяне на мощността, предавана от един ремък- За даден типоразмер ремък от каталозите се отчита предаваната мощност P_0 в зависимост от изчислителния диаметър и честотата на въртене на малката шайба. След това тази мощност се коригира с коефициенти, зависещи от широчината и дължината на ремъка.

Предаваната от конкретния ремък мощност се определя в съответствие с ISO 5295 – 1987 от зависимостта:

$$P = P_0 k_z k_w, \quad (11.40)$$

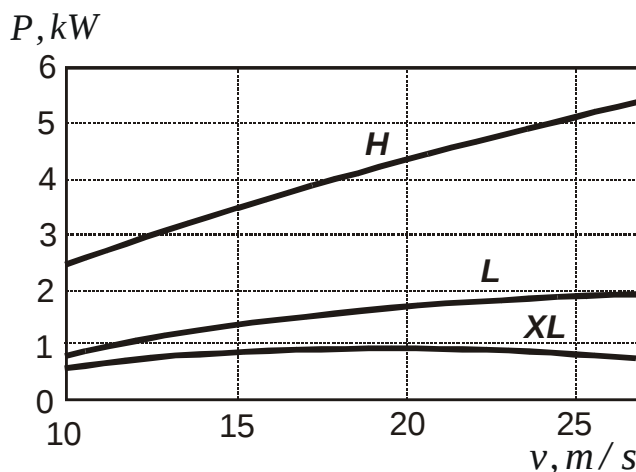
където $k_z = 1$ при $z_0 \geq 6$, а $k_w = (b_s / b_{so})^{1,14}$; b_s е изчислителната ширина на ремъка, а b_{so} зависи от стандартните профили, както следва:

$XL \rightarrow 9,5 \text{ mm}$; $L \rightarrow 25,4 \text{ mm}$; $H \rightarrow 76,2 \text{ mm}$; $XH \rightarrow 101,6 \text{ mm}$; $XXH \rightarrow 127 \text{ mm}$

На фиг. 11.28 са показани графики за определяне на мощността P , която може да предаде стандартен зъбен ремък с ширина 10 mm в зависимост от периферната скорост v на шайбата.

4). Избор на стъпката p_b

Избира се в зависимост от мощността и честотата на въртене на малката шайба от табл. 11.8.



Фиг. 11.28. Видове зъбни ремъци в зависимост от P и v

Избор на стъпката p_b на зъбни ремъци (извадка)

Таблица 11.8

Мощност P, kW	Честота на въртене на малката шайба, min^{-1}				
	3500	1750	1160	870	690
0,06	5,08	5,08	5,08 / 9,52	5,08 / 9,52	9,52
0,09	5,08	5,08 / 9,52	9,52	9,52	9,52
0,12 / 0,2	5,08 / 9,52	9,52	9,52	9,52	9,52
0,25	9,52	9,52	9,52	9,52	9,52 / 12,7
0,37	9,52	9,52	9,52	9,52 / 12,7	9,52 / 12,7
0,6 / 0,75	9,52	9,52 / 12,7	9,52 / 12,7	9,52 / 12,7	12,7
1,5	9,52	9,52 / 12,7	9,52 / 12,7	12,7	12,7
2,2	9,52 / 12,7	9,52 / 12,7	12,7	12,7	12,7
3,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
5,6	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
7,5	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7

11.3. Триещи (фрикционни) предавки

11.3.1. Обща характеристика

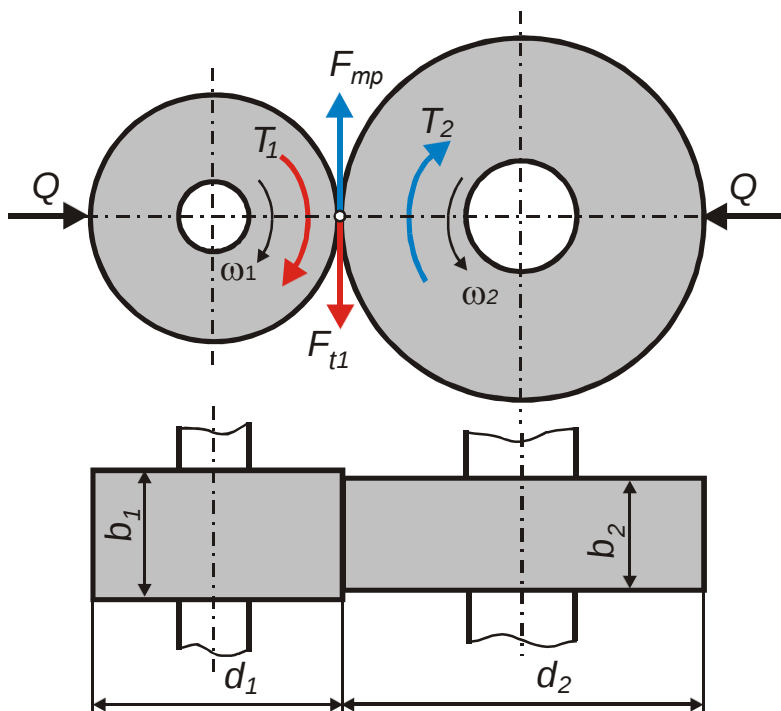
► **Определение** *Триещите (фрикционните) предавки са директни механични предавки, при които се предава механична енергия чрез сили на триене между триещи колела.*

За да се създаде необходимата сила на триене F_{mp} , е необходимо триещите колела (ролки) да се притиснат една към друга със сила Q (фиг. 11.29).

Ако силата на притискане е недостатъчна, в предавката може да настъпи еластично приплъзване (това явление е изложено при ремъчните предавки) или буксуване. За да се осигури нормална работа на предавката (без приплъзване и буксуване), е необходимо да е изпълнено условието:

$$F_{mp} > F_t, \quad (11.37)$$

където F_t е тангенциалната сила в предавката (фиг. 11.29).

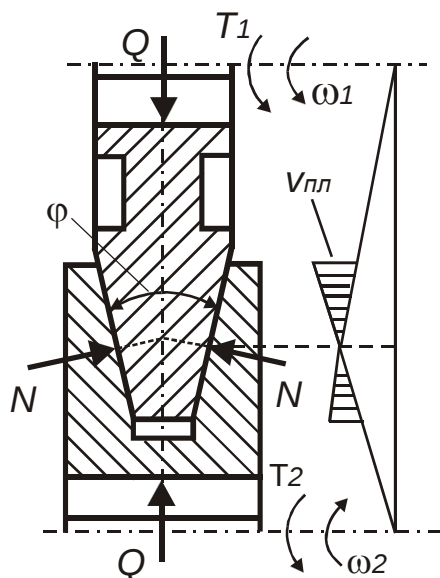


Фиг. 11.29. Триеща предавка с цилиндрични колела

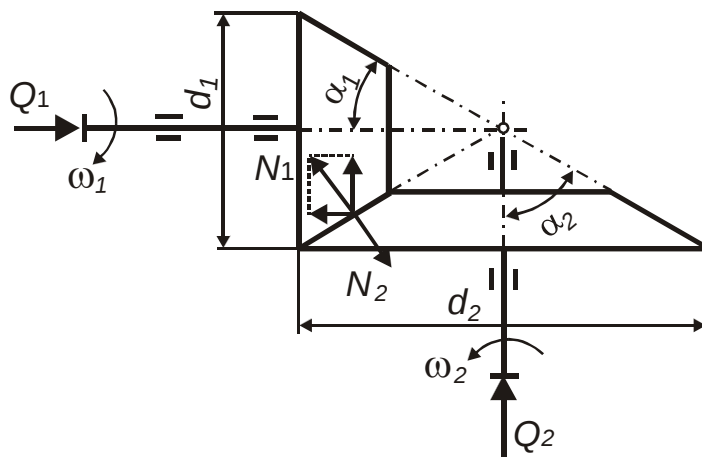
Триещите предавки могат да бъдат с постоянно предавателно отношение (фиг. 11.29) и предавки с плавно изменение на предавателното отношение (триещи вариатори).

Освен с цилиндрични ролки, триещите предавки могат да бъдат и с профилни (фиг. 11.30) или конусни ролки (фиг. 11.31).

Геометричната форма на триещите колела определя друг вид приплъзване, наречено *геометрично приплъзване* (фиг. 11.30). То се дължи на обстоятелството, че моментните центрове на ротация на двете колела не съвпадат, поради което само в една точка скоростите им са равни.



Фиг. 11.30. Триеща предавка с профилни ролки



Фиг. 11.31. Триеща предавка с конусни ролки

► Предимства

- Проста конструкция и лесно обслужване;
- Плавна и безшумна работа;
- Осигуряват предпазване на елементите при претоварване;
- Възможност за плавно изменение на скоростта без да е необходимо спиране на предавката;

► Недостатъци

- Непостоянно предавателно отношение поради приплъзване;
- Съществуват условия за интензивно износване, особено при буксуване;
- Значително натоварване на валовете и лагерите, дължащо се на силата на притискане.
- При по-големи мощности, триещите предавки с постоянно предавателно отношение имат относително големи размери. Това води до по-малки предавани мощности (до 20 kW) и скорости (до 25 m/s) в триещите предавки. Използват се рядко – при фрикционни преси; за задвижвания в уреди, за които се изисква плавна и безшумна работа и безударно включване – скоростомери, магнитофони и др.

11.3.2. Предавателно отношение

То зависи от геометричните размери на елементите на предавката и приплъзването чрез коефициента на приплъзване $\psi = (v_1 - v_2) / v_1$ (фиг. 11.29):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\psi)} \quad (11.38)$$

Приплъзването зависи от натоварването и еластичните свойства на материалите на триещите колела.

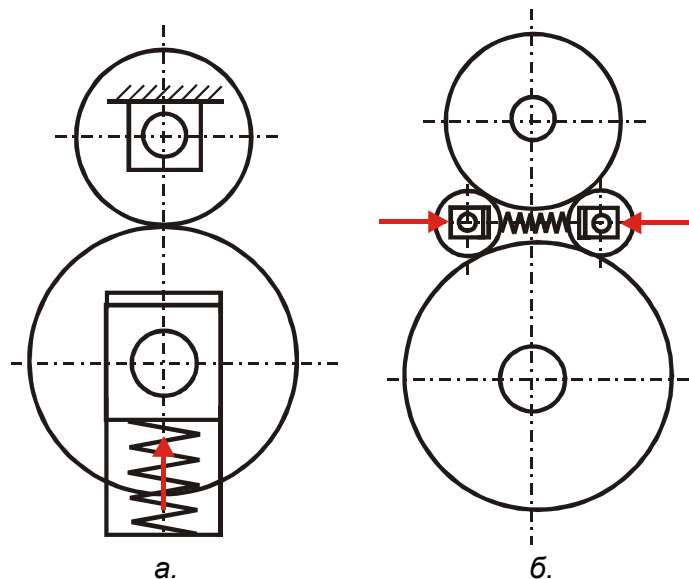
За предавка с конусни колела след преработка на (11.38) за предавателното отношение следва (виж фиг. 11.31):

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\psi)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{(1-\psi)} \approx \operatorname{tg} \alpha_2 \quad (11.39)$$

11.3.3. Притискателни устройства

Възможни са два начина на притискане: с постоянна сила (независимо от натоварването) и регулируемо (пропорционално на натоварването). От своя страна, постоянното притискане може да се реализира чрез:

- За сметка на еластичните деформации на валове и триещите колела Този начин на притискане се влияе от износването на триещите колела;
- Пружинни сили Може да се постигне чрез подвижен вал (фиг. 11.32а) или спомагателни ролки (фиг. 11.32б);
- Центробежни сили Този начин на притискане се прилага при относително постоянно натоварване (при претоварване на предавката К.П.Д. значително намалява).



Фиг. 11.32. Притискане с пружини

Притискането с постоянна сила има съществен недостатък – претоварването на предавката може да доведе до пробуксуване. *Този недостатък се отстранява при регулируемо притискане.* То може да се постигне по два начина:

- С винтова двойка Основана се на зависимостта между осовата сила във винтова двойка и триещия момент между навивките, респ. предавания от предавката въртящ момент T . При това гайката е неразделна част или пряко свързана с едното триещо колело (фиг. 11.33). За силата на притискане (осовата сила) следва:

$$F_a = \frac{T}{r_2 \operatorname{tg}(\psi \pm \rho')} , \quad (11.40)$$

където: r_2 е средният радиус на резбата; ψ е ъгълът на изкачване на винтовата линия; ρ' е приведеният ъгъл на триене в резбата. Знакът „+” съответства на нарастване на натоварването, а „-“ на намаляване на натоварването, респ. въртящия момент.

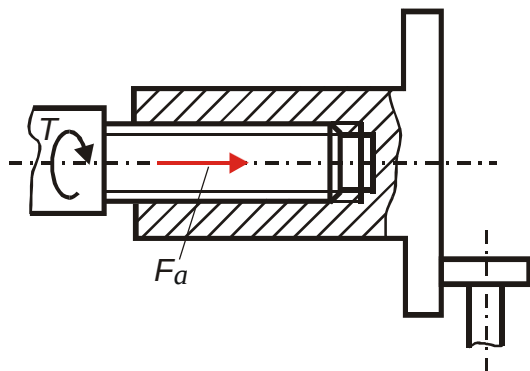
- С дробинки В този случай задвижването на едната ролка се реализира чрез разположени в канал дробинки (фиг. 11.34). Силата на притискане (осовата сила) се определя от зависимостта:

$$F_a = \frac{T}{r} \cot g \alpha , \quad (11.41)$$

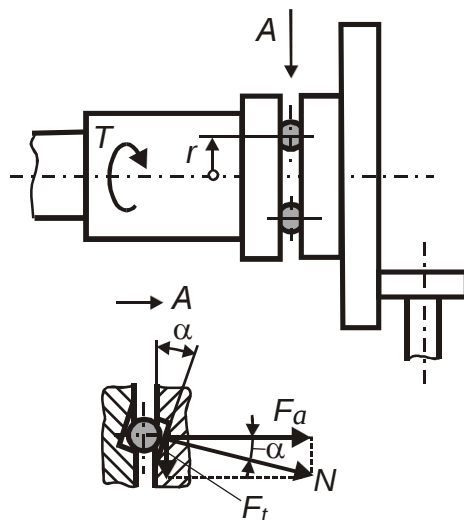
където: r е радиусът, по който се движат дробинките; α е ъгълът на наклона на равнината, по която се търкалят дробинките.

11.3.4. Материали за триещи колела

Към материалите за триещите колела се предявяват следните изисквания: висок коефициент на триене с оглед на възможно по-малки сили на притискане; висок модул на еластични деформации, за да се намали еластичното приплъзване; нисък коефициент на вътрешно триене, за да се намалят загубите от хистерезис при деформация на ролките; висока контактна якост; висока износоустойчивост при приплъзване; добра топлопроводимост.



Фиг. 11.33. Притискане с винтова двойка



Фиг. 11.34. Притискане с дробинки

В инженерната практика се използват следните двойки материали:

- **Закалена стомана по закалена стомана** Подходящи са легирани стомани, позволяващи висока твърдост след закаляване ($HRC = 62 \div 65$) и висок К.П.Д.. Такива са *ШХ 15, 18ХГТ, 30 ХГТ, 12ХН3А* и др., за които се предвижда ниска грапавост и работа в масло;
- **Чугун по чугун или стомана** Обикновено за тях се предвижда работа на сухо. Имат по-нисък К.П.Д. в сравнение с предишната двойка материали;
- **Текстолит или гетинакс по стомана** Имат по-голям коефициент на триене и висока износоустойчивост, но по-нисък К.П.Д. Обезпечават по-безшумна работа в сравнение с металните двойки в комбинация с по-малка необходима точност на изработване и монтаж. Двойката стомана – текстолит е една от най-използваната;
- **Кожа, гума или дървопласти по стомана или чугун** Имат висок коефициент на триене, ни нисък К.П.Д. поради загуби от еластично приплъзване и хистерезис. При равни други условия изборът на такава двойка материали рефлектира в най-големи габарити на колелата;
- **Металокерамика по стомана или чугун** Тази комбинация материали се характеризира с висок коефициент на триене, висока износоустойчивост и добра топлопроводимост, поради което се определят като материалите на бъдещото;
- **Пресован графит по стомана** Имат висок коефициент на триене, висока износоустойчивост и висок К.П.Д.

11.3.5. Сили в триещите предавки

Периферните (тангенциалните) сили в предавката се изразяват чрез въртящите моменти и диаметрите на ролките (фиг. 11.29):

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (11.42)$$

От условието против буксуване (зависимост 11.37) за силата на триене следва:

$$F_{mp} = \mu Q = S F_{t1} = \frac{2S T_1}{d_1}, \quad (11.43)$$

където S е коефициент на сигурност; за силови предавки $S = 1,25 \div 1,53$, а за уреди се препоръчва $S = 1,5 \div 3$. За необходимата сила на притискане окончателно следва:

$$Q = \frac{2S T_1}{\mu d_1} \quad (11.44)$$

Необходимата сила на притискане може значително да се намали като се използва предавка с профилни колела (виж фиг. 11.30). Поради геометричната аналогия със клинов ремък (виж фиг. 11.21) от проекционното условие за равновесие следва:

$$2N \sin(\varphi / 2) = Q \quad (11.45)$$

Равнодействащата на силите от триене между профилните ролки е:

$$F_{mp} = \mu 2N = \frac{\mu}{\sin(\varphi / 2)} Q, \quad (11.46)$$

където $\mu' = \frac{\mu}{\sin(\varphi / 2)}$ е приведеният коефициент на триене. За $\varphi / 2 = 20^\circ$, то

$\mu' \approx 3\mu$; за $\varphi / 2 = 15^\circ$, се получава $\mu' \approx 3,85\mu$. Тези съотношения показват колко пъти може да се намали силата на притискане Q в зависимост от ъгъла на профила на ролките φ . Очевидно, минималната стойност на ъгъла на профила трябва да изключва заклиняването между ролките.

В случай на триеща предавка с конусни колела е необходимо да се прецени кое колело е целесъобразно да се притиска. Това се вижда от следните разсъждения (виж фиг. 11.31):

$$Q_1 = N_1 \sin \alpha_1; \quad Q_2 = N_2 \sin \alpha_2, \quad (11.47)$$

Но съгласно третия принцип на *Нютон* $N_1 = N_2$, а $\alpha_2 > \alpha_1$, откъдето следва, че *трябва да се притиска по-малкото колело*.

Тангенциалните сили и силите от притискане натоварват валовете и лагерите в триещите предавки.

11.3.6. Изчисляване на товароносимост

Повредите, настъпващи в предавките, работещи в условията на мазане, са възникване на ямички по работните повърхности (*pitting*) в следствие от контактните напрежения. Тъй като цилиндричните, конусните и профилните предавки работят при линейен контакт, работоспособността им се обезпечават от формулата на *Herz* (виж зависимост 1.17):

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

където $q = Q / b$, N / m е линейно разпределение товар.

За предавки, работещите в условията на сухо триене, работоспособността им се обезпечават от условието:

$$q \leq [q] \quad (11.48)$$

$[q] = (50 \div 500) \text{ kN} / m$ в зависимост от вида на триещата двойка.

Закритите (мазани) предавки работят с К.П.Д. $\eta = 0,88 \div 0,93$, а за откритите – $\eta = 0,76 \div 0,86$.

11.4. Вариатори

11.4.1. Обща характеристика

► **Определение** Вариаторите са предавки, осигуряващи плавно (безстъпално) изменение на ъгловата скорост на задвижвания вал при постоянна ъглова скорост на задвижващия вал.

Обект на настоящия курс са механичните вариатори. Според принципа им на работа, те могат да бъдат триещи вариатори (ремъчни и фрикционни), верижни (работят на принципа на зацепване), импулсни и др.

Възможността за безстъпално изменение на скоростта дава възможност за оптимален избор на режима на работа на машините и автоматизирано управление на процесите, и оттам за намалени енергийни загуби в производството.

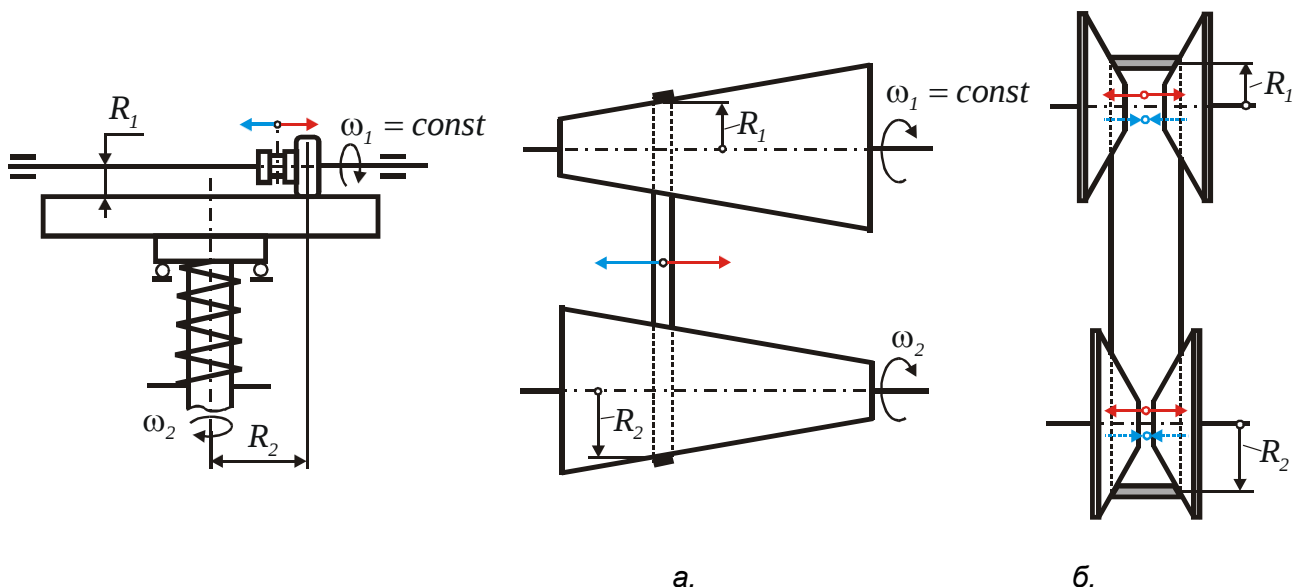
Основна характеристика на всеки вариатор е неговият диапазон D , определящ отношението на максималната към минималната ъглови скорости на задвижвания вал:

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{u_{max}}{u_{min}} \quad (11.49)$$

За едностъпални вариатори обикновено $D = 3 \div 8$. Каталогите на фирмите производители съдържат информация за предавания въртящ момент, диапазона на регулиране и ъгловата скорост на задвижващия вал.

11.4.2. Видове вариатори

Триещите вариатори могат да бъдат изпълнени с директен контакт между триещи колела (фиг. 11.35) или с междинен елемент – ремък (фиг. 11.36), верига и др.



Фиг. 11.35. Схема на челен вариатор

а.
Фиг. 11.36. Схеми на вариатори с междинен елемент

Челните вариатори се използват във фрикционните винтови преси и в уредите. При тях изменението на ъгловата скорост на задвижвания вал се осъществява чрез осово изместване на малката ролка, при което се изменя R_2 . Схемата позволява и реверсиране на движението. Същевременно разликата в скоростите на двете колела, респ. геометричното приплъзване води до интензивно износване. За диапазона на този вариатор следва ($R_1 = \text{const}$):

$$D = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}} \quad (11.50)$$

Вариаторите с междинен елемент са широко разпространени, особено във варианта с раздвижни конуси (фиг. 11.366). При нискоскоростните вариатори ролята на междинен елемент изпълнява широк клинов ремък или специална верига, а при високоскоростните – стоманен пръстен. Плавното изменение на ъгловата скорост се постига чрез разделяване или сближаване на конусните ролки, при което се променят радиусите на водещите и водимите ролки R_1 и R_2 . За максималната и минимална стойност на предавателните отношения следва:

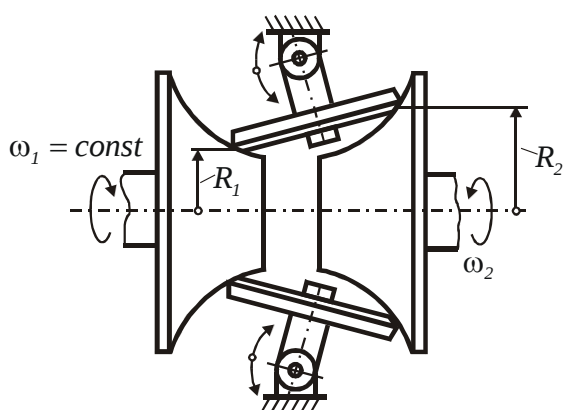
$$i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}} = u_{\max}; \quad i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}} = u_{\min} \quad (11.51)$$

За сметка на простата им конструкция, вариаторите с раздвижни конуси имат относително големи размери.

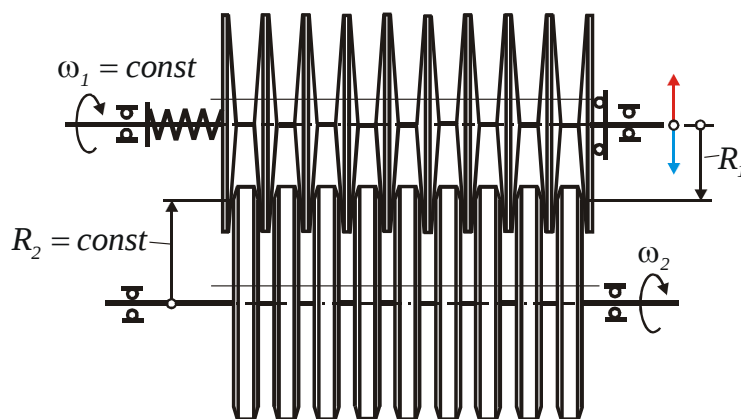
Показаният на фиг. 11.37 вариатор съдържа две ролки с тороидални работни повърхнини, свързани съответно със задвижвания и задвижван валове и две междинни ролки. При завъртане на междинните ролки посредством лостова система, се променят изчислителните радиуси R_1 и R_2 на тороидалните ролки. Текущата стойност на предавателното отношение зависи от конкретните стойности на тези радиуси:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = u \quad (11.52)$$

Недостатък на тороидалните вариатори е сложната им конструкция, което налага високи изисквания за точност на изработката и монтажа.



Фиг. 11.37. Схема на тороидален вариатор



Фиг. 11.38. Схема на многодисков вариатор

Принципът на работа на многодисковите вариатори се базира също върху предаване на механична енергия между свързаните валове чрез сили на триене (фиг. 11.38). Те съдържат два комплекта осово подвижни дискове с конусна форма, притиснати помежду си от пружина – съответно водещи и водими. Изменението на ъгловата скорост ω_2 се постига чрез радиално изместване на задвижващия вал спрямо задвижвания. Това рефлектира в изменение на изчислителния радиус на водещите дискове R_1 . За предавателното отношение следва:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = u \quad (11.53)$$

Многодисковите вариатори работят с диапазон $D \leq 5$.

§ 12. ПРИЛОЖЕНИЕ НА МЕТОД НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ ЗА АНАЛИЗ НА МАШИНИ ЕЛЕМЕНТИ

В разгледания общ курс беше показано, че в повечето случаи изчисленията на МЕ се схематизират до моделни задачи, за които може да се приложи метода на Съпротивление на материалите, а в други случаи се правят само проверочни изчисления, базирани върху различни коефициенти, с които се отчитат особеностите на реалния обект. Както е известно, методът на Съпротивление на материалите може да се приложи само към елементи, които според геометрията си могат да бъдат отнесени към гредовите (дълги валове и оси, щифтове, винтове, нитове). Много от МЕ обаче не могат да бъдат схематизирани като гредови елементи. Такива са корпусите, елементите на различните съединители, дисковете от белвелиевите пружини, зъбните колела, ремъчните шайби, елементите на различните съединения и др. *В тези случаи алтернатива са компютърните методи за инженерен анализ. Те са мощно съвременно средство, в основата на които е методът на крайните елементи (МКЕ).* Прилагането на МКЕ се свежда до провеждане на числени симулации върху разработен за целта крайно-елементен модел, представляващ идеализиран вариант на реалния обект на изследване. Освен несравнимо по-малкия необходим ресурс от време и средства в сравнение с аналитичните и натурни методи на изследване, безспорното предимство на числените симулации е във възможността за придобиване на широк спектър инженерна информация, практически недостъпна, ако се използват известните аналитични и (или) натурни методи на изследване.

Тук са разгледани някои конкретни приложения на МКЕ за анализ на машинни елементи. Особеностите на числения алгоритъм, както и последователността от етапите за изграждане на крайно-елементния модел не са обект на този параграф. *Акцентът е поставен върху анализа на получените резултати в аспект на напрегнато и деформирано състояние и силови параметри, които позволяват да се получи по-пълна и реалистична картина на анализирания обект, т.е. целта е да се покажат големите възможности на компютърните методи за анализ на МЕ.* Избрани са МЕ, за изчисляването на които се предлагат само проверочни изчисления или разработените методики се характеризират с голяма степен на условност. Където е възможно, е направено сравнение между крайно-елементните резултати с тези, получени на основа на общия курс по МЕ.

Анализът е проведен чрез системата за инженерен анализ ABAQUS v. 6.5-1.

12.1. Надлъжно пресово съединение

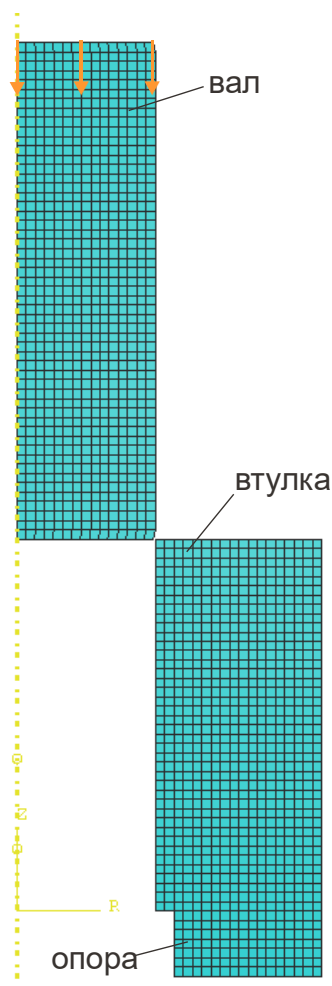
12.1.1. Инженерна задача

Обект на анализ е надлъжно пресово съединение с номинален диаметър $d = 90 \text{ mm}$, дължина на контактната цилиндрична повърхнина $l = 120 \text{ mm}$ и стегнатост $0,0645 \text{ mm}$. Обхващащият елемент (втулката) има външен диаметър $d_2 = 198 \text{ mm}$, а обхванатият елемент (валът) е плътен, т.е. $d_1 = 0$ (виж фиг. 3.2). Материалните характеристики за обхващания и обхванатия елементи са: модул на линейни деформации $E = 2 \times 10^5 \text{ MPa}$ и коефициент на Poisson $\mu = 0,3$.

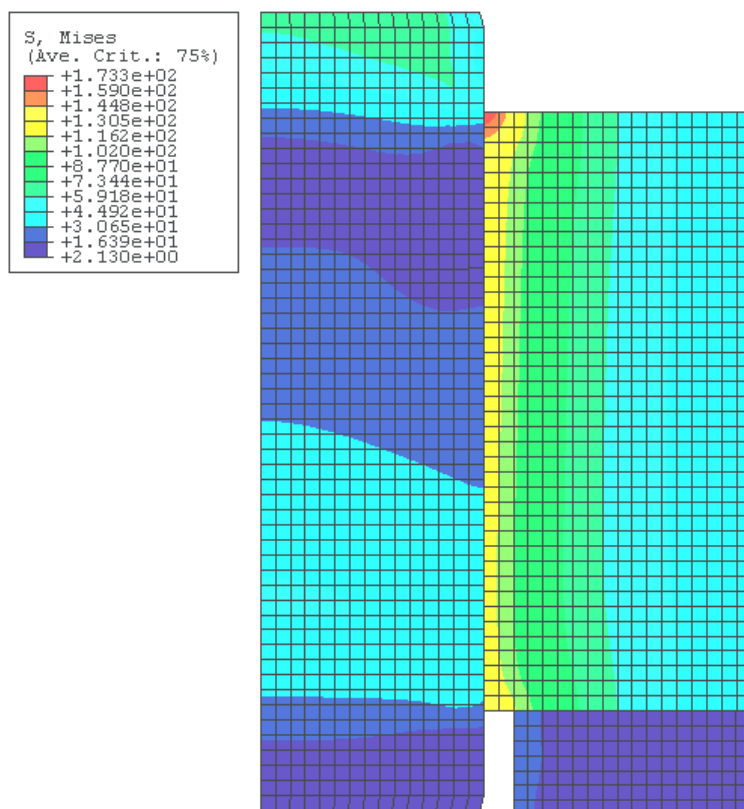
Инженерната задача е да се направи оценка на товароносимостта на съединението на база на напрегнатото и деформирано състояние на двата елемента.

Предвид осовата симетрия на геометрията на елементите, разработеният крайно-елементен модел е ососиметричен равнинен (псевдо 2D модел), като обхващаният и

обхващаният елементи и опората са моделирани като твърди деформируеми ососиметрични тела при постоянен среден размер на крайните елементи (фиг. 12.1). Контактът между елементите е моделиран чрез дефиниране на “master” и “slave” повърхнини. И за двете контактни групи е дефиниран тангенциален и нормален контакт, с коефициент на триене при плъзгане $\mu = 0,12$ и с възможност за отделяне. Крайно-елементна симулация на процеса на сглобяване е реализирана чрез кинематично въздействие (зададено преместване), приложено върху обхващания елемент (вала). Дефинирана е геометрическа нелинейност.



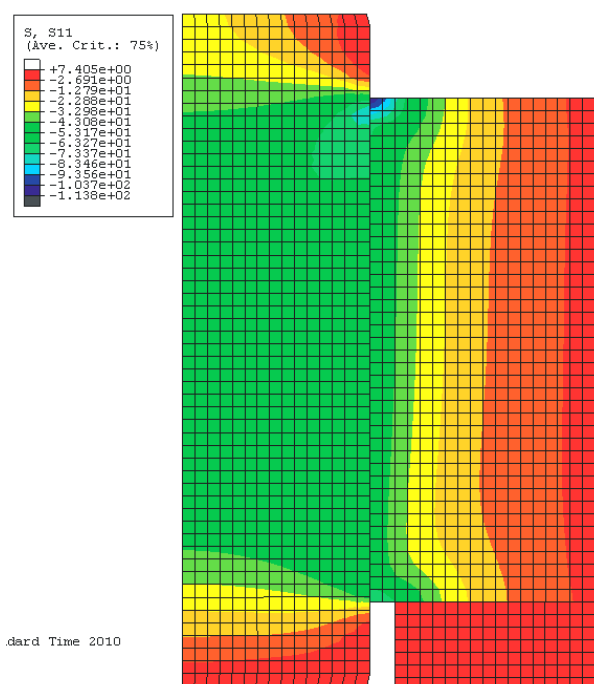
Фиг. 12.1. Крайно-елементен модел



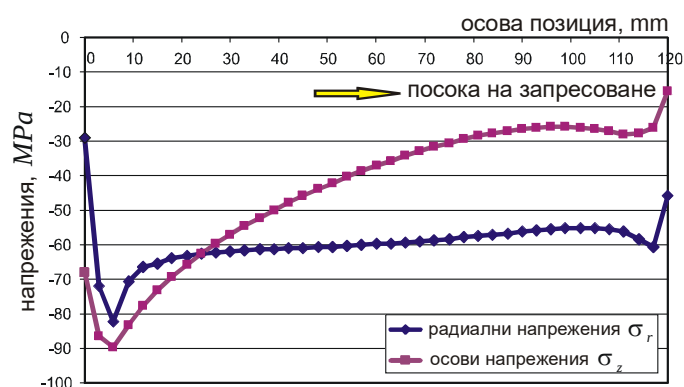
Фиг. 12.2. Разпределение на еквивалентните напрежения $\sigma_{екв}$

12.1.2. Крайно-елементни резултати

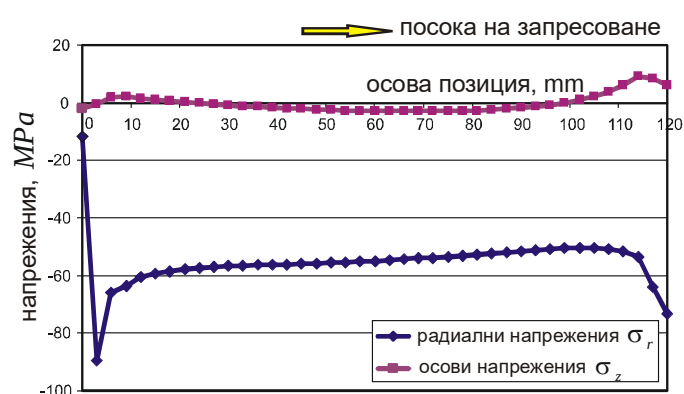
Разпределението на получените еквивалентни напрежения $\sigma_{екв}$ и радиални напрежения σ_r след реализиране на съединението е показано съответно на фиг. 12.2 и фиг. 12.3. Графики, представящи изменението на радиалните σ_r и осовите σ_z напрежения за възлите от цилиндричната контактна повърхнина на вала и на втулката, са показани съответно на фиг. 12.4 и фиг. 12.5.



Фиг. 12.3. Разпределение на радиалните напрежения σ_r

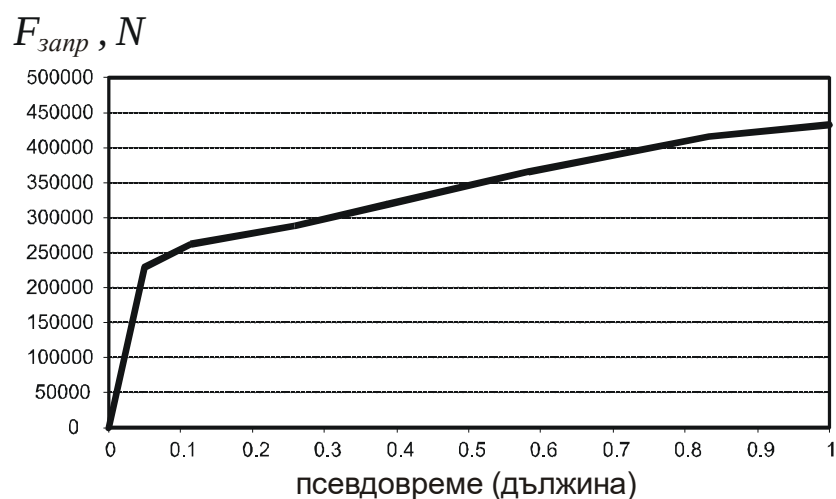


Фиг. 12.4. Изменение на σ_r и σ_z по оста на вала



Фиг. 12.5. Изменение на σ_r и σ_z по оста на втулката

Изменението на силата по време на създаване на съединението е показано на фиг. 12.6.



Фиг. 12.6. Изменение на силата на запресоване

Направено е сравнение между средно-интегралната стойност за контактното налягане p (σ_r) и стойността му, определена по зависимост (3.2). За контактното налягане p , определено на база на (3.2) се получава:

$$0,0000645 = p \cdot 0,090 \left(\frac{0,7}{2 \times 10^{11}} + \frac{1,820833}{2 \times 10^{11}} \right) \Rightarrow p = 56,8595 \times 10^6 \text{ Pa}$$

За средно-интегралната стойност на контактното налягане, определена чрез σ_r , е получено: $p_{cp} = 55,5057 \text{ MPa}$. Следователно, налице е много добро съвпадение между крайно-елементния резултат за контактното налягане и този, получен на база на зависимост (3.2).

12.1.3. Изводи

Резултатите от КЕ анализ дават основание за следните изводи:

- Напрегнатото състояние на сглобяваните елементи е ососиметрично тримерно напрегнато (наблюдава се ненулево напрежение σ_z) и тримерно деформирано състояние. Главните направления на напреженията и деформациите не съвпадат с осите на цилиндричната координатна система, в която е дефинирано съединението. *Следователно, хипотезата за равнинно напрегнато състояние на дебелостенни тръби с много голяма дължина, подложени на контактното налягане от теория на еластичността, не се потвърждава;*
- Потвърждава се тезата за наличие на градиент на радиалните напрежения, т.е. наблюдава се т.н. граничен ефект – максималните по абсолютна стойност радиални напрежения (контактното налягане) са в краищата на сглобяваните елементи (фиг. 12.4 и фиг. 12.5). Осовият градиент на контактното налягане се дължи на различната радиална коравина на елементите в отделните сечения, както и наличието на тангенциални повърхнинни сили по посока на запресоване;
- Разпределението на радиалните напрежения по оста на съединението след сглобяване има различен характер за двата елемента. Изменението им при плътни валове (фиг. 12.4) се различава от това на втулката (фиг. 12.5) не само по характера си, но и по абсолютна стойност;
- Силата на запресоване се променя нелинейно по време на сглобяване на съединението, като максималната ѝ стойност е в края на създаване на съединението (фиг. 12.6);
- Предвид добрата корелация за големината на контактното налягане, получено чрез крайно-елементен анализ и зависимост (3.2), оценката за товароносимостта на надлъжните пресови съединения ще зависи в най-голяма степен от съответствието между приетата и реална стойност на коефициента на триене.

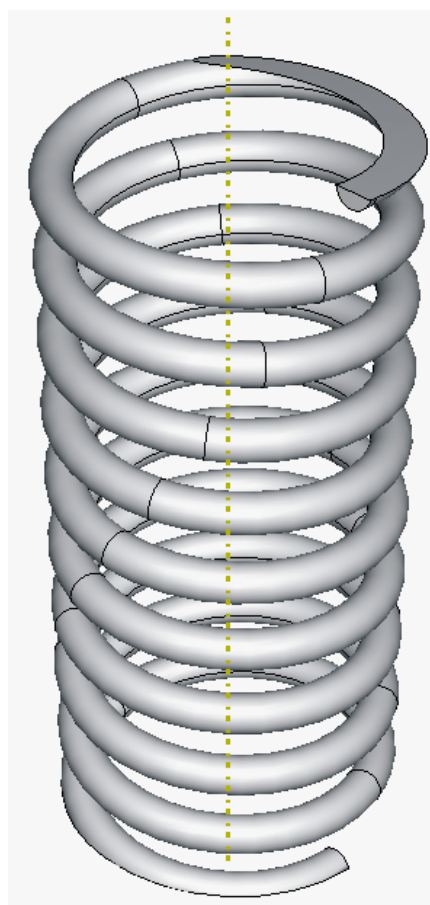
12.2. Винтова цилиндрична пружина

12.2.1. Инженерен проблем

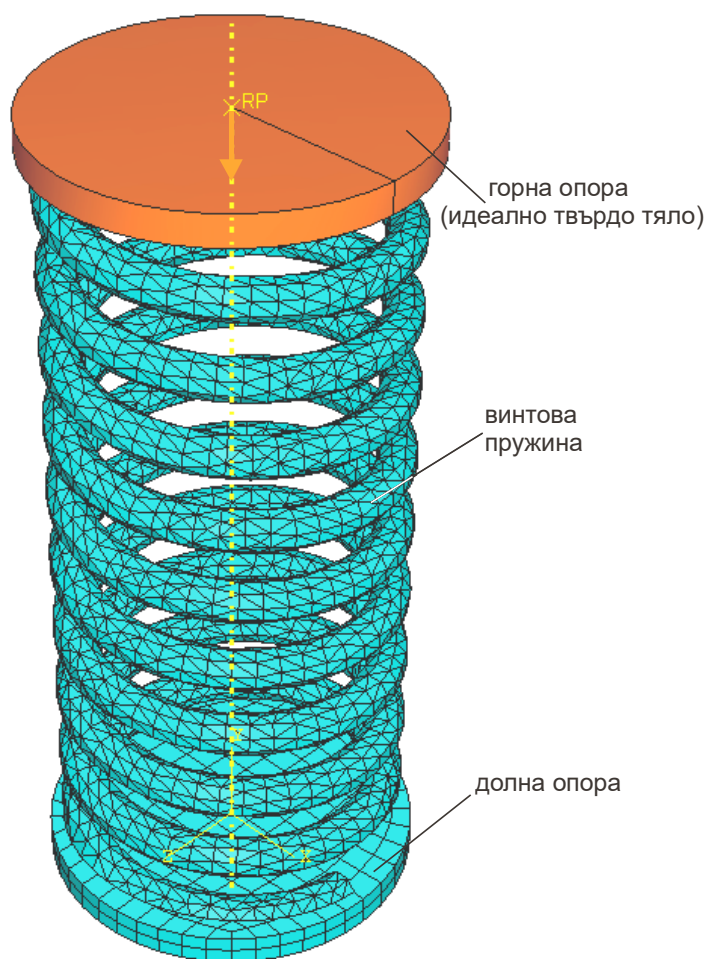
В инженерната практика работоспособността на винтовите цилиндрични пружини се определя от адекватната оценка за якостта и коравината, респ. за характеристиката им. Известно е, че изчисляването на якост се базира на приемането за лимитиращата роля на напрежението на усукване τ_{yc} , при което влиянието на срязването и кривината на навивките се отчита чрез корекционен коефициент. В действителност, и деформационното изчисляване също е условно, доколкото зависи от друг корекционен коефициент. В такъв аспект интерес представлява проблемът за реалистичността на получените аналитични резултати.

Обект на анализ е винтова цилиндрична пружина с кръгло носещо сечение с диаметър на тела $d = 5 \text{ mm}$, среден диаметър $D = 40 \text{ mm}$, брой на навивките $n = 9$ и свободна дължина $l_0 = 95 \text{ mm}$. Геометричният модел е показан на фиг. 12.7, а крайно-елементният модел – на фиг. 12.8.

За материала на пружината е приет модул на ъглови деформации $G = 85 \times 10^6 \text{ Pa}$, модул на линейни деформации $E = 2,17 \times 10^{11} \text{ Pa}$ и коефициент на *Poisson* $0,27$. С оглед на отчитане на ефекта от уякчаване в материала след първия работен цикъл, е дефиниран тангенциален модул (в пластичната област) посредством табулирана функция на зависимостта $\sigma - \varepsilon$, както следва: за $\sigma = 800 \text{ MPa}$, $\varepsilon = 0$; за $\sigma = 1000 \text{ MPa}$ е прието $\varepsilon = 0,08$.



Фиг. 12.7. Геометричен модел на пружината



Фиг. 12.8. Крайно-елементен модел

Натоварването на пружината (пружинната сила F) се получава като реакция в т.н. *Reference Point (RP)* на горната опора вследствие от приложено кинематично въздействие (зададено е преместване 40 mm по направление на оста на пружината чрез табулирана функция на псевдовремето) (виж фиг. 12.8). Взаимодействията между елементите са дефиниран посредством зададен нормален и тангенциален контакт с коефициент на триене $\mu = 0,12$. Поради специфичната геометрия на пружината, тя е изградена от тетраедърни крайни елементи.

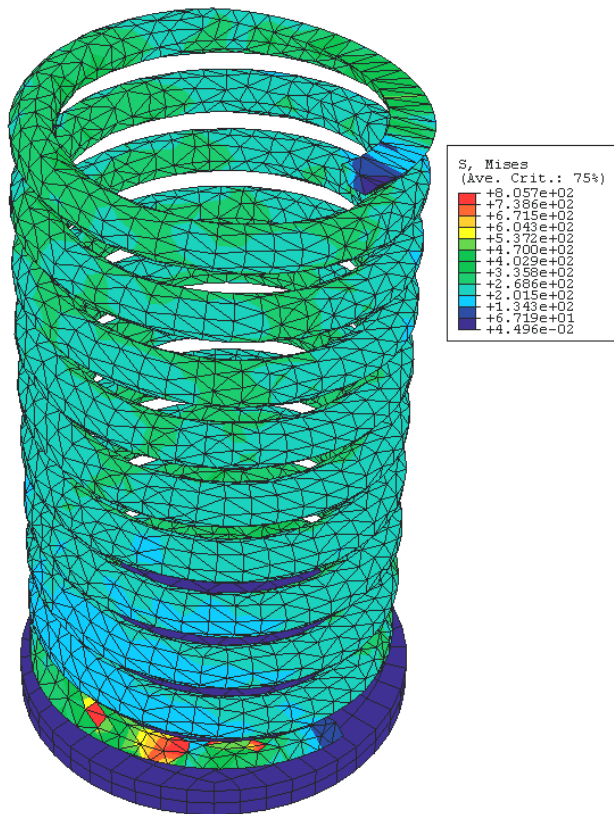
12.2.2. Крайно-елементни резултати

Предвид геометрията на пружината, резултатите са отчетени според въведе-на цилиндрична координатна система. Резултатите за еквивалентните напрежения $\sigma_{екв}$, съответстващи на приблизително половината деформация на пружината са показани на фиг. 12.9, а тези, съответстващи на цялата зададена деформация – на фиг. 12.10.

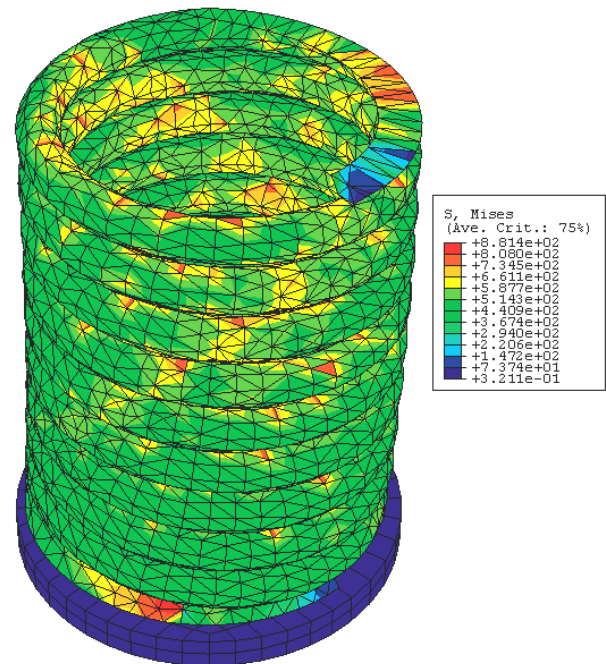
Графиката, представяща изменението на реакцията в RP съответства на характеристиката на пружината (фиг. 12.11). Отчетена е максимална стойност на пружинната сила $F_{max} = 667,726 \text{ N}$. За коравината на пружината се получава:

$$c = F_{max} / f_{max} = 667,726 / 0,04 = 16693,15 \text{ N / m}$$

За възел от вътрешния контур от работните навивки на пружината е показано изменението на еквивалентното $\sigma_{екв}$ и тангенциалното напрежение τ_{yc} (фиг. 12.12).



Фиг. 12.9. Разпределение на еквивалентните напрежения за половин деформация



Фиг. 12.10. Разпределение на еквивалентните напрежения за пълна деформация

Изчисление на винтова пружина, работеща на натиск с посочените параметри е показано в [19]. На база на прието допустимо напрежение $[\tau_{yc}] = 400 \text{ MPa}$ е намерена допустимата сила на пружината:

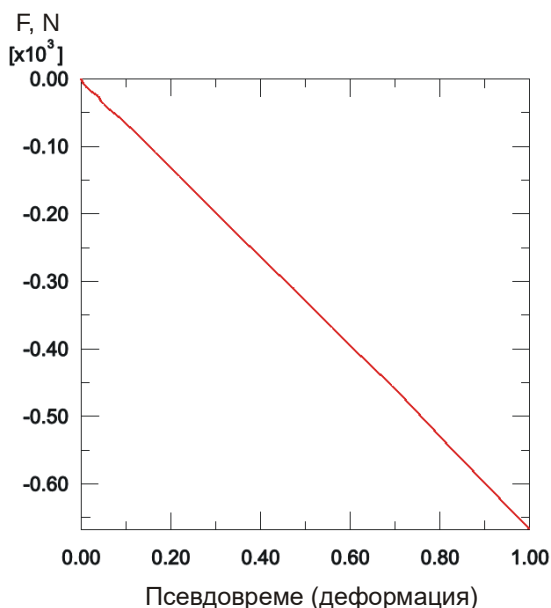
$$[F] = \frac{\pi d^3 [\tau_{yc}]}{16 k_1 0,5D} = 427 \text{ N}; \quad k_1 = 1 + \frac{5}{4}i + \frac{7}{8}i^2 \approx 1,15; \quad i = d / D = \frac{1}{8}$$

За пружинната константа (коравината на пружината) е получено:

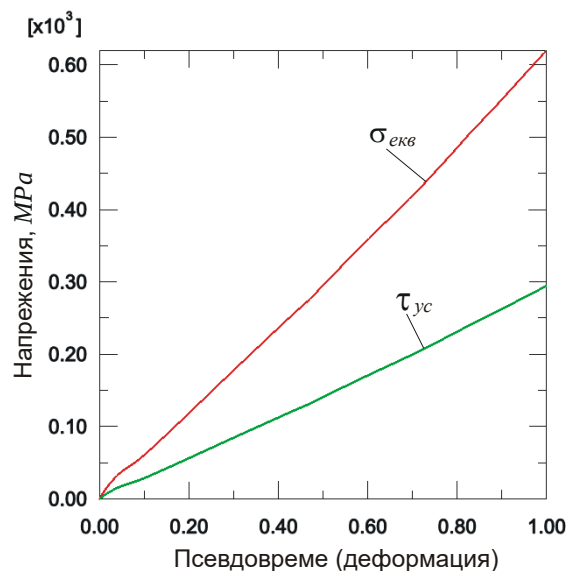
$$c = \frac{d^4 G}{64 k_2 n (D/2)^3} = 11500 \text{ N / m}.$$

По такъв начин значително се намалява носещата способност, а оттам и ресурса на пружината, тъй като изчисленията се базират върху приетата стойност на $[\tau_{yc}]$.

От графиките, показващи изменението на еквивалентното напрежение и напрежението на усукване (виж фиг. 12.12) се вижда, че относителният дял на τ_{yc} в $\sigma_{екв}$ е приблизително 50 %.



Фиг. 12.1.1 Характеристика на пружината



Фиг. 12.12. Изменение на $\sigma_{екв}$ и τ_{yc}

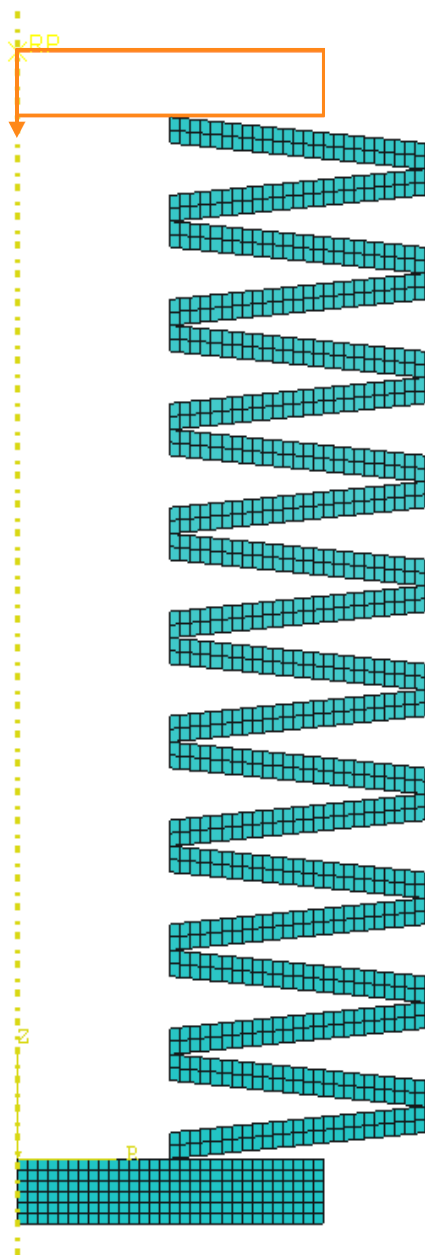
12.2.3. Изводи

Резултатите от проведената числена симулация дават основание за следните изводи:

- Резултатите за еквивалентните напрежения потвърждават, че най-натоварените точки от пружината са точките от вътрешния контур на навивките;
- Потвърждава се, че характеристиката на пружината, както и компонентите на напреженията, са линейни функции на деформацията;
- Приетата методика за изчисление на усукване в комбинация с корекционни коефициенти води до занижаване на товароносимостта на пружината и по-малка коравина (пружинна константа). При това този ефект ще бъде по-силно изразен, колкото е по-голям ъгъла на изкачване на винтовата линия на пружината.

12.3. Дискава (Белвелиева) пружина

12.3.1. Инженерен проблем



Фиг. 12.13. Крайно-елементен модел

Дисковите пружини се използват за създаване на относително големи сили в условията на много малки деформации. Характерната геометрия на дисковете (пресечен конус с централен отвор), както и контактното взаимодействие между тях са причина за твърде сложна картина на напреженията в пакета. По тази причина, за да се обезпечи работоспособността им, се разчита само на проверочно изчисление по отношение на дебелината на дисковете (виж §5, т. 5.3.3). Същевременно се приема, че общата деформация на пакета се разпределя равномерно между дисковете.

Основна цел на настоящото изследване е да се получи по-реалистична картина на разпределение на напреженията и деформациите и на тази база, да се направи оценка за якостта на пружината и деформационния процес посредством нейната характеристика.

Обект на изследване е дискова пружина, чийто пакет е изграден в съответствие с показания на фиг. 5.2. Той се състои от 20 диска със следните размери: $d = 15 \text{ mm}$, $D/d = 2,5$, $H = 1,2 \text{ mm}$; $s = 1,2 \text{ mm}$.

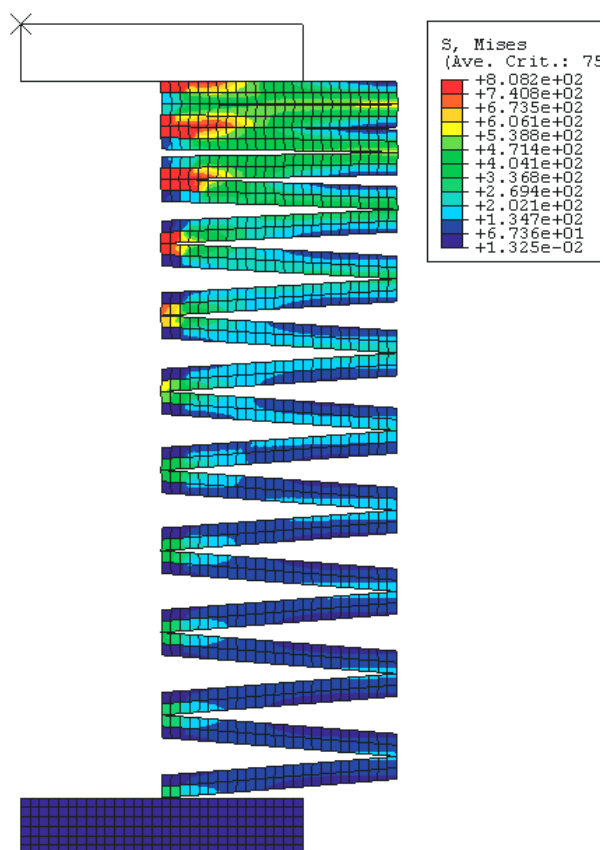
За материала на пружината е прието: модул на ъглови деформации $G = 85 \times 10^6 \text{ Pa}$, модул на лин. деформации $E = 2,17 \times 10^{11} \text{ Pa}$ и коефициент на Poisson $0,27$. Ефектът от уякчаване в материала след първия работен цикъл е отчетен посредством дефиниран тангенциален модул (поведението в пластичната област е ли-

неализирано). За тази цел е дефинирана табулирана функция на зависимостта $\sigma - \varepsilon$, както следва: за $\sigma = 800 \text{ MPa}$, $\varepsilon = 0$; за $\sigma = 1000 \text{ MPa}$ е прието $\varepsilon = 0,08$.

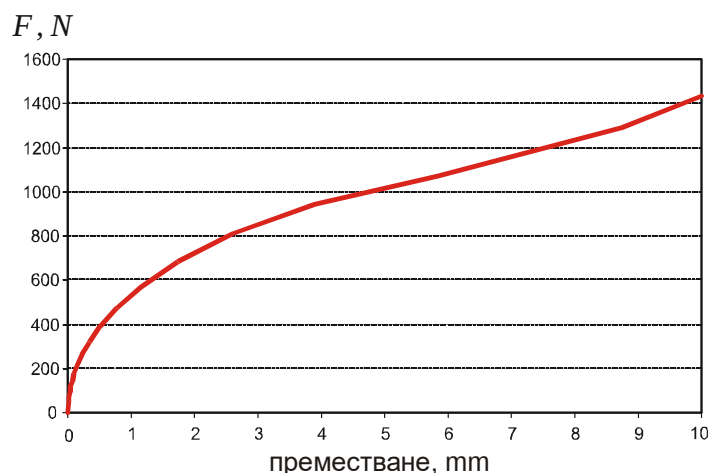
Поради геометрията на дисковете и характера на натоварване, крайно-елементният модел е 2D ососиметричен (фиг. 12.13). Натоварването на пружината (пружинната сила F) се получава като реакция в т.н. *Reference Point (RP)* на горната опора вследствие от приложено кинематично въздействие – зададено е преместване 10 mm по направление на оста на пружината чрез табулирана функция на псевдовремето. За тази цел горната опора е моделирана като идеално твърдо тяло. Взаимодействията между дисковете, както и тези с горната и долната опори, са дефинирани посредством зададен нормален и тангенциален контакт с коефициент на триене $\mu = 0,12$.

12.3.2. Крайно-елементни резултати

Разпределението на еквивалентните напрежения, съответстващи на максималната зададена деформация на пружината са показани на фиг. 12.14. Същевременно, се вижда, че деформацията на дисковете в пакета е неравномерна в осово направление – тя е най-интензивна в горната част на пакета, респ. горният диск е претърпял най-голяма деформация, а най-долният диск – най-малка. Очевидно, определящо значение за якостта на дисковата пружина имат най-горните 6 диска.



Фиг. 12.14. Разпределение на еквивалентните напрежения



Фиг. 12.15. Характеристика на пружината

Характеристиката на пружината е показана на фиг. 12.15. Забелязва се, че коравината на пружината е най-голяма при малки деформации.

12.3.3. Изводи

Резултатите от анализа могат да бъдат обобщени чрез следните изводи:

- Процесът на натоварване на дисковите пружини води до сложна и неравномерна картина на напрегнатото състояние по отношение на отделните дискове, като е налице значителен осов градиент. Най-натоварени са дисковете, от страната на които се прилага въздействието. Следователно, якостта на дисковите пружини се лимитира от крайните дискове;

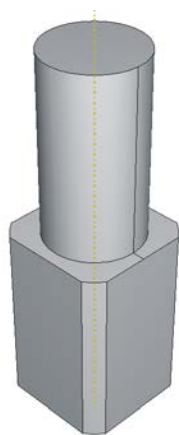
- Във всеки диск най-големите еквивалентни напрежения са локализирани около централния отвор. Причините за това са: от една страна деформацията там е най-интензивна, а от друга страна отворът сам по себе си е физически концентратор на напреженията;

- Деформациите по направление на оста на пакета се характеризират със значителен градиент – те са най-големи в дисковете, подложени на кинематично въздействие. Следователно, приемането, че общата деформация на пружината (пакета) се разпределя по равно между дисковете (виж §5, т. 5.3.3), не се потвърждава;
- На база на горните изводи може да се заключи, че товароносимостта на дисковите пружини може да се повиши чрез оптимизация на геометрията на дисковете, която да минимизира осовия градиент на деформацията. Същевременно, такъв подход може да доведе до редукция на броя на дисковете, респ. до икономия на относително скъпа стомана за тяхната изработка;
- Изследваната дискова пружина има подчертано нелинейна характеристика, която в обхвата на по-малките деформации може да бъде определена като регресионна (нисходяща крива). Чрез прилагане на числен подход може да се определи подходящата геометрия на дисковете при зададена характеристика.

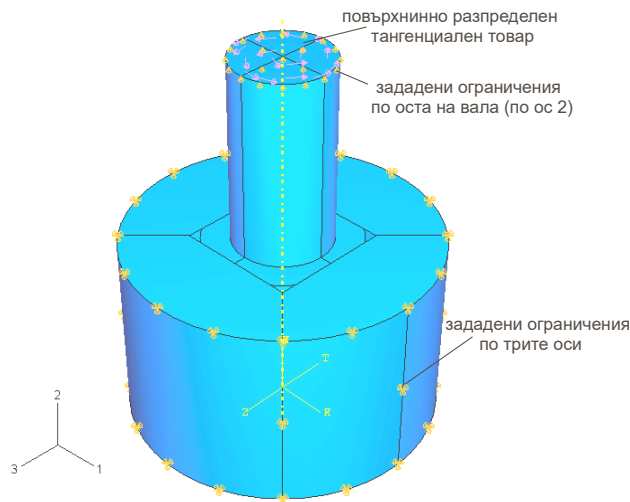
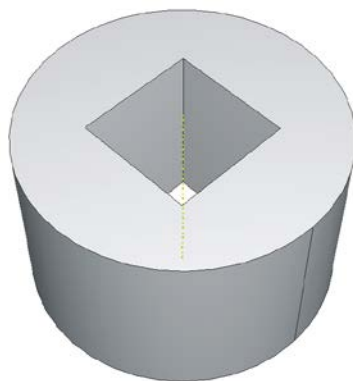
12.4. Четиристенно призматично съединение

12.4.1. Инженерен проблем

Четистенните профилни съединения са едни от най-разпространените профилни съединения поради относително по-лесното им изработване. При натоварването им (предаване на въртящ момент), се получава твърде сложна картина на напреженията в елементите. Поради тази причина за тях, както и за другите профилни съединения липсва методика за изчисление.



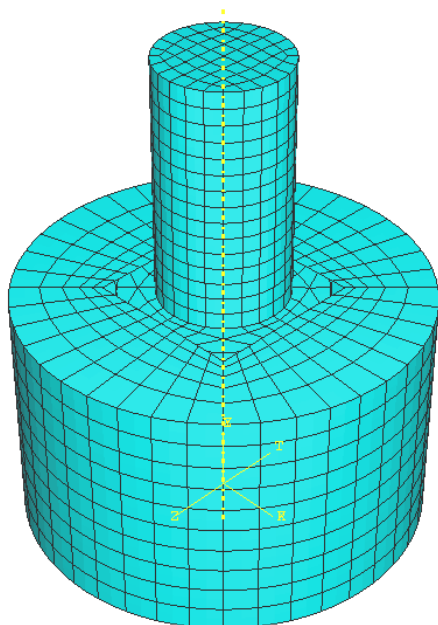
Фиг. 12.16. Геометрия на елементите



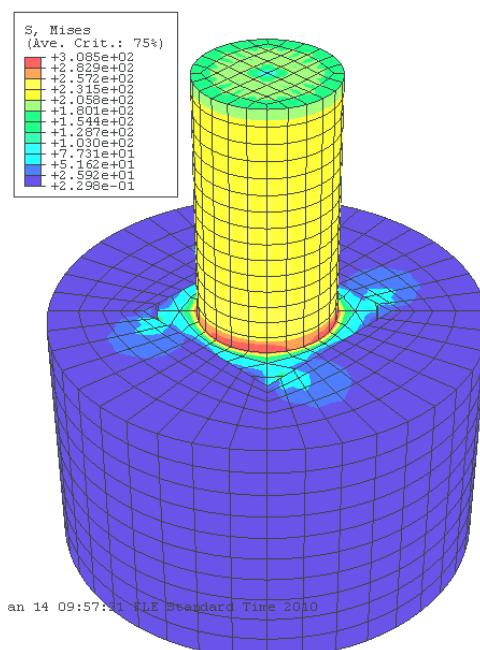
Фиг. 12.17. Силови и геометрични гранични условия

Обект на анализ е четистенно профилно съединение с големина на страната на квадрата 20 mm и дължина 30 mm . Приета е нулева хлабина между елементите. Геометрията на елементите – вал и главина, е показана на фиг. 12.16. На фиг. 12.17 са показани геометричните гранични условия (наложените ограничения) и силовите гранични условия на съединението. Приложеният към конзолния край на вала въртящ момент е симулиран чрез задаване на повърхнинно разпределен тангенциален товар с интензивност 100 N/mm^2 (фиг. 12.17), което е еквивалентно на въртящ момент с големина:

$$T = \frac{2}{3} \pi p r^3 = 107,233\text{ N m}.$$



Фиг. 12.18. Крайно-елементен модел

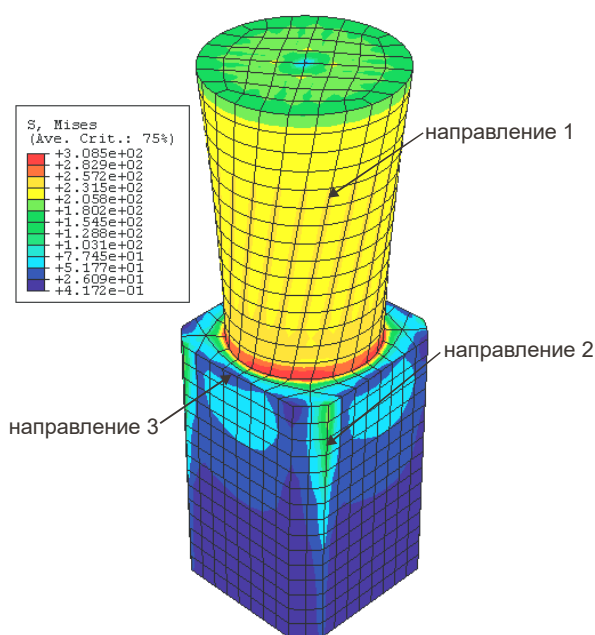


Фиг. 12.19. Разпределение на еквивалентните напрежения в съединението

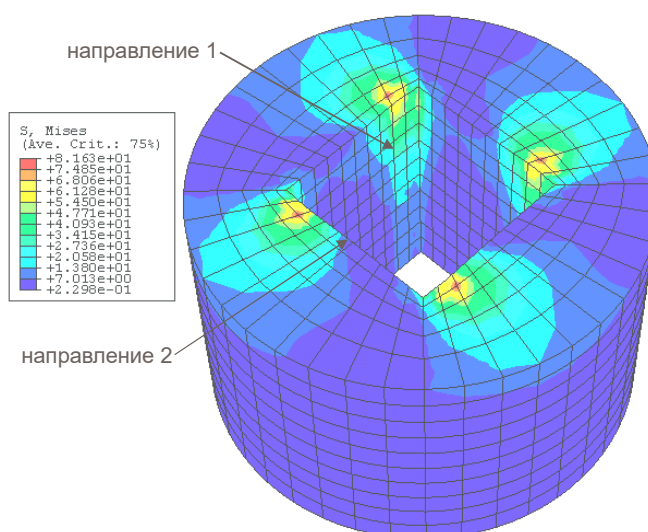
Елементите на съединението са изработени от стомана с модул на линейни деформации $E = 2 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ и коефициент на *Poisson* 0,3. С цел придобиване на информация за напрегнатото и деформирано състояние на елементите не само в напречно сечение, но и в осово направление, е разработен 3D модел (фиг. 12.18).

12.4.2. Крайно-елементни резултати

Еквивалентните напрежения в сглобената единица (съединението) са показани на фиг. 12.19, а тези във вала и главината – съответно на фиг. 12.20 и фиг. 12.21.



Фиг. 12.20. Разпределение на еквивалентните напрежения във вала

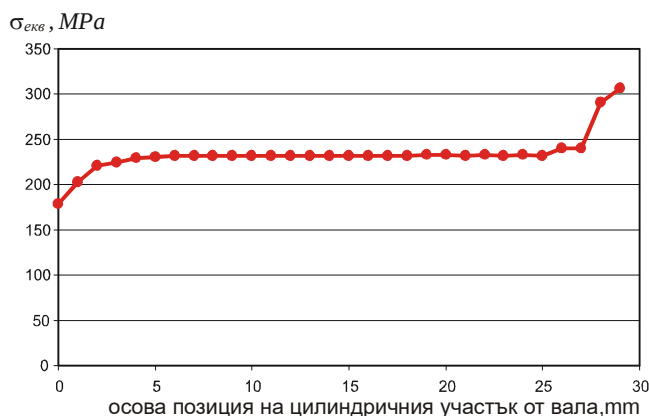


Фиг. 12.21. Разпределение на еквивалентните напрежения в главината

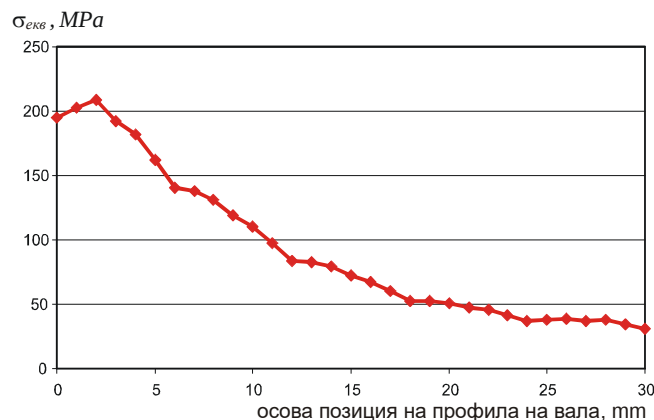
С оглед на получаване на оценка за еквивалентните напрежения в качествен и количествен аспект са построени графики за разпределението им в различни направления и за различни участъци от вала и главината.

На фиг. 12.22 е показано разпределението на еквивалентните напрежения по образуваща от цилиндричния участък на вала. Избрана е образуващата, съответстваща на диагонала на квадратния профил (на фиг. 12.20 е означена с направление 1). С цел по-добра визуализация на деформационния процес е показана деформираната форма – вижда се, че деформацията от усукване е по-силно изразена в цилиндричния участък от вала. Очевидно, в участъка на прехода между цилиндричния и профилния участъци еквивалентните напрежения са най-големи.

Разпределението на еквивалентните напрежения по направление на най-натоварения ръб от профила на вала 2 в осово сечение (направление 2) показва значителен осов градиент (фиг. 12.23). Непосредствено до цилиндричния участък от вала, напреженията са значителни (повече от 200 MPa), а в края на профилния участък са около 30 MPa .



Фиг. 12.22. Разпределение на екв. напрежения по образуваща от цил. участък на вала

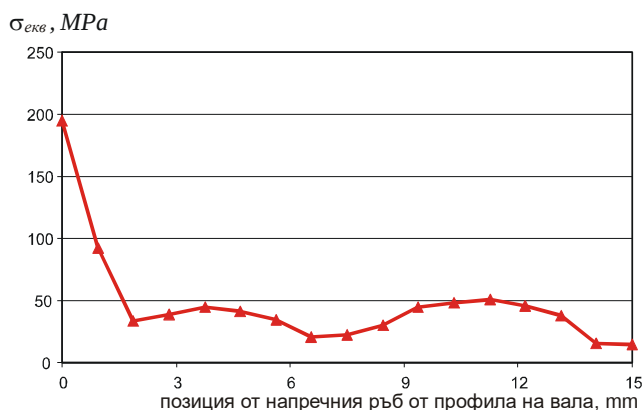


Фиг. 12.23. Разпределение на екв. напрежения от профила на вала в осово сечение

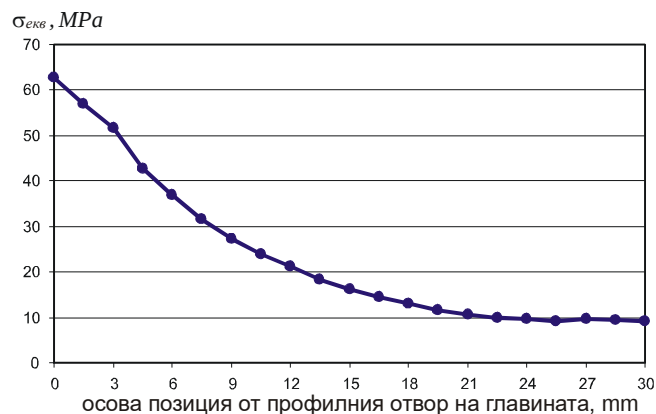
Силно неравномерно е разпределението на еквивалентните напрежения по ръб от напречното сечение на профилния участък на вала (фиг. 12.24). Резултатите са отчетени за най-натоварения ръб – непосредствено до прехода с кръглото сечение (на фиг. 12.20 е означено с „направление 3“). Както може да се очаква, този характер на разпределение на напреженията съответства на посоката на въртящия момент.

Разпределението на еквивалентните напрежения в главината се характеризира със значителна неравномерност – както в осово, така и в напречно сечение. Избрано е най-натовареното осово направление от вътрешните стени от профила на главината, резултатите за което са показани на фиг. 12.25 (на фиг. 12.21 е означено с направление 1). Налице е осов градиент, като еквивалентните напрежения постепенно намаляват в края на профилния участък от главината.

Значително по-неравномерно е разпределението на еквивалентните напрежения от главината по направление на ръб от квадратния ѝ отвор (фиг. 12.26) – на фиг. 12.21 е означено с направление 2. За разлика от напречното сечение на вала, който съдържа и дъги от окръжност, правилната квадратна форма на отвора в главината рефлектира в т.н. граничен ефект – в краищата на напречните ръбове напреженията нарастват поради локалната концентрация.



Фиг. 12.24. Разпределение на екв. напрежения от профила на вала в напречно сечение



Фиг. 12.25. Разпределение на екв. напрежения от профила на главината в осово сечение



Фиг. 12.26. Разпределение на екв. напрежения от профила на главината в напречно сечение

12.4.3. Изводи

На база на резултатите от проведения анализ, могат да бъдат направени следните изводи:

- Числените симулации са единствената възможност за анализ на напрегнатото и деформирано състояние в целия обем на елементите на различните видове профилни съединения, и на тази база – за оптимизация на геометрията им.
- Поради значителния осов градиент, призматичните и профилни съединения трябва да се моделират чрез 3D модели.
- Най-застрашена е зоната на преход от цилиндричен участък към участък с призматичен профил (тази зона представлява естествен концентратор на напреженията).
- Разпределението на еквивалентните напрежения в напречно сечение на профила се характеризира със значителна неравномерност, като най-големите стойности са локализирани около ръбовете.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арnaudов К. Б., Димитров И. П., Йорданов П. В., Лефтеров Л. С., Машинни елементи, С., Техника, 1980.
2. Балашев И. Л., Машинни елементи, 1 част – Въведение, съединения, елементи на движението. Габрово, Университетско издателство „Васил Априлов“, 2005.
3. Балашев И. Л., Машинни елементи, 2 част – Механични предавки. Габрово, Университетско издателство „Васил Априлов“, 2005.
4. Гавриленко В. А., Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М., Машиностроение, 1969.
5. Димчев Г., Захариев К., Машинни елементи – Част 1 Въведение. Съединения. „СОФТТРЕЙД“.
6. Димчев Г., Захариев К., Машинни елементи – Част 2 Елементи на движението. „СОФТТРЕЙД“.
7. Димчев Г., Захариев К., Машинни елементи – Част 3 Механични предавки. „СОФТТРЕЙД“.
8. Захариев К. и др. Лагерни възли с търкалящи лагери, С., Техника, 1986.
9. Иванов М. Н. Детали машин, М., Высшая школа, 1976.
10. Лефтеров Л. С., Балтаджиев А. В., Атанасов Ц. С. Съединители за валове Основни конструкции. С., Техника, 1986.
11. Максимов Й. Т., Дунчева Г. В., Анчев А. П. Компютърни методи за инженерен анализ. Книга 1. Линейна статика на гредови конструкции. Габрово, Екс-прес, 2008.
12. Максимов Й. Т., Дунчева Г. В., Анчев А. П. Компютърни методи за инженерен анализ. Книга 2. Линейна статика на негредови конструкции. Габрово, Екс-прес, 2008.
13. Максимов Й. Т., Дунчева Г. В., Анчев А. П. Компютърни методи за инженерен анализ. Книга 3. Устойчивост и линейна динамика. Габрово, Екс-прес, 2008.
14. Максимов Й. Т., Съпротивление на материалаите. Габрово, Експрес, 2009.
15. Ненов П., Андреев Д., Стаматов П., Димитров К., Спасов И. Машинни елементи Курсово проектиране. С., Техника, 1984.
16. Николов Н. Б., Димчев Г. Н., Захариев К. С., Петров И. Г., Маринов А. Б., Арnaudов К. Б. Ръководство за конструктивни упражнения по машинни елементи. С., Техника, 1992.
17. Решетов Д. Н., Детали машин, М., Машиностроение, 1989.
18. Стандарти по БДС, БДС ISO (указани в текста).
19. Христов Д. Г., Петков Г. П., Чавушян Н. К., Начев С. С., Проданов М. Н. Пресмятане и конструиране на машинни елементи. С., Техника, 1980.
20. Duncheva G. V., Investigations of the Impact of a Deviation in a Regular Geometrical Form in Longitudinal Direction on the Stressed State and the Load Carrying Capacity of Moulded Taper Joints, 3rd International Conference. Research and Development in Mechanical Industry RADMI 2003, 19 – 23 sept., Herceg Novi, Serbia and Montenegro, 2003, 1288 -1291.

СЪДЪРЖАНИЕ

Предговор	3
§1. Машиностроително проектиране и конструиране.	
Основни понятия и основни принципи	5
1.1. Основни понятия в машиностроителното конструиране	5
1.2. Същност и основни задачи на дисциплината Машинни елементи (МЕ)	5
1.3. Класификация на МЕ с общо предназначение	8
1.4. Основни изисквания към машиностроителните изделия	9
1.5. Видове натоварвания на МЕ	10
1.6. Основни критерии за работоспособност на МЕ	11
1.6.1. <i>Обемна якост при статични натоварвания</i>	11
1.6.2. <i>Якост при динамични натоварвания</i>	12
1.6.3. <i>Фактори, влияещи върху якостта</i> <i>при динамични натоварвания</i>	15
1.6.4. <i>Коефициент на сигурност при циклични натоварвания</i>	16
1.6.5. <i>Повърхностна (контактна) якост на МЕ</i>	17
1.6.6. <i>Критерии за коравина на МЕ</i>	20
1.6.7. <i>Износоустойчивост на МЕ</i>	21
§2. Разглобяеми съединения	22
2.1. Винтови (резбови) съединения	22
2.1.1. <i>Винтова линия. Геометрия на резбите</i>	22
2.1.2. <i>Силови съотношения между винта и гайката</i>	25
2.1.3. <i>Изчисляване на стеблото на винта (болта)</i> <i>при статично натоварване</i>	30
2.1.4. <i>Винтово съединение, подложено на динамично натоварване</i>	33
2.1.5. <i>Групови винтови съединения</i>	34
2.1.6. <i>Двигателни винтови съединения</i> <i>(предавателни механизми “винт-гайка”)</i>	36
2.1.7. <i>К.П.Д. на резбови съединения</i>	38
2.2. Съединения с клинови шпонки	39
2.2.1. <i>Условие за самозадържане</i>	40
2.2.2. <i>Видове съединения с клинови шпонки</i>	40
2.3. Шпонкови съединения	41
2.3.1. <i>Съединения с призматични шпонки</i>	42
2.3.2. <i>Съединения със сегментни шпонки</i>	43
2.4. Зъбни (шлицови) съединения	43
2.4.1. <i>Видове зъбни (шлицови) съединения</i>	44
2.4.2. <i>Центроване на зъбни съединения</i>	45
2.4.3. <i>Якостно пресмятане на шлицеви съединения</i>	45
2.5. Призматични и профилни съединения	47
2.5.1. <i>Призматични съединения</i>	47
2.5.2. <i>Профилни съединения</i>	47

§3. Полуосвождаеми (пресови съединения).....	49
3.1. Цилиндрични пресови съединения.....	49
3.1.1. <i>Обща характеристика. Видове</i>	49
3.1.2. <i>Връзка между стегнатост и налягане.</i> <i>Определяне на необходимото налягане</i>	50
3.1.3. <i>Напрежения в цилиндрични пресови съединения</i>	52
3.1.4. <i>Методика за проектиране на цилиндрични пресови съединения</i>	53
3.2. Конусни пресови съединения.....	55
3.2.1. <i>Обща характеристика</i>	55
3.2.2. <i>Товароносимост</i>	55
§ 4. Неразглобяеми съединения.....	56
4.1. Нитови съединения.....	56
4.1.1. <i>Обща характеристика</i>	56
4.1.2. <i>Видове нитови съединения</i>	57
4.1.3. <i>Специални конструкции нитове</i>	57
4.1.4. <i>Якостно пресмятане на здрави нитови съединения</i>	59
4.2. Заваръчни съединения.....	60
4.2.1. <i>Обща характеристика</i>	60
4.2.2. <i>Видове заваръчни съединения</i>	61
4.2.3. <i>Пресмятане на заваръчните съединения</i>	64
§ 5. Еластични елементи (Пружини).....	66
5.1. Обща характеристика	66
5.1.1. <i>Предназначение</i>	66
5.1.2. <i>Видове пружини</i>	66
5.1.3. <i>Материали за пружини</i>	67
5.2. Характеристики на пружините.....	68
5.3. Якостно и деформационно пресмятане	69
5.3.1. <i>Винтови цилиндрични пружини,</i> <i>подложени на статично натоварване</i>	69
5.3.2. <i>Листови пружини</i>	71
5.3.3. <i>Дискови (Белвелиеви) пружини</i>	72
5.3.4. <i>Системи от винтови цилиндрични пружини</i>	73
§ 6. Машинни елементи на движението.....	75
6.1. Оси и валове	75
6.1.1. <i>Обща характеристика. Видове</i>	75
6.1.2. <i>Материали за оси и валове</i>	76
6.1.3. <i>Критерии за работоспособност</i>	77
6.1.4. <i>Якостни пресмятания на валове и осите</i>	77
6.1.5. <i>Деформационни пресмятания на валове и осите</i>	81
6.1.6. <i>Критична ъглова скорост</i>	83
6.2. Лагери	86
6.2.1. <i>Обща характеристика. Видове</i>	86
6.2.2. <i>Плъзгащи лагери</i>	87
6.2.3. <i>Търкалящи лагери</i>	98
6.2.4. <i>Кинематика и динамика на търкалящи лагери</i>	102
6.2.5. <i>Разпределение на натоварването върху търкалящите тела</i>	103
6.2.6. <i>Материали за търкалящи лагери. Видове повреди</i>	104
6.2.7. <i>Изчисляване на търкалящи лагери</i> <i>(Избор на търкалящи лагери по каталог)</i>	105
6.2.8. <i>Схеми на лагеруване с търкалящи лагери</i>	109

§ 7. Съединители.....	112
7.1. Обща характеристика	112
7.1.1. Функционално предназначение	112
7.1.2. Видове механични съединители	112
7.2. Неподвижни съединители	113
7.2.1. Обща характеристика.....	113
7.2.2. Изчислителен въртящ момент.....	113
7.2.3. Втулков съединител.....	113
7.2.4. Дисков съединител.....	114
7.2.5. Съединител с челно радиално назъбване (съединител на Хирт)	116
7.3. Твърди компенсиращи съединители	117
7.3.1. Обща характеристика.....	117
7.3.2. Палцов компенсиращ съединител	117
7.3.3. Съединител с кръстата кулиса (Олдохамов съединител)	118
7.3.4. Карданов съединител (Шарнир на Хук)	120
7.3.5. Зъбен съединител	122
7.4. Еластични съединители	123
7.4.1. Общи сведения	123
7.4.2. Еластичен съединител с палци и гумени пръстени	125
7.4.3. Съединител с торообразен еластичен елемент (тип Перифлекс)	127
7.5. Управляеми съединители	127
7.5.1. Изисквания към управляемите съединители.....	127
7.5.2. Палцов съединител за синхронно включване	128
7.5.3. Триещи съединители	129
7.6. Самодействащи (автоматични) съединители	134
7.6.1. Видове самодействащи съединители.....	134
7.6.2. Предпазни съединители.....	134
7.6.3. Центробежни съединители.....	137
7.6.4. Съединители със свободен ход (изпреварващи съединители)	138
§ 8. Механични предавки – общи сведения.	
Еволвентни цилиндрични зъбни предавки	140
8.1. Механични предавки – общи сведения	140
8.1.1. Определение и класификация на механичните предавки.....	140
8.1.2. Основни силови и кинематични зависимости	141
8.2. Зъбни предавки – обща характеристика	143
8.2.1. Общи сведения и класификация на зъбните предавки.....	143
8.2.2. Основен закон на зъбното зацепване.....	145
8.2.3. Нееволвентни зъбни зацепвания	146
8.3. Еволвентно зацепване	148
8.3.1. Еволвента и нейните свойства	148
8.3.2. Геометрия на еволвентното зацепване	149
8.3.3. Основно свойство на еволвентното зацепване.....	153
8.3.4. Отсечка на зацепване	154
8.3.5. Коефициент на челно препокриване	154
8.3.6. Методи за изработване на цилиндрични еволвентни зъбни колела	155
8.3.7. Изходен контур и изходен произвеждащ контур.....	157
8.3.8. Подрязване на зъбите.....	158
8.3.9. Влияние на преходната крива върху товароносимостта на зъбите.....	159
§ 9. Модификации и корекции. Еволвентни цилиндрични зъбни предавки с наклонени зъби. Еволвентни цилиндрични зъбни предавки с вътрешни зъби. Цилиндрични зъбни предавки със зацепване	

на Вилдхабер-Новиков. Точност на зъбни предавки.	
Товароносимост на зъбни предавки.....	160
9.1. Модификации и корекции	160
9.1.1. Модификации на еволвентни зъбни предавки	160
9.1.2. Корекции чрез изместване.....	161
9.1.3. Видове зацепвания на цилиндрични еволвентни зъбни колела	163
9.1.4. Допустима област на коефициентите на изместване	168
9.2. Еволвентни цилиндрични зъбни колела с наклоннени зъби	168
9.2.1. Обща характеристика.....	168
9.2.2. Геометрични зависимости.....	169
9.2.3. Понятие за еквивалентно колело	171
9.2.4. Коефициент на препокриване	172
9.3. Еволвентни цилиндрични предавки с вътрешно зацепване.....	173
9.3.1. Общи сведения	173
9.3.2. Геометрични зависимости.....	174
9.3.3. Интерференции при вътрешно зацепване.....	174
9.3.3. Модификации и корекции. Товароносимост на предавката	176
9.4. Цилиндрични зъбни предавки със зацепване на Вилдхабер-Новиков	176
9.5. Точност на зъбните предавки	178
9.5.1. Показатели за геометрична точност.....	178
9.5.2. Показатели за точност на еволвентни цилиндрични зъбни предавки	180
9.5.3. Допуски на цилиндричните зъбни предавки.....	181
9.6. Товароносимост на цилиндрични зъбни предавки.....	183
9.6.1. Сили в зъбното зацепване.....	183
9.6.2. Повреди на зъбите. Критерии за работоспособност.....	184
9.6.3. Изчисляване на товароносимост на цилиндрични зъбни предавки	186
9.6.4. Материали за зъбни колела	191
9.6.5. К.П.Д. на зъбните предавки	192
§ 10. Зъбни предавки с пресичащи се, кръстосани и подвижни оси.....	193
10.1. Конусни зъбни предавки.....	193
10.1.1. Обща характеристика	193
10.1.2. Предавателно отношение.....	195
10.1.3. Еквивалентно цилиндрично колело.....	196
10.1.4. Геометрични параметри на конусни зъбни предавки с прави зъби.....	196
10.1.5. Сили в зацепването. Товароносимост на конусни зъбни предавки	298
10.2. Зъбни предавки с кръстосани оси	200
10.2.1. Винтови предавки	200
10.2.2. Хипоидни предавки	201
10.2.3. Червячни предавки	201
10.3. Планетни предавки (Предавки с подвижни оси)	209
10.3.1. Обща характеристика	209
10.3.2. Предимства и недостатъци. Приложение	211
10.3.3. Якостно изчисляване на планетните предавки.....	211
10.4. Вълнови предавки.....	212
10.4.1. Обща характеристика	212
10.4.2. Критерии за работоспособност.....	215
§ 11. Верижни, ремъчни и триещи предавки. Вариатори.....	216
11.1. Верижни предавки.....	216
11.1.1. Обща характеристика	216

11.1.2. Елементи на верижните предавки	217
11.1.3. Предавателно отношение и неговото изменение	219
11.1.4. Геометрични зависимости	221
11.1.5. Сили във верижните предавки.....	221
11.1.6. Изчисляване на верижните предавки.....	222
11.2. Ремъчни предавки	223
11.2.1. Обща характеристика	223
11.2.2. Елементи на ремъчните предавки	224
11.2.3. Геометрични зависимости	227
11.2.4. Плъзгане в ремъчните предавки. Ъгли на плъзгането и на относителния покой. Сили в предавката.....	228
11.2.5. Коефициент на приплъзване. Предавателно отношение	230
11.2.6. Напрежения в ремъците.....	231
11.2.7. Коефициент на теглене. Теглителна характеристика.....	232
11.2.8. Методика за избор на плоски ремъци.....	233
11.2.9. Избор на клинови ремъци	234
11.2.10. Избор на многоклинови ремъци	238
11.2.11. Избор на зъбни ремъци	239
11.3. Триещи (фрикционни) предавки	243
11.3.1. Обща характеристика	243
11.3.2. Предавателно отношение.....	244
11.3.3. Притискателни устройства.....	245
11.3.4. Материали за триещи колела.....	246
11.3.5. Сили в триещите предавки.....	246
11.3.6. Изчисляване на товароносимост.....	247
11.4. Вариатори.....	248
11.4.1. Обща характеристика	248
11.4.2. Видове вариатори.....	248
§ 12. Приложение на метод на крайните елементи за анализ на машинни елементи	251
12.1. Надлъжно пресово съединение	251
12.1.1. Инженерна задача.....	251
12.1.2. Крайно-елементни резултати	252
12.1.3. Изводи.....	254
12.2. Винтова цилиндрична пружина.....	254
12.2.1. Инженерен проблем.....	254
12.2.2. Крайно-елементни резултати	256
12.2.3. Изводи.....	257
12.3. Дискова (Белвелиева) пружина	258
12.3.1. Инженерен проблем.....	258
12.3.2. Крайно-елементни резултати	259
12.3.3. Изводи.....	259
12.4. Четиристенно призматично съединение	260
12.4.1. Инженерен проблем.....	260
12.4.2. Крайно-елементни резултати	261
12.4.3. Изводи.....	263
Литература	264