

Konštruovanie strojových súčiastok

prof. Ing. Robert Grega, PhD.

doc. Ing. Martin Mantič, PhD.

**Konštruovanie strojových
súčiastok**

Technická univerzita v Košiciach

2022

Konštruovanie strojových súčiastok

Pod'akovanie

Pod'akovanie patrí grantovej agentúre KEGA, ktorá prostredníctvom projektu: Implementácia moderných edukačných prístupov pri konštruovaní prevodových mechanizmov, 029TUKE-4/2021, podporila vydanie tejto učebnice.

Lektori:

doc. Ing. Štefan Gašpár, PhD.

doc. Ing. František Brumerčík, PhD.

© Robert Grega, 2022

Konštruovanie strojových súčiastok

Obsah

Zoznam symbolov a skratiek	7
1 Zásady konštruovania strojových súčiastok	9
1.1 Konštruktérske metódy	10
1.1.1 Metódy intuitívneho spôsobu tvorivého myslenia	13
1.1.2 Metódy systematického spôsobu tvorivého myslenia	14
1.1.3 Metódy normatívneho spôsobu tvorivého myslenia	15
1.2 Legislatívne rámce EU pre konštruovanie strojových súčiastok	16
2 Navrhovanie strojových súčiastok	22
2.1 Metóda dovolených napätí súčiastky	25
2.1.1 Základné pevnostné podmienky pre rôzne druhy namáhania strojových súčiastok	31
2.1.2 Viacosá napätosť pre húževnaté materiály	34
2.1.3 Prehľad najpoužívanějších hypotéz pri výpočte redukovaného napätia	36
2.2 Metóda dovolených zaťažení súčiastky	38
2.3 Metóda medzných stavov strojových súčiastok	39
2.3.1 Metódy únavovej životnosti	42
2.3.1.1 Napäťová životnostná metóda	43
2.3.1.2 Metóda deformačnej životnosti	45
2.3.1.3 Metóda lomovej mechaniky	48
2.3.2 Stanovenie medze únavy	48
2.3.3 Únavová pevnosť	50
2.3.4 Faktory ovplyvňujúce medzu únavy	52
2.3.5 Koncentrácia napätia a citlivosť na vrub	53
2.4 Charakterizovanie premenlivého zaťaženia	56
2.4.1 Druhy premenlivého napätia	57
2.5 Kritériá únavovej poruchy pre premenlivé zaťaženie	60
2.5.1 Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu	61

Konštruovanie strojových súčiastok

2.6 Výpočet miery bezpečnosti	70
2.7 Metóda kontaktnej únavovej pevnosti súčiastky	74
3 Skrutkové spoje	76
3.1 Závity	76
3.2 Spojovacie elementy skrutkového spoja	79
3.3 Silové pomery v skrutke	85
3.4 Účinnosť skrutiek	90
3.5 Moment potrebný pre utiahnutie skrutky	91
3.6 Namáhanie skrutkových spojov bez predpätia	93
3.6.1 Skrutkový spoj namáhaný osovou silou – spoj je vyhotovený v nezaťaženom stave	94
3.6.2 Skrutkový spoj namáhaný osovou silou – spoj je vyhotovený v zaťaženom stave	94
3.6.3 Namáhanie skrutky prídavným ohybom	95
3.6.4 Namáhanie skrutiek silou kolmou na jej os	96
3.6.5 Iné konštrukčné riešenia skrutkových spojov	97
4 Skrutky s predpäťím	100
4.1 Určenie deformačných konštánt spoja	101
4.2 Konštrukcia deformačného diagramu skrutkového spoja	102
4.3 Skrutkové spoje s predpäťím v prevádzke s premenlivou pracovnou silou	104
5 Návrh skrutkových spojov podľa normy Eurokód 3	108
5.1 Kategórie skrutkových spojov	108
5.1.1 Spoje namáhané šmykom	108
5.1.2 Spoje namáhané ťahom	109
5.2 Rozmiestnenie dier pre skrutky a nity	111
5.3 Návrhová odolnosť skrutiek a nitov	113
5.4 Skupina spojovacích prostriedkov	117
5.5 Dlhé spoje	117

Konštruovanie strojových súčiastok

5.6	Trecie spoje so skrutkami pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9	118
5.6.1	Návrhová odolnosť proti preklzu	118
5.6.2	Kombinácia ťahu a šmyku	119
5.6.3	Hybridné spoje	120
5.7	Oslabenie dierami pre spojovacie prostriedky	120
5.7.1	Navrhovanie proti vytrhnutiu bloku skrutkového spoja	120
5.7.2	Uholníky pripojené jedným ramenom a iné nesymetricky pripojené ťahané prúty	122
5.7.3	Prípojné uholníky	123
5.8	Sily spôsobené páčením	124
5.9	Rozdelenie síl medzi spojovacie prostriedky v medznom stave únosnosti	124
6	Tvarové spájanie strojových súčiastok	125
6.1	Kolíky a spojovacie perá	125
6.2	Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou kolíka	128
6.2.1	Priečny kolík	128
6.2.2	Pozdĺžny kolík	132
6.3	Spojenia hriadeľa s nábojom pomocou pera	134
6.4	Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou kotúčového pera	136
6.5	Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou žliabkovania	138
6.6	Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou polygónového a hranolového spoja	140
6.7	Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou klina	143
6.7.1	Sila potrebná na narazenie klina	146
6.8	Čapové spoje	149
6.9	Návrh čapových spojov podľa normy Eurokód 3	151
6.9.1	Všeobecne	151
6.9.2	Navrhovanie čapov	153

Konštruovanie strojových súčiastok

7 Silové spájanie strojových súčiastok	155
7.1 Nalisované spoje	155
7.1.1 Základné používané pojmy pri lícovaní	155
7.2 Napätie a únosnosť v nalisovanom spoji	158
7.2.1 Napätie v náboji	160
7.2.2 Napätie v dutom hriadeli	161
7.2.3 Únosnosť nalisovaného spoja	163
7.2.4 Montáž nalisovaných spojov	164
7.3 Zverné spoje hriadeľa a náboja	166
7.3.1 Delený náboj	166
7.3.2 Rozrezaný náboj	169
7.4. Kuželový náboj	170
7.5 Zverný spoj s kuželovým puzdrom	172
Použitá literatúra	177

Konštruovanie strojových súčiastok

Zoznam symbolov a skratiek

k, n	bezpečnosť	-
σ	normálové napätie	Pa, MPa
τ	šmykové napätie	Pa, MPa
p	napätie v tlaku	Pa, MPa
σ_{red}	redukované napätie	Pa, MPa
σ_c	medza únavy skúšobnej vzorky	Pa, MPa
σ_c^*	medza únavy skutočnej súčiastky	Pa, MPa
σ_N	nebezpečné napätie	Pa, MPa
σ_D	dovolené napätie	Pa, MPa
m	hmotnosť	kg
M_k	krútiaci moment	N.m
M_o	ohybový moment	N.m
M_T	trečí moment	N.m
E	modul pružnosti v ťahu	Pa, MPa
G	modul pružnosti v šmyku	Pa, MPa
d, D	priemer	m, mm
l, L	dĺžkový rozmer	m, mm
F	sila	N
F_Q	sila predpätia	N
ϵ	pomerné predĺženie	-
μ	Poissonova konštanta (číslo)	-
S	plocha, prierez	m ² , mm ²
W	prierezový modul	m ³ , mm ³
f	súčiniteľ trenia	-
N	počet cyklov	-
P	rozstup závitů	m, mm
$\gamma, \beta, \alpha, \varphi$	uhol	°

Konštruovanie strojových súčiastok

a,b,c,h	rozmer	m, mm
T, t	tolerancia	mm, μm
i	počet	-

Zoznam dolných indexov

N	normálová
t	tangenciálna
T	trecí
r	radiálna
A	axiálna
h	horná
n	dolná
m	stredná
a	amplitúda
1,2,3	poradové číslo
o	ohyb
k	krútenie
t	ťah
s	strih
D	dovolený

Konštruovanie strojových súčiastok

1 Zásady konštruovania strojových súčiastok

Konštruovanie strojových súčiastok je možné realizovať dvoma základnými spôsobmi. V prípade prvého spôsobu, ktorý nazývame návrh, dizajn alebo dimenzovanie, je tvar, rozmery, materiál súčiastky stanovený na základe výpočtu z požadovaných skutočných vlastností.

V prípade druhého spôsobu, ktorý nazývame kontrola je tvar, rozmery, materiál súčiastky stanovený na základe požadovanej funkčnosti alebo na základe technického predpisu (norma, smernica, zákon) a následne sú kontrolované jej skutočné vlastnosti. Druhý spôsob sa uplatňuje aj pri riešení konkrétneho vzniknutého problému alebo poruchy počas prevádzky súčiastky.

Konštruovanie musí byť cieľené k vytvoreniu produktu – súčiastky (zostavy, podzostavy), čo má fyzickú realitu. Vytvorený produkt musí spĺňať podmienky:

- funkčnosti,
- bezpečnosti,
- spoľahlivosti,
- konkurencieschopnosti,
- účelnosti a použiteľnosti,
- vyrobiteľnosti.

Konštruovanie je inovatívny, rozhodovací a vysoko iteračný proces. Rozhodnutia sa niekedy musia robiť s príliš malým počtom informácií, občas so správnym množstvom informácií alebo s nadbytkom čiastočne protichodných informácií. Rozhodnutia sa niekedy prijímajú predbežne, s vyhradeným právom na úpravy, keď sa dozviete viac. Jedná sa o to, že konštruktér musí byť osobne spokojný s rolou rozhodovania a riešenia problémov.

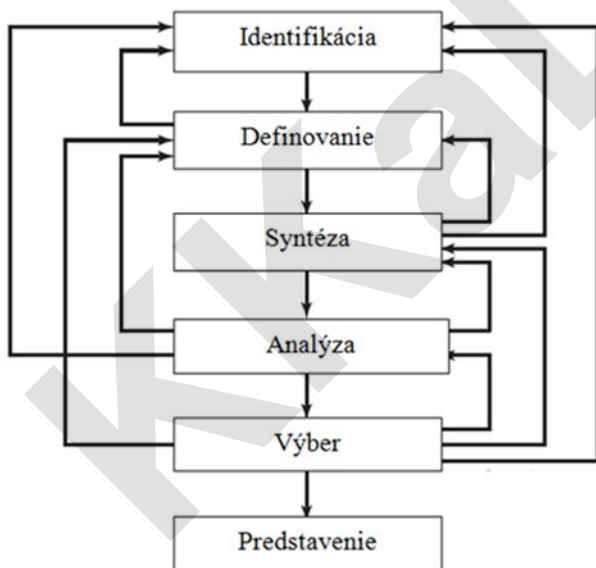
Osobnostné tvorivé schopnosti konštruktéra, jeho komunikačné schopnosti a zručnosti pri riešení konštrukčných úloh musia byť podporené znalosťami v oblasti materiálového inžinierstva, výrobných technológií, metód merania, metód inžinierskeho experimentu a legislatívnymi rámcami.

Konštruovanie strojových súčiastok

1.1 Konštruktérske metódy

Tvorivý proces konštruktéra pri riešení úloh je možné charakterizovať ako fázy analýzy a syntézy obr.1.1. Jedná sa o fázy:

- Identifikácia: v tejto fáze je potrebné identifikovať problém a porozumieť mu,
- Definovanie: v tejto fáze stanovíme kritéria rozhodovania,
- Analýza: analyzujeme problém - neprijímame rozhodnutia,
- Syntéza: kompletizujeme poznatky a navrhujeme aj variantné riešenia,
- Výber: vyberieme a verifikujeme najvhodnejšieho riešenia,
- Predstavenie: s výsledným riešením je oboznámený zadávateľ.



Obr.1.1 Prepojenie fáz konštruovania

Proces konštruovania obr.1.1 začína identifikáciou potreby a rozhodnutím s tým niečo urobiť. Po mnohých opakovaníach sa proces končí predstavením plánov na uspokojenie potreby. V závislosti na povahe projektovej úlohy sa môže počas životnosti produktu od začiatku do jeho ukončenia opakovať niekoľko fáz návrhu. Identifikácia potreby spravidla začína procesom návrhu. Uznanie potreby a formulovanie potreby často predstavuje veľmi tvorivý akt, pretože tou potrebou môže byť iba neurčitá nespokojnosť, pocit nepokoja alebo pocit, že niečo nie je v poriadku.

Konštruovanie strojových súčiastok

Potreba často nie je vôbec zrejmalá; potreba môže byť vyvolaná konkrétnou nepriaznivou okolnosťou alebo súborom náhodných okolností, ktoré vzniknú takmer súčasne. Napríklad potreba niečo urobiť s prevodovkou môže byť indikovaná úrovňou hluku, zmenami v teplote prevodovky, alebo potrebou zmeny priestorového usporiadania. Medzi tvrdením o potrebe a definíciou problému je zreteľný rozdiel. Definícia problému je konkrétnejšia a musí obsahovať všetky špecifikácie objektu, ktorý sa má navrhnuť. Špecifikáciami sú vstupné a výstupné veličiny, vlastnosti a rozmery priestoru, ktorý musí objekt zaberat', a všetky obmedzenia týchto veličín. Objekt, ktorý má byť navrhnutý, nemôžeme považovať za niečo v čiernej skrinke. V tomto prípade musíme určiť vstupy a výstupy prevodovky spolu s jej charakteristikami a obmedzeniami. Špecifikácie definujú náklady, počet, ktorý sa má vyrobiť, predpokladanú životnosť, rozsah, prevádzkovú teplotu a spoľahlivosť. Medzi špecifikované vlastnosti patria rýchlosti, výkon, teplotné obmedzenia, maximálny dojazd, očakávané odchýlky premenných, rozmerové a hmotnostné obmedzenia atď.

Existuje veľa implicitných špecifikácií, ktoré vychádzajú buď z konkrétnych podmienok prostredia alebo z povahy samotného problému. Dostupné výrobné procesy spolu so zariadeniami určitého závodu predstavujú obmedzenia slobody dizajnéra, a preto sú súčasťou implicitných špecifikácií. Môže sa stať, že napríklad malý závod nevlastní stroje na spracovanie za studena. S týmto vedomím môže návrhár zvoliť iné spôsoby spracovania kovov, ktoré je možné v závode vykonávať. Implicitné obmedzenia predstavujú aj dostupné pracovné zručnosti a konkurenčná situácia. Všetko, čo obmedzuje slobodu výberu dizajnéra, je prekážkou. Mnoho materiálov a ich rozmerov je uvedených napríklad v katalógoch dodávateľov, ale nie všetky sú ľahko dostupné a často sa vyskytujú nedostatky. Syntéza schémy spájajúcej možné prvky systému sa niekedy nazýva vynález koncepcie alebo koncepcného návrhu. Toto je prvý a najdôležitejší krok v úlohe syntézy. Je potrebné navrhnuť, preskúmať a kvantifikovať rôzne schémy, pokiaľ ide o zavedené postupy. S postupujúcim vývojom schémy je potrebné vykonať analýzy, aby sa zistilo, či je výkon systému uspokojivý alebo lepší a či je uspokojivý, ako dobre bude fungovať. Systémové schémy, ktoré neprežijú analýzu, sú revidované, vylepšené alebo vyradené. Tie, ktoré majú potenciál, sú

Konštruovanie strojových súčiastok

optimalizované tak, aby mali najlepší výkon, ktorý schéma umožňuje. Konkurenčné schémy sa porovnávajú tak, aby bolo možné zvoliť cestu vedúcu k najkonkurencieschopnejšiemu produktu. Obr.1.1 ukazuje, že syntéza, analýza a optimalizácia spolu úzko a iteračne súvisia. Môžeme teda syntetizovať niekoľko komponentov systému, analyzovať ich a optimalizovať a vrátiť sa k syntéze, aby sme zistili, aký vplyv to má na zvyšné časti systému. Napríklad návrh systému na prenos sily vyžaduje pozornosť návrhu a výberu jednotlivých komponentov (napr. ozubených kolies, ložísk, hriadeľa). Ako to však v konštruovaní často býva, tieto komponenty nie sú nezávislé. Aby bolo možné navrhnuť hriadeľ, je potrebné poznať zaťažujúce sily. Ak sa sily prenášajú prostredníctvom ozubených kolies, je potrebné poznať špecifikáciu prevodových stupňov, aby sa mohli určiť sily, ktoré sa budú prenášať na hriadeľ. Je zrejmé, že je potrebné urobiť hrubé odhady, aby bolo možné pokračovať v procese, doladovať a opakovať, kým sa nezíska konečný návrh, ktorý je uspokojivý pre každú jednotlivú súčasť, ako aj pre celkové konštrukčné špecifikácie. V celom procese sa navyše budeme zaoberať týmto procesom pre prípadovú štúdiu návrhu prenosu energie. Analýza aj optimalizácia si vyžadujú, aby sme vytvorili alebo navrhli abstraktné modely systému, ktoré pripúšťajú určitú formu matematickej analýzy. Tieto modely nazývame matematické modely. Pri ich vytváraní dúfame, že nájdeme taký, ktorý bude veľmi dobre simulovať skutočný fyzický systém. Ako je znázornené na obr.1.1, výber je významnou fázou celého procesu návrhu. Výber je konečným dôkazom úspešného návrhu a zvyčajne zahŕňa testovanie prototypu v laboratóriu. Tu by sme chceli zistiť, či konštrukcia skutočne vyhovuje potrebám. Nepochybne veľa skvelých návrhov, vynálezov a tvorivých diel nebolo uvedených do praxe, jednoducho preto, lebo autori neboli schopní alebo ochotní správne vysvetliť svoje návrhy ostatným. Prezentácia je dôležitou fázou konštruovania. Konštruktér sa pri predstavovaní nového riešenia administratívnym, riadiacim alebo dozorným osobám snaží odprezentovať alebo dokázať, že navrhované riešenie je najlepšie. Pokiaľ nie je prezentácia úspešná, bol čas a úsilie vynaložené na získanie riešenia z veľkej časti premrhaný.

Konštruovanie strojových súčiastok

Konštruovanie strojových súčiastok je vysoko tvorivý proces, v ktorom nie je možné postupovať podľa jediného všeobecného predpisu, do ktorého budú umiestňované konkrétne požiadavky a podmienky. Je však možné si osvojiť určité pravidlá konštruovania, ktoré urýchľujú proces a vytvárajú overené metódy konštruovania. Metódy konštruovania sa stále zlepšujú, inovujú a vyvíjajú. K základným metódam patria:

- Intuitívne metódy.
- Systematické metódy.
- Normalizačné a zákonom definované metódy a postupy.

1.1.1 Metódy intuitívneho spôsobu tvorivého myslenia

- sú to stavy alebo okamihy náhleho riešenia problémov, ktorých podstatou je prejav dialektického zákona zmeny kvantity do kvality v množine informácií uložených v podvedomí,
- podstatou intuície je teda množina informácií zatiaľ nezatriedených a uložených v podvedomí tvoriaceho pracovníka, ktorá sa získava často viacročnou usilovnou prácou na probléme a dôkladným štúdiom teórie danej problematiky,
- podmienená intuícia = intuícia, obvykle prichádzajúca vo chvíľach pokoja alebo oddychu,
- navodená intuícia = podstata skupinových metód intuitívneho spôsobu tvorivosti, pri ktorých vznikajú nové nápady ako reflex provokovaného podvedomia a myslenia.

Hlavné metódy podporujúce intuitívne myslenie:

- a) brainstorming:
 - „burza nápadov“,
 - využíva ho jednotlivec (individuálny brainstorming) alebo kolektív (skupinový brainstorming),

Konštruovanie strojových súčiastok

- podstatou metódy sú asociácie jednotlivcov stimulované podnetmi inými členmi skupiny, tzn. ak člen skupiny vymyslí nový nápad, automaticky stimuluje predstavivosť tímu na vytváranie ďalších nápadov.
- b) metóda Gordona
 - modifikácia brainstormingu,
 - zabezpečuje, aby nevznikla bariéra stereotypného myslenia, stanoví sa, problém riešenia veľmi všeobecnou formuláciou,
 - dosahujú sa obzvlášť originálne a progresívne riešenia,

Zásady a princípy metód intuitívneho myslenia:

- zásada odloženého úsudku,
- zásada čo najväčšieho počtu námetov,
- zásada priaznivej psychologickéj atmosféry,
- zásada „dočasného suspendovania zdravého úsudku“.

Nedostatky metód intuitívneho myslenia:

- pravdepodobnosť, že sa nájde vhodné riešenie je menšia ako pri systematických metódach tvorivého myslenia,
- výsledky obsahujú veľké percento chýb a nesprávnych riešení,
- nezaručujú, že sa dosiahli všetky možné riešenia a že vhodnejšie riešenie už neexistuje.

1.1.2 Metódy systematického spôsobu tvorivého myslenia

- podstatou je systematické myslenie, ktoré vychádza zo súčasného stavu vedeckého poznania javov a procesov a z logiky zákonitosti vývoja analyzovaných problémov,
- spoločným metodickým základom sú vedecké metódy poznania:
 - a) analýza: myšlienkové rozčlenenie objektov na jeho prvky, vymedzenie určitých znakov a ich samostatné skúmanie,

Konštruovanie strojových súčiastok

- b) syntéza: myšlienkové spojenie javov alebo predmetov do celku, tvoriac obraz reálnej skutočnosti,
- c) abstrakcia a zovšeobecnenie: myšlienkové vymedzenie určitých vlastností javov alebo objektov pri ponechaní ostatných znakov bez preskúmania,
- d) konkretizácia: postup, pri ktorom sa všeobecné pojmy, znaky a vzťahy určujú do konkrétneho charakteru,
- e) indukcia a dedukcia: indukcia je úsudok smerujúci od zvláštnych prípadov k všeobecnému poznatku, naopak dedukcia si na základe všeobecného poznatku vyvodzuje určité súvislosti nutné pre konkrétny prípad,

Hlavné metódy systematického spôsobu myslenia:

- a) kontrolný systém otázok,
- b) metóda bezprostrednej aplikácie,
- c) metóda porovnávania funkcií,
- d) metóda porovnávania podrobností,
- e) metóda agregácie,
- f) metóda dimenzovania,
- g) metóda kinematického obrátenia,
- h) metóda agregácie a desagregácie funkcií,
- i) metóda kombinácie,
- j) morfológická metóda,
- k) metóda kombinácií a interakcií.

1.1.3 Metódy normatívneho spôsobu tvorivého myslenia

- opak systematického spôsobu tvorivého myslenia,
- vychádza z vytýčenia budúcich cieľov, potrieb a požiadaviek, ale vracia sa postupne späť k súčasnej úrovni znalostí a súčasnému stupňu poznania,
- ide o metódy funkčnej analýzy, systémovej analýzy a sieťovej techniky.

Konštruovanie strojových súčiastok

1.2 Legislatívne rámce EU konštruovania strojov a strojových súčiastok

Európska únia (EU) prevádzkuje vnútorný (jednotný) trh, ktorý umožňuje voľný pohyb tovaru, kapitálu, služieb a osôb medzi jej členskými štátmi. Všeobecne definovaný právny rámec pre všetky produkty v rámci EÚ, teda aj stroje, je označovaný ako Smernica Európskeho parlamentu a Rady 2001/95/ES z 3. decembra 2001 o všeobecnej bezpečnosti výrobkov. Členské štáty EÚ musia implementovať tieto smernice do svojich národných právnych predpisov.

Cieľom týchto predpisov je zabezpečiť takú úroveň ochrany, aby pravdepodobnosť ohrozenia, nehody alebo poranenia bola čo najnižšia alebo až nulová. Ich kľúčovou úlohou je zabezpečiť, vytvoriť a udržiavať také pravidlá pre umiestňovanie produktov na spoločný trh EÚ obr.1.2, aby v osobnom, ako aj pracovnom živote človeka bola zaistená maximálna miera predchádzania nebezpečným situáciám pri ich používaní.

Dve smernice EÚ sa priamo dotýkajú požiadaviek na bezpečnosť a ochranu zdravia pri používaní strojových zariadení:

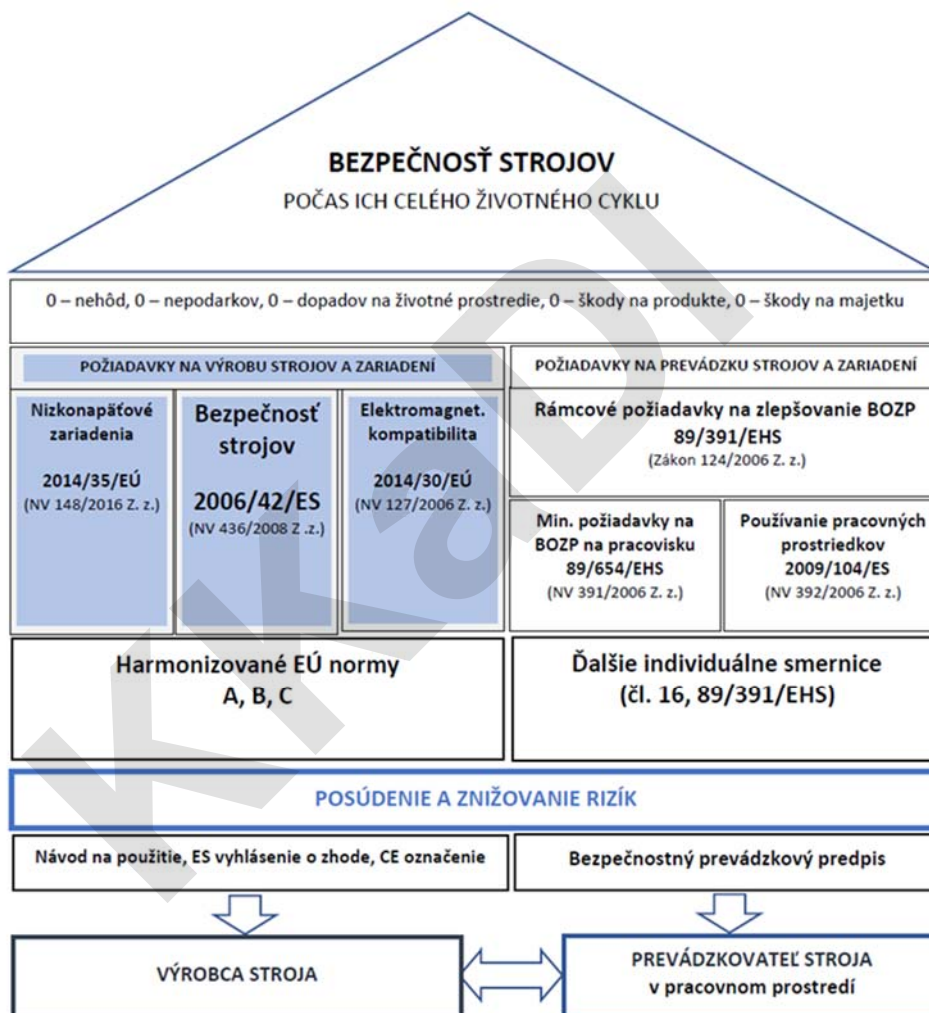
1. Smernica Európskeho parlamentu a Rady 2006/42/ES zo 17. mája 2006 o strojových zariadeniach a o zmene a doplnení smernice 95/16/ES – tzv. „smernica o strojoch“.
2. Smernica Európskeho parlamentu a Rady 2009/104/ES zo 16. septembra 2009 o minimálnych požiadavkách na bezpečnosť a ochranu zdravia pri používaní pracovných prostriedkov pracovníkmi pri práci (druhá samostatná smernica v zmysle článku 16 ods. 1 smernice 89/391/EHS) – pôvodne pod ozn. 89/655/EHS2.

Smernica o strojoch je doplnená o ďalšie „technické smernice“, ktoré vytvárajú spolu komplexný rámec pre splnenie požiadaviek na bezpečnosť a ochranu zdravia (BOZP) pri práci. Ide o:

- 1a) Smernicu Európskeho parlamentu a Rady 2014/30/EÚ z 26. februára 2014 o harmonizácii právnych predpisov členských štátov vzťahujúcich sa na elektromagnetickú kompatibilitu (prepracované znenie).
- 1b) Smernicu Európskeho parlamentu a Rady 2014/35/EÚ z 26. februára 2014 o harmonizácii právnych predpisov členských štátov týkajúcich sa prístupnosti

Konštruovanie strojových súčiastok

elektrického zariadenia určeného na používanie v rámci určitých limitov napätia na trhu.



Obr.1.2 Súhrn legislatívnych požiadaviek na stroje [19]

Každý producent (výrobca) strojov a strojných zariadení, ktorý chce umiestňovať svoje výrobky na trhoch EÚ je povinný ich konštruovať v zhode so základnými požiadavkami Európskej únie. V praxi to znamená, že je povinný vykonať posúdenie rizík už vo fáze návrhu (konceptu) stroja a až na základe tohto posúdenia priradiť adekvátne opatrenia (alebo aj bezpečnostné funkcie), ktoré v maximálne

Konštruovanie strojových súčiastok

možnej miere sú schopné predchádzať vzniku úrazu alebo poškodeniu zdravia vo všetkých etapách životného cyklu stroja (od výroby až po jeho likvidáciu) obr.1.2.

Ak sú splnené všetky požadované podmienky, výrobca aplikuje podľa požiadaviek Smernice o strojoch postup vyhlásenia o zhode a označí stroj skratkou CE (fr. Conformité Européenne). Medzi zariadenia, ktoré sú predmetom tejto smernice, patria:

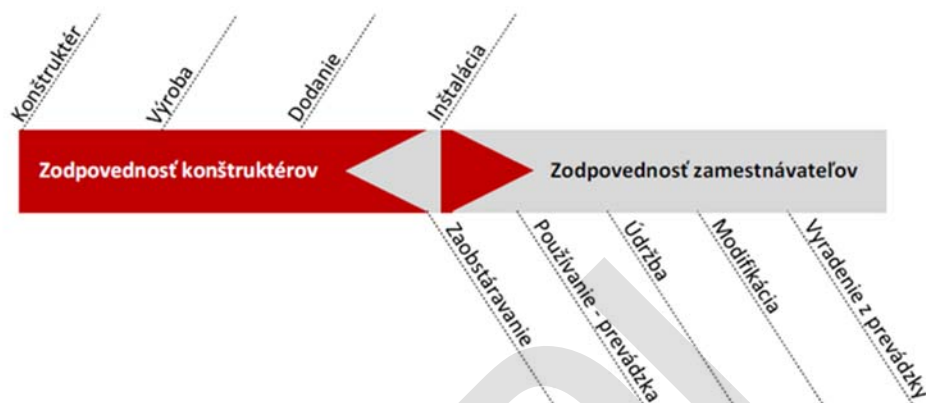
- a) strojové zariadenia,
- b) vymeniteľné prídavné zariadenia,
- c) bezpečnostné časti,
- d) zdvíhacie príslušenstvo,
- e) reťaze, laná a záchytné pásy,
- f) odnímateľné zariadenia pre mechanický prenos,
- g) čiastočne skompletizované strojové zariadenia.

Strojové zariadenie podľa smernice o strojoch predstavuje súbor, ktorý je vybavený alebo určený na vybavenie pohonným systémom, nepoužíva priamo vynaloženú ľudskú alebo zvieraciu silu a skladá sa z častí alebo z komponentov, pričom aspoň jedna z nich je pohyblivá a sú vzájomne spojené na účely osobitného použitia. Teda nejde len o jednoduché strojové zariadenie, ale aj o súbor funkčne poprepájaných pracovísk (tzv. komplexné technické zariadenie), napr. montážnych alebo výrobných automatických liniek a iných robotických pracovísk.

Pre koordináciu procesu vývoja, výroby, schvaľovania a uvádzania strojov na trh boli zavedené harmonizované normy podporujúce návrh a konštruovanie strojov.

Dôležitý aspekt kontinuity dodržiavania právnych predpisov počas celej doby procesu od návrhu stroja po jeho uvedenie na trh je konštruktérsky dohľad obr.1.3.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.1.3 Rozdelenie zodpovednosti za bezpečnosť a zdravie počas životného cyklu stroja [19]

Už v procese konštruovania je potrebné si uvedomiť aké ohrozenia budú v existujúcej prevádzke a údržbe a následne tieto ohrozenia prenášať späť do etapy návrhu a snažiť sa ich znižovať, prípadne úplne eliminovať.

Dôraz musí byť kladený aj pre vytváranie miest kontroly a meracích miest k sledovaniu stavu zariadení prostriedkami technickej diagnostiky už v etape ich konštruovania.

Významným aspektom je podrobný popis požiadaviek na vypracovanie návodu na použitie v materinskom jazyku krajiny, kde sa stroje budú prevádzkovať, čím sa vytvorili štandardizované postupy pre informovanosť obsluhy o existujúcich ohrozeniach a zvyškových rizikách vyplývajúcich z prevádzky týchto zariadení. S tým je spojená aj povinnosť poskytnúť užívateľovi strojov príslušné informácie o zvyškových rizikách.

Medzi ďalšie požiadavky kladené na konštruktérov podľa smernice o strojoch patria požiadavky na ergonómiu pracoviska a umiestnenie pracovnej polohy pracovníka do koncepcie stroja. Tieto požiadavky súvisia s celým radom novoprijatých smerníc EÚ na zabezpečenie tzv. pohody na pracovisku ako jedného zo závažných aspektov ochrany zdravia pri práci a minimalizácie stresových faktorov zvyšujúcich pravdepodobnosť vzniku úrazu na pracovisku.

Konštruovanie strojových súčiastok

V predpokladaných podmienkach používania stroja sa musí nepohodlie, únava a fyzický a psychický stres, ktorému je vystavená obsluha, zmenšiť na minimálnu možnú mieru so zohľadnením ergonomických zásad a to napríklad:

- umožnením variability fyzických rozmerov, sily a vytrvalosti obsluhy,
- poskytnutím dostatočného miesta na pohyb častí tela obsluhy,
- vyvarovaním sa určenia pracovnej rýchlosti v závislosti od rýchlosti stroja,
- vyvarovaním sa monitorovania vyžadujúceho zdĺhavú koncentráciu,
- prispôbením rozhrania človek – stroj na predpokladané charakteristiky obsluhy.

V nasledujúcich piatich krokoch princípu integrovanej bezpečnosti sú zhrnuté postupy, ktoré je potrebné zo strany konštruktéra rešpektovať:

1) Zariadenia musia byť navrhované a konštruované takým spôsobom, aby boli prispôbené pre svoju funkciu a aby ich bolo možné prevádzkovať, nastavovať a udržiavať bez toho, aby boli osoby pri vykonávaní týchto činností za predpokladaných podmienok vystavené riziku, pričom sa musí zohľadniť aj ich rozumne predpokladané nesprávne použitie. V tomto bode je dôležité si uvedomiť, že nejde o úmyselnú ľudskú chybu. Konštruktér stroja však musí zvážiť všetky potenciálne omyly alebo chyby, ktoré v súvislosti s vykonávanými činnosťami na stroji môže urobiť operátor alebo údržbár. Obdobne vymedziť činnosti nepovolovaných osôb (napr. návštevníkov, iných zamestnancov a pod.).

2) Pri výbere najvhodnejších riešení musí výrobca alebo jeho splnomocnenec uplatňovať v uvedenom poradí nasledujúce zásady:

- v maximálnej možnej miere odstrániť (eliminovať) alebo znížiť riziká,
- prijať potrebné opatrenia na ochranu voči rizikám, ktoré nemožno vylúčiť,
- informovať používateľov o zvyškových rizikách, spôsobených rôznymi nedostatkami v prijatých ochranných opatreniach, oznámiť, či je potrebný

Konštruovanie strojových súčiastok

zvláštny výcvik a určiť, aké osobné ochranné pomôcky (OOP) sa musia pri danej činnosti používať.

Požiadavka smernice v tomto bode je zásadná pre znižovanie rizika. Účinné a efektívne opatrenia vyžadujú spoluprácu s jeho budúcim prevádzkovateľom (používateľom). Spätná väzba o nehodách napomáha zlepšovať implementované bezpečnostné riešenia, či už do vlastnej konštrukcie stroja, alebo pridaním účinných bezpečnostných zariadení.

3) Pri návrhu a konštrukcii strojového zariadenia a pri vypracovaní návodu na použitie, musí výrobca alebo jeho splnomocnenec predpokladať nielen zamýšľané použitie strojového zariadenia, ale aj jeho rozumne predpokladané nesprávne použitie.

4) Strojové zariadenia sa musia navrhovať a konštruovať takým spôsobom, aby boli zohľadnené obmedzenia, ktorým je vystavená obsluha v dôsledku potrebného alebo predpokladaného používania osobných ochranných prostriedkov.

5) Strojové zariadenia sa musia dodávať so všetkým nevyhnutným špeciálnym vybavením a príslušenstvom, ktoré ich umožňuje bezpečne nastavovať, udržiavať a používať.

Konštruovanie strojových súčiastok

2 Navrhovanie strojových súčiastok

Navrhovanie strojových súčiastok je mnohokrát uskutočnené na konštrukčnej dedičnosti. Znamená to, že sa využívajú postupy, metódy, vzory a skúsenosti, ktoré boli už v minulosti aplikované, overené alebo verifikované. Strojové súčiastky a strojové zariadenia môžeme konštruovať ako nové, modifikované, modernizované, alebo optimalizované. V každom z týchto postupov je nevyhnutné stanoviť konštrukčné kritérium alebo konštrukčný faktor " n_D ", na základe ktorého budeme vedieť zhodnotiť dosiahnutý stav. Konštrukčné kritérium je možné vyjadriť podľa vzorca (2.1).

$$n_D = \frac{\text{parameter straty funkčnosti}}{\text{maximálne prípustný (dovolený) parameter}} \quad (2.1)$$

Častým konštrukčným kritériom je porušenie súčiastky dôsledkom straty pevnosti. Z hľadiska porušenia súčiastky strata pevnosti nemusí byť jedinou príčinou straty funkčnosti. Je nevyhnutné vhodne definovať konštrukčné kritérium už vo fáze oboznámenia sa s problémom a pri definovaní úlohy.

Za konštrukčné kritériá môžeme považovať:

- pevnosť,
- tuhosť,
- opotrebenie,
- hmotnosť,
- životnosť,
- hluk,
- vibrácie,
- údržbu,
- prevádzkovateľnosť,
- recyklovateľnosť a pod.

Konštruovanie strojových súčiastok

V čitateli vzorca (2.1) sa nachádza "parameter straty funkčnosti". V prípade materiálových vlastností sa pod týmto pojmom budú nachádzať parametre (hodnoty), pri ktorých dochádza k porušeniu alebo kritickým zmenám materiálu, (napr. medza pevnosti, medza klzu a pod.). Parametrom straty funkčnosti môže byť aj legislatívou definovaná hodnota, (napr. maximálna hlučnosť, maximálne emisie, a pod.). V menovateli vzorca (2.1) sa nachádza "maximálne prípustný (dovolený) parameter". Dovolený parameter je hodnota, ktorá bude použitá ako hodnota porovnávacia so skutočnou dosiahnutou hodnotou a ktorá nám má zabezpečiť dostatočnú bezpečnosť navrhovaného zariadenia alebo navrhovanej súčiastky, (napr. dovoľená hodnota v ťahu, dovoľený priehyb hriadeľa, dovoľená hodnota vibrácií ložiska a pod.).

Je potrebné mať na zreteli, že na dovoľený parameter vplývajú aj ďalšie činitele, ktoré môžeme definovať ako pravdepodobné alebo deterministické činitele.

Mnohokrát ide o súbor vzájomne pôsobiacich činiteľov ako sú:

- Zloženie materiálu a vplyv vonkajších a vnútorných zmien na jeho vlastnosti.
- Nehomogenita materiálu.
- Vplyv spracovania materiálu a výroby súčiastky.
- Vplyv spoluzaberajúcich súčiastok.
- Vplyv tepelného a chemického spracovania súčiastok.
- Koncentrácia napätia.
- Vplyv času na pevnosť a geometriu.
- Účinok korózie.
- Účinok opotrebenia a pod.

Všeobecným prístupom k problému prípustného (dovoleného) parametra (zaťaženia) verzus parameter straty funkcie je metóda deterministického bezpečnostného faktora (súčiniteľu, koeficienta) " $n_D, (k)$ ", ktorá sa niekedy nazýva klasická výpočtová metóda. Základná rovnica (2.2) musí zohľadňovať všetky režimy straty funkcie a musí sa riadiť režimom, ktorý vedie k najmenšiemu bezpečnostnému súčiniteľu.

Konštruovanie strojových súčiastok

Po dokončení návrhu sa skutočný návrhový faktor môže zmeniť v dôsledku zmien, ako je zaokrúhlenie prierezu na štandardnú veľkosť prierezu alebo použitie najbližších normalizovaných rozmerov a pod.

$$n_D = \frac{\text{strata parameteru funkčnosti}}{\text{maximálne prípustný parameter}} = \frac{S}{\sigma_{dov} \text{ alebo } \tau_{dov}} \quad (2.2)$$

Dôležitú úlohu pri konštruovaní strojových súčiastok zohráva samotný materiál a jeho vlastností z ktorého je súčiastka konštruovaná. Stanovenie parametru straty funkčnosti pre materiály používané v konštruovaní je proces zahŕňajúci experimentálne aj numerické analýzy. Vhodným spôsobom vyjadrenia kritéria straty funkčnosti materiálu je jeho stanovenie na základe parametra porušenia materiálu. Kritérium porušenia materiálov sa preto najčastejšie používa pri konštruovaní strojových súčiastok a zariadení. V technickej praxi sa často používajú tieto kritériálne metódy:

- Metóda dovolených napätí súčiastky, táto metóda dovolených napätí vychádza zo skutočností, aby napätia vo všetkých prierezoch, vyvolané vonkajším zaťažením, neprevyšovali hodnotu dovoleného napätia.
- Metóda dovolených zaťažení súčiastky, táto metóda umožňuje určiť najväčšie zaťaženie, ktoré neporuší konštrukciu, môžeme ju označiť aj ako metódu maximálnej únosnosti.
- Metóda medzných stavov súčiastky, táto metóda sa používa pri konštruovaní nosných a stavebných konštrukcií, jej základné pojmy sú formulované normou STN EN 1990:2009-08 (730031).
- Metóda kontaktnej únavovej pevnosti súčiastky, táto metóda je určená pre konštruovanie takých súčiastok, v ktorých dochádza ku kontaktným tlakom vplyvom spolupôsobiacich častí.

Konštruovanie strojových súčiastok

2.1 Metóda dovolených napätí súčiastky

Metóda dovolených napätí súčiastky je prednostne určená pre statický zaťažovaný súčiastky. Statické zaťaženie je stacionárna sila alebo silová dvojica pôsobiaca na strojovú súčiastku. Statické zaťaženie môže spôsobiť ťah alebo odtlačenie, šmykové zaťaženie, ohybové zaťaženie, torzné zaťaženie alebo ich kombinácie. Aby sa zaťaženie mohlo považovať za statické, nemôže sa v čase meniť. Hodnota dovoleného napätia, ktorá sa použije ako porovnávacia hodnota pre určenie funkčnosti je menšia ako nebezpečné napätie pre materiál. Dovoľené napätie definujeme:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_N}{k} \quad (2.3)$$

kde:

σ_D - je dovolené napätie [MPa],

σ_N - nebezpečné napätie [MPa],

k - miera bezpečnosti (bezpečnosť), odporúčané hodnoty pre húževnaté materiály $k=1,4 \div 1,6$ pre krehké materiály $k=2,5 \div 3$.

Pre súčiastky vyrobené z húževnatých materiálov sa za nebezpečné napätie považuje medza klzu R_e , resp. pevnosť R_m a pre krehké materiály pevnosť R_m . Hodnota miery bezpečnosti k udáva, koľkokrát je dovolené napätie menšie ako nebezpečné napätie. Závisí od stavu materiálu (krehký, húževnatý), charakteru zaťaženia (statické, dynamické, cyklické), od ďalších faktorov (homogenita materiálu, tolerancie vonkajšieho zaťaženia, presnosť výpočtových schém) a tiež od toho, ktoré napätie považujeme za nebezpečné (R_e alebo R_m).

Pre materiály v húževnatom stave pri statickom zaťažení upravíme vzorec (2.3) nasledovne:

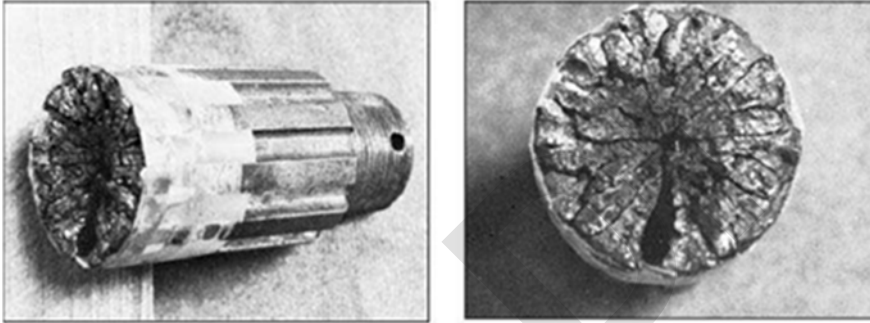
$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \quad (2.4)$$

Pre materiály v krehkom stave pri statickom zaťažení upravíme vzorec (2.3) nasledovne:

$$\sigma_D = \frac{R_m}{k} \quad (2.5)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Pri konštruovaní strojných súčiastok, ktoré sú namáhané zaťažením v čase nepremenným je možné ako parameter straty funkčnosti používať vyššie uvedené hodnoty dovoleného napätia materiálov stanovené na základe materiálových skúšok. Na obr.2.1 vidíme poruchu hriadeľa po prekročení dovoleného napätia.



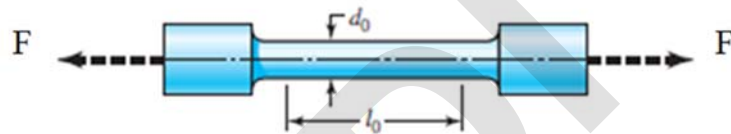
Obr.2.1 Porušenie súčiastky prekročením dovoleného napätia [10]

V ideálnom prípade by mal mať konštruktér pri navrhovaní ľubovoľných prvkov stroja k dispozícii výsledky mnohých materiálových testov konkrétneho zvoleného materiálu. Tieto testy by mali byť uskutočnené na vzorkách s rovnakým tepelným spracovaním, povrchovou úpravou a veľkosťou ako prvok, ktorý chce konštruktér navrhnuť a skúšky by sa mali vykonať za úplne rovnakých podmienok zaťaženia, aké bude mať táto súčiastka v prevádzke.

Náklady na takéto rozsiahle testovanie a zber materiálových údajov pred konštruovaním strojnej súčiastky alebo zariadenia sú oprávnené, ak zlyhanie materiálu môže ohroziť ľudský život, môže spôsobiť rozsiahle materiálne škody, alebo vážnu poruchu a haváriu. Taktiež náklady na rozsiahle testovanie je možné považovať za oprávnené ak počet súčiastok bude vyrobený v dostatočne veľkom množstve a tieto náklady budú mať návratnosť. Rozsiahle testovanie materiálových vlastností má význam aj v prípade, ak súčiastka je už navrhnutá, vyrobená, odskúšaná a bolo zistené, že vykazuje poruchovosť a je nevyhovujúca. Je potrebná problémová analýza, aby sa zistilo, prečo je nevyhovujúca a čo treba urobiť na jej zlepšenie.

Konštruovanie strojových súčiastok

Základné materiálové vlastnosti pre konštruovanie strojových súčiastok na základe dovoleného napätia súčiastok je možné určiť z ťahového diagramu materiálu. Skúšobná vzorka ktorá sa používa pre ťahové skúšky má predpísaný tvar a rozmery normou STN EN 10002-1+AC1:1997-07 (42 0310). Skúšobná vzorka je umiestnená do trhacieho stroja na ktorom je realizovaná skúška v ťahu. Počiatočné rozmery skúšanej vzorky sú podľa obr.2.2, priemer d_0 a dĺžka l_0 drieku vzorky.



Obr.2.2 Tvar a počiatočné sledované rozmery skúšobnej vzorky

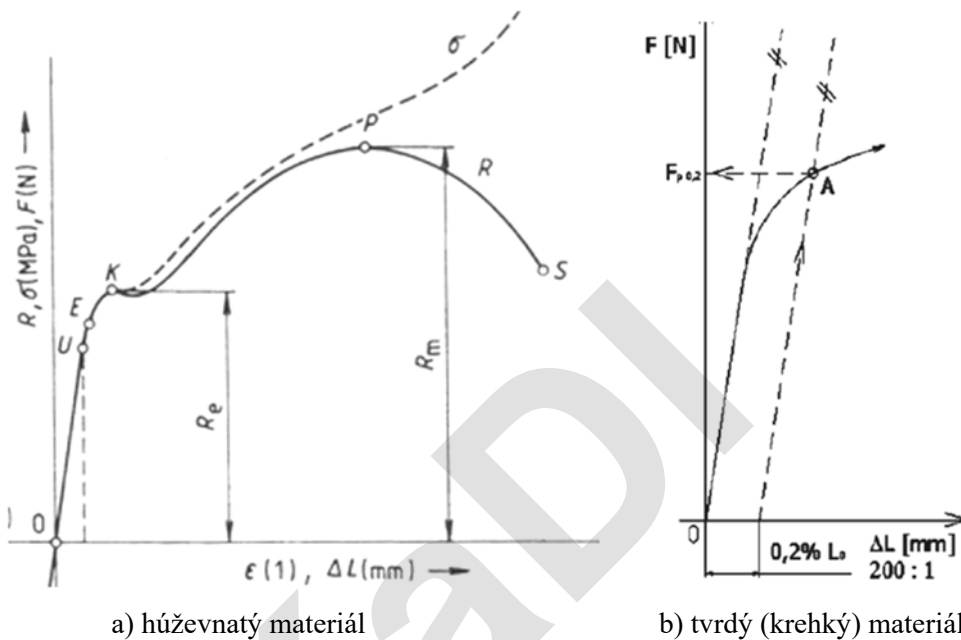
Po zaťažení osovou silou F sa vzorka predĺži a driek zúži. Skúšobná vzorka bude mať vplyvom zaťaženia priemer drieku " d " a dĺžku " l ". Na základe zmeny týchto rozmerov je možné stanoviť pomernú deformáciu ε a pomerné zúženie ψ materiálu nasledovne:

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (2.6)$$

$$\psi = \frac{d_0 - d}{d_0} \quad (2.7)$$

Zároveň so sledovaním zmeny rozmerov sa sleduje aj zaťaženie, ktoré túto zmenu vyvolalo. Záznam závislosti zaťaženia a deformácie skúšobnej vzorky sa graficky zaznamenáva do ťahového diagramu obr.2.3.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.3 Ťahový diagram materiálu

V ťahovom diagrame obr.2.3a), sa nachádzajú kľúčové miesta (body) označené písmenami U, E, K, P, S.

Bod U- medza úmernosti – do tejto hodnoty je deformácia úmerná zaťaženiu.

Až po stav vyznačený na diagrame bodom U je závislosť $\epsilon - \sigma$ lineárna. Značí to, že predĺženia skúšobnej tyče rastú úmerne s napätím. Priamka zvierá s osou poradnic veľmi malý uhol, čo znamená, že predĺženie skúšobnej tyče rastie na tomto úseku pomaly. Najvyššia hodnota napätia, po ktoré rastie deformácia úmerne s napätím (bod U), sa nazýva medzou úmernosti a označujeme ju R_u .

Pomer napätia a jemu prislúchajúceho pomerného predĺženia je po hranicu úmernosti konštantný a môžeme ho vyjadriť:

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (2.8)$$

kde: E [MPa] – modul pružnosti v ťahu (Youngov modul), pre oceľ $2,1 \cdot 10^5$ MPa do teploty 100°C , pre hliník $0,7 \cdot 10^5$ MPa.

Konštruovanie strojových súčiastok

Konštanta úmernosti E medzi napätím a deformáciou sa nazýva modul pružnosti v ťahu. Má rozmer napätia. Vzťah (2.8) nazývame Hookeov zákon. Absolútna hodnota podielu pomernej priečnej deformácie a pomerného pozdĺžneho predĺženia v medziach platnosti Hookeovho zákona je konštantná a rovná Poissonovému číslu μ .

Poissonove číslo je bezrozmerná veličina a nadobúda hodnoty z intervalu $0 < \mu \leq 0,5$. Ak uvážime, že pri ťahu sa prierez tyče znižuje a pri tlaku zväčšuje, potom

$$-\mu \cdot \varepsilon = -\mu \cdot \frac{\sigma}{E} \quad (2.9)$$

Youngov modul pružnosti a Poissonove číslo úplne charakterizujú pružné vlastnosti izotropného materiálu.

Hookov zákon je možné aplikovať aj pre stanovenie modulu pružnosti materiálu v šmyku "G", ale len pre malé deformácie nasledovne:

$$G = E/2 \cdot (1 + \mu) \quad (2.10)$$

Hodnota modulu pružnosti v šmyku pre oceľ je $G = 0,8 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.

Bod E – medza elasticity (pružnosti) – pri tejto hodnote dochádza aj po odľahčení k čiastočnej trvalej deformácii na úrovni $\varepsilon = 0,005\%$, medzu pružnosti ako hodnotu napätia, pri ktorom trvalá deformácia neprevýši normou stanovený podiel pôvodnej meranej dĺžky skúšobnej tyče ($\varepsilon = 0,005\%$) a označuje sa $R_{p0,005}$.

Pri malom napätí sa tyč po úplnom odľahčení skrúti svojou pružnosťou na pôvodnú dĺžku. Medza pružnosti R_p je napätie, po ktoré sú predĺženia v podstate iba pružné (elastické).

Bod K – medza klzu (R_e) – pri tejto hodnote dochádza k trvalej deformácii a lokálnemu spevneniu.

Pri ďalšom zvyšovaní napätia sa čiara diagramu odchyľuje od priamky plynulo k bodu K . Niektoré materiály, napr. mäkká oceľ, vykazujú na ťahovom diagrame počínajúc bodom K úsek, na ktorom predĺženie začína náhle rásť bez zväčšovania zaťaženia. Tento jav sa nazýva klzom (tečením) materiálu. Medzou klzu teda nazývame napätie, pri ktorom nastáva značné predlžovanie tyče bez zväčšovania

Konštruovanie strojových súčiastok

zaťaženia. Bod K sa nazýva kritickým bodom. Namiesto vodorovného úseku diagramu za bodom K dostávame niekedy dokonca úsek sklonený doprava dole. Toto klesanie prestáva pri tzv. dolnej medzi klzu. Za dolnou medzou klzu pracovný diagram znova stúpa.

V ťahaných skúšobných tyčiach nastáva súčasne znižovanie plochy prierezu tyče z pôvodnej prierezovej plochy A_0 na A . Zmenou prierezu sa zmení aj skutočné napätie. V diagrame na obr. 2.3.a) je čiarkovanou čiarou znázornený priebeh vzťahovaný ku skutočne zmenenému prierezu A , teda skutočné napätie a plnou čiarou je znázornený priebeh vzťahovaný k pôvodnej ploche A_0 .

Dohodnutá medza klzu pre tvrdé materiály $R_{p0,2}$ (obr.2.3.b), je napätie, ktoré spôsobí trvalú deformáciu o veľkosti 0,2% z L_0 . Ak medzu klzu nemôžeme zreteľne určiť (obr.2.3b), možno dohovorenú (konvenčnú) medzu klzu $R_{p0,2}$ definovať ako napätie, pri ktorom plastické (trvalé) pomerné predĺženie tyče dosahuje 0,2%.

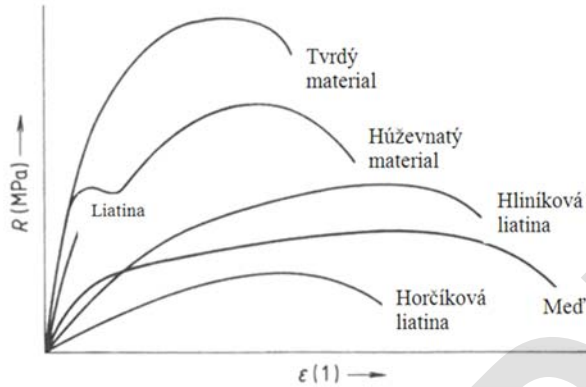
Bod P – medza pevnosti (R_m).

Bod P prislúcha najväčšej hodnote napätia. Toto napätie sa nazýva pevnosť a označujeme ju R_m . Pri dosiahnutí pevnosti sa v húževnatých oceliach začína tvoriť miestne zúženie tyče, tzv. krčok. Predlžovanie tyče potom nastáva hlavne v oblasti krčku a ostatná časť tyče sa takmer nepredlžuje. Pretože sa prierez v krčku stále znižuje, pokračuje deformácia i pri znižujúcom sa napätí.

Bod S – porucha. Pri napätí prislúchajúcejmu bodu S sa tyč pretrhne. V okamžiku pretrhnutia je však skutočné napätie najväčšie, pretože plocha krčku dosiahne v tomto okamihu minimum.

Priebeh závislosti predĺženia vplyvom zaťaženia je pre rôzne materiály rôzny. Na obr. 2.4 sú priebehy z ťahových skúšok pre rôzne druhy materiálov.

Konštruovanie strojových súčiastok

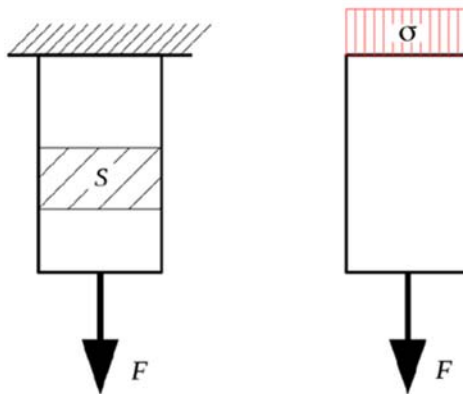


Obr.2.4 Ťahový diagram rôznych materiálov

2.1.1 Základné pevnostné podmienky pre rôzne druhy namáhania strojových súčiastok

Ťah, Tlak

V každom myslenom priečnom reze prúta pôsobí len normálová sila (F) pôsobiaca v osi, ktorá je spojnicou ťažísk prierezov prúta, hovoríme o namáhaní v (čistom) ťahu, resp. tlaku obr.2.5. Napätie možno určiť vzorcom (2.11). Napätie (σ) vznikajúce v ťahanom alebo tlačenom prúte je normálové a v ľubovoľnom mieste prúta pri konštantnom priereze (S) bude konštantné obr.2.5.



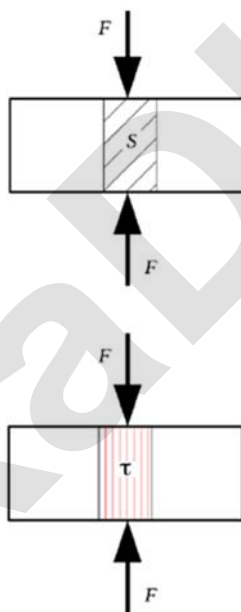
Obr.2.5 Prút namáhaný ťahom

Konštruovanie strojových súčiastok

$$\sigma = F/S \quad (2.11)$$

Strih (šmyk)

Čistý (šmyk) strih sa zvyčajne považuje za rovnomerný v celom priereze (S) a je daný tým, že (F) je šmyková sila a (S) je plocha prierezu, ktorý sa strihá obr.2.6.



Obr.2.6 Namáhanie strihom

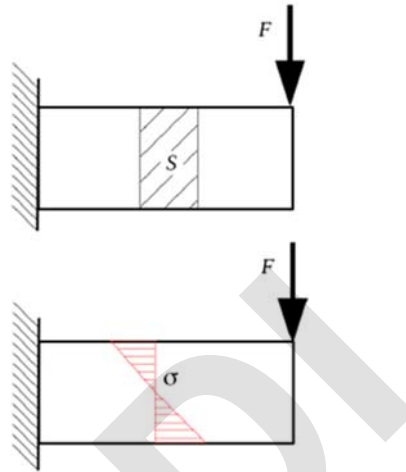
Napätie v strihu určíme:

$$\tau = F/S \quad (2.12)$$

Ohyb

Nosník zaťažený osamelou silu obr.2.7, je namáhaný na ohyb. Zaťažujúca sila vyvolá v nosníku ohybový moment (M_0), ktorý nie je konštantný po dĺžke nosníka. V mieste maximálneho ohybového momentu vznikne maximálne napätie v ohybe, za predpokladu konštantného prierezu nosníka. V priereze nosníka je maximálne ohybové napätie v krajných vláknoch prierezu obr.2.7.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.7 Ťahový diagram rôznych materiálov

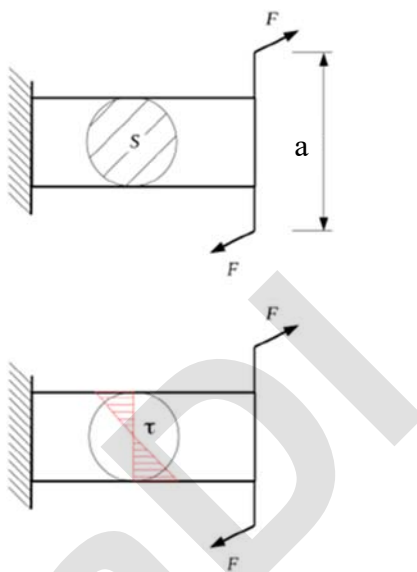
Napätie v ohybe určíme:

$$\sigma_{\max} = M_{\max}/W_o \quad (2.13)$$

Krútenie:

Ak na prút pôsobí silová dvojica, ktorá je kolmá na os prúta obr.2.8, bude prút skrúcaný a napätie, ktoré vznikne v prúte bude šmykové napätie (τ) a určí sa podľa rovnice (2.14). Silová dvojica pôsobiaca na ramene a vyvolala moment krútiaci (M_k) definovaný rovnicou (2.15). Napätie vzniknuté v skrúcanom priereze prúta nie je konštantné. Maximálne hodnoty dosahuje v krajných vláknoch prierezu obr.2.8.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.8 Namáhanie na krut

$$\tau = M_k / W_k \quad (2.14)$$

$$M_k = F \cdot a \quad (2.15)$$

2.1.2 Viacosá napätosť pre húževnaté materiály

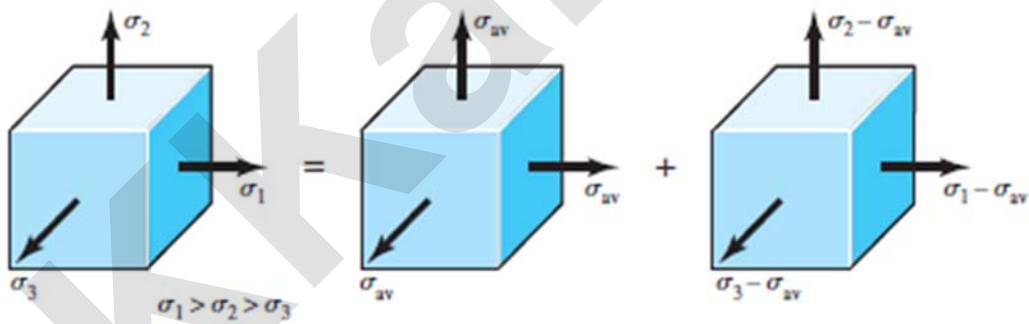
V predchádzajúcej časti sme si predstavili základné druhy namáhania strojových súčiastok. V technickej praxi je väčšina strojových súčiastok zaťažená tak, že v súčiastke vzniká kombináciou rôznych namáhaní. Napätia, ktoré vznikajú dôsledkom kombinácie namáhania, môžu byť normálové, alebo šmykové. Strojové súčiastky sú teda prevažne namáhané viacosou napätosťou. Pre využitie metódy dovolených napätí je potrebné pri viacosej napätosti stanoviť ekvivalentné (redukované) napätie, ktoré bude možné porovnávať s hodnotou dovoleného napätia.

Teórie viacosej napätosti pre húževnaté materiály aplikované v technickej praxi sú:

- Teória maximálneho šmykového napätia.
- Teória deformačnej energie.
- Coulombovo - Mohrova teória.

Konštruovanie strojových súčiastok

V nasledujúcej časti bude predstavená teória deformačnej energie. Teória deformačnej energie (DE) vyplynula z pozorovania, že tvárne materiály hydrostaticky namáhané (rovnaké hlavné napätia) vykazovali medzu klzu značne prevyšujúcu hodnotu, oproti hodnote medze klzu získanej jednoduchou ťahovou skúškou. Preto sa predpokladalo, že poddajnosť nie je vôbec jednoduchým ťahovým alebo kompresným javom, ale skôr, že nejako súvisí s uhlovou deformáciou tvaru namáhaného prvku. Základom pre vypracovanie tejto teórie je element obr.2.9a) s jednotkovým objemom, ktorý je vystavený ľubovoľnému trojrozmernému stavu napätia určenému napätiami σ_1 , σ_2 a σ_3 . Napätový stav zobrazený na obr.2.9b) je jedným z hydrostatických normálových napätí v dôsledku napätí σ_{av} pôsobiacich v každom z rovnakých hlavných smerov ako na obr.2.9a).



a) trojosý stav napätosti b) hydrostatické napätie c) napätie vyvolávajúce zmenu tvaru

Obr.2.9 Element s trojosou napätosťou

Formulácia napätia σ_{av} pomocou rovnice je nasledovná:

$$\sigma_{av} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3 \quad (2.16)$$

Teda element na obr.2.9 b) prechádza čistou zmenou objemu, to znamená, že nedochádza k žiadnej uhlovej deformácii. Ak považujeme σ_{av} za zložku σ_1 , σ_2 a σ_3 , je možné túto zložku od nich odčítať, čo vedie k napätovému stavu znázornenému na obr.2.9c). Tento element je vystavený tvarovej zmene, nie však uhlovej deformácii, to znamená, že sa nezmení objem. Pre celý všeobecný napätový stav daný σ_1 , σ_2 a σ_3 , vyjadrený napätím, možno také napätie považovať za jediné, redukované (ekvivalentné

Konštruovanie strojových súčiastok

alebo efektívne) napätie. Toto redukované napätie sa zvyčajne nazýva von Misesove napätie, pomenované po Dr. R. von Misesovi, ktorý prispel k teórii. Môžeme napísať, pre von Misesove napätie vzorec:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2.17)$$

Použitie x,y,z komponentov trojdimenzionálneho napätia von Mises môžeme prepísať na rovinné redukované napätie nasledovne:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)} \quad (2.18)$$

Deformačné teórie sa tiež označujú ako:

- Teória HMM – Hubert- Mises-Hencky.
- Octahedral-šmyková napät'ová teória.

2.1.3 Prehľad najpoužívanejších hypotéz pri výpočte redukovaného napätia

Nasledujúce vzťahy a ich prevedenie sú uvedené ako zhrnutie pre určenie redukovaného napätia pre rovinnú napätosť.

1. Hypotéza maximálnych normalových napätí σ_{max} (Lamé, Rankin) je vhodná pre krehké materiály

$$\sigma_{red} = \frac{1}{2} \cdot \left[\sigma_x + \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \right] \quad (2.19)$$

Dovolené šmykové napätie pri aplikácii tejto hypotézy je definované: $\tau_D = \sigma_D$

2. Hypotéza maximálneho pretvorenia ϵ_{max} (Saint - Vénant) – vhodná pre krehké materiály

$$\sigma_{red} = \frac{1}{2} \cdot \left[(1 - \mu) \cdot \sigma_x + (1 + \mu) \cdot \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \right] \quad (2.20)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Dovolené šmykové napätie pri aplikácii tejto hypotézy je definované: $\tau_D = \sigma_{Dt} / (1 + \mu)$

3. Hypotéza maximálneho šmykového napätia τ_{\max} (Guest, Mohr) – vhodná pre húževnaté materiály

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \quad (2.21)$$

Dovolené šmykové napätie je definované ako: $\tau_D = \sigma_{Dt} / 2$

4. Hypotéza medznej čiary (Mohr) – vhodná pre krehké materiály

$$\sigma_{red} = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(1 - \frac{\sigma_{Dt}}{\sigma_{Dd}} \right) \cdot \sigma_x + \left(1 + \frac{\sigma_{Dt}}{\sigma_{Dd}} \right) \cdot \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \right] \quad (2.22)$$

Dovolené šmykové napätie je definované ako: $\tau_D = \sigma_{Dt} \cdot \sigma_{Dd} / (\sigma_{Dt} + \sigma_{Dd})$

5. Hypotéza celkovej deformačnej energie λ_{\max} (Beltrami) – vhodná pre húževnaté aj krehké materiály

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \frac{E}{G} \cdot \tau_z^2} \quad (2.23)$$

Dovolené šmykové napätie je definované ako: $\tau_D = \frac{\sigma_{Dt}}{\sqrt{2 \cdot (1 + \mu)}}$

6. Hypotéza celkovej deformačnej energie zmeny tvaru λ_F (HMH – Hubert, Mises, Hencky) – vhodná pre húževnaté materiály

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_z^2} \quad (2.24)$$

Dovolené šmykové napätie je definované ako: $\tau_D = \frac{\sigma_{Dt}}{\sqrt{3}}$

Konštruovanie strojových súčiastok

2.2 Metóda dovolených zaťažení súčiastky

Pevnostná podmienka pri tejto výpočtovej metóde limituje najväčšie zaťaženie konštrukcie F_{max} tak, aby neprekročilo dovolené zaťaženie F_D , ktoré sa rovná časti nebezpečného zaťaženia F_N . Koeficient $k > 1$ nazývame mierou bezpečnosti (únosnosti). Maximálne únosné zaťaženie definujeme:

$$F_{max} \leq F_D = \frac{F_N}{k} \quad (2.25)$$

Miera bezpečnosti sa volí analogicky ako pri metóde dovolených napätí. Pre určenie nebezpečného zaťaženia vyvolávajúceho porušenie konštrukcie z materiálu s výraznou medzou klzu, resp. s malým spevnením, možno prijať predpoklad, že materiál je ideálne pružne plastický (Prandtl-Reussov). V takom prípade pri centrickom ťahu (tlaku) nebezpečné zaťaženie možno určiť z podmienky:

$$F_N = \int_{(A)} R_e dA = R_e \cdot A \quad (2.26)$$

a pre materiály v krehkom stave

$$F_N = R_m \cdot A \quad (2.27)$$

V staticky neurčitých konštrukciách z húževnatých materiálov dosiahnutie napätia R_e len v jednom, najviac namáhanom prvku, nemusí vyvolať porušenie konštrukcie.

Konštruovanie strojových súčiastok

2.3 Metóda medzných stavov súčiastky

Pri navrhovaní konštrukcií sa čoraz viac uplatňuje metóda medzných stavov. Zásady konštruovania na základe medzných stavov sú u nás formulované predovšetkým v normách STN EN 1993-1 (Eurokód 3) resp. STN normy triedy 73 .

Podľa týchto noriem medzný stav je stavom, pri ktorom konštrukcia stráca únosnosť, alebo prestáva vyhovovať požiadavkám, ktoré sa na ňu počas prevádzky kladú. Za kritérium medzného stavu teda považujeme buď únosnosť konštrukcie, alebo jej použiteľnosť.

Medzný stav únosnosti je stav, pri ktorom konštrukcia stráca schopnosť vzdorovať pôsobiacemu zaťaženiu, ide predovšetkým o:

- strata stability polohy,
- vyčerpanie pevnosti,
- strata stability tvaru konštrukcie alebo jej časti,
- únavový alebo krehký lom,
- nadmerné plastické deformácie.

Medzný stav použiteľnosti je stav, pri ktorom konštrukcia sa stáva nepoužiteľnou, alebo jej spoľahlivosť sa znižuje, jedná sa o:

- nadmerné priehyby (deformácie),
- neprijateľná veľkosť dynamickej odozvy (napr. kmitanie).

Pri výpočte podľa medzných stavov sa namiesto dovoleného namáhania zavádza pojem návrhová odolnosť a konštrukcia musí byť navrhnutá tak, aby počas prevádzky nedosiahla ani jeden z medzných stavov.

Pri väčšine testovaných vlastností materiálov, ktoré súvisia s ťahovým diagramom, sa zaťaženie aplikuje postupne, aby sa získal dostatočný čas na úplné rozvinutie deformácie. Vzorka je testovaná až do poruchy, a tak sú napätia od namáhania pozorované iba raz. Testovanie tohto druhu je použiteľné za podmienok známych ako **statické podmienky**. Často však vzniká stav, v ktorom sa namáhanie odlišuje alebo sa mení v čase. V čase premenlivé zaťaženia vyskytujúce sa v členoch

Konštruovanie strojových súčiastok

stroja vytvárajú namáhania a napätia, ktoré sa nazývajú premenné, opakované, striedavé alebo kolísavé.

Strojové súčiastky môžu vykazovať poruchu pri pôsobení premenného zaťaženia, pevnostná analýza však preukáže, že skutočné maximálne napätia boli hlboko pod dovolenou hodnotou. Najčastejšou príčinou tejto poruchy je to, že napätia vzniknuté vplyvom namáhania sa opakovali. Takáto porucha sa nazýva **únavová porucha**.

Pri statickom zlyhávaní strojnej súčiastky môžeme tento proces poruchy pozorovať. Zvyčajne sa to prejaví deformáciami, pretože napätie prekročilo dovolené napätie a strojná súčiastka sa môže vymeniť skôr, ako skutočne dôjde k poruche. Mnoho statických porúch teda vopred poskytuje viditeľné varovanie.

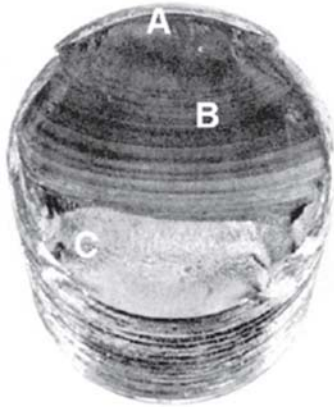
Únavová porucha neposkytuje žiadne varovanie!

Únavová porucha je náhla a teda nebezpečná. Únava je komplikovaný jav, ktorý sa chápe iba čiastočne a konštruktér musí získať čo najviac vedomostí z oblasti únavy. Únavová porucha obr.2.10, má vzhľad podobný krehkému lomu, pretože povrchy lomu sú ploché a kolmé na os napätia bez absencie zúženia. Vzhľad lomu pri únavovom porušení sa však značne líši od statického krehkého lomu lebo pozostáva z troch fáz vývoja.

Fáza I je iniciácia jednej alebo viacerých mikrotrhlín v dôsledku cyklickej plastickej deformácie, po ktorej nasleduje kryštalografické šírenie siahajúce od dvoch do piatich zŕn okolo miesta iniciácie. Praskliny I. stupňa nie sú bežne viditeľné voľným okom.

Fáza II postupuje od mikrotrhlín k makrotrhlinám a vytvára paralelné ploché lomové plochy oddelené pozdĺžnymi výstupkami. Plochy sú všeobecne hladké a kolmé na smer maximálneho napätia v ťahu. Týmito povrchmi môžu byť zvlnené tmavé a svetlé pásy, ktoré sa označujú ako postupové línie alebo odpočinkové čiary, ako je to znázornené oblasťou B na obr.2.10.

Konštruovanie strojových súčiastok



A - oblasť iniciácie trhliny, B - oblasť postupových línií, C - oblasť napätového porušenia

Obr.2.10 Únavová porucha strojovej súčiastky [10]

Počas cyklického zaťaženia sa tieto povrchy otvárajú a zatvárajú, navzájom sa otierajú a ich vzhľad závisí od úrovne zmien alebo frekvencie zaťaženia a od korozívnej povahy prostredia.

Fáza III nastáva počas posledného napätového cyklu, keď zvyšný materiál nemôže uniesť zaťaženie, čo má za následok náhly a rýchly zlom oblasti C na obr.2.10. Lom môže byť krehký, tvárny alebo kombinovaný. Postupové čiary, ak existujú a možný reliéf vo fáze III. sa často označuje ako chevron čiary a smerujú k miestu pôvodu počiatočných trhlín.

Diskontinuita (iniciácia únavovej trhliny) môže vzniknúť z dôvodu:

- Návrh rýchlych zmien prierezu, drážka pre pero, otvor atď., pri ktorých dochádza ku koncentrácii napätia.
- Prvky, ktoré sa proti sebe valia a / alebo klzajú (ložiská, ozubené kolesá, vačky atď.), pod vysokým kontaktným tlakom, pričom vytvárajú koncentrované podpovrchové kontaktné napätia, ktoré môžu po mnohých cykloch zaťaženia spôsobiť pitingy alebo trhliny na povrchu.
- Neopatrnosť v miestach značiek odliatok, značiek nástrojov, škrabancov a otrepov; zlý dizajn spoja; nesprávna montáž; a ďalšie výrobné chyby.

Konštruovanie strojových súčiastok

- Zloženie samotného materiálu, ktorý sa spracováva valcovaním, kovaním, odlievaním, tlačením, ťahaním, tepelným spracovaním atď. Vznikajú mikroskopické a submikroskopické povrchové a podpovrchové diskontinuity, ako sú inklúzie cudzieho materiálu, segregácia zliatin, dutiny, tvrdé vyzrážané častice a diskontinuity kryštálov.

K podmienkam ktoré môžu urýchliť iniciáciu trhlín, patria *zvýškové ťahové napätia, zvýšené teploty, teplotné cykly, korozívne prostredie a vysokofrekvenčné cykly*. Rýchlosť a smer šírenia únavovej trhliny sa primárne riadi lokalizovanými napätiami a štruktúrou materiálu v trhline. Rovnako ako pri tvorbe trhlín však môžu mať výrazný vplyv ďalšie faktory, ako napríklad prostredie, teplota a frekvencia. Ako už bolo uvedené, praskliny budú rásť v rovinách kolmých na maximálne ťahové napätia.

2.3.1 Metódy únavovej životnosti

Tri hlavné metódy únavovej životnosti použité pri navrhovaní a analýze sú *napät'ová životnostná metóda, metóda deformácie a metóda lineárnej pružnej lomovej mechaniky*. Tieto metódy sa pokúšajú predpovedať životnosť v počte cyklov do zlyhania N pre konkrétnu úroveň zaťaženia. Životnosť $1 \leq N \leq 10^3$ cyklov sa všeobecne klasifikuje ako únava s nízkym cyklom, zatiaľ čo únava s vysokým cyklom sa považuje za $N > 10^3$ cyklov.

Napät'ová životnostná metóda, založená iba na úrovniach napätia, je najmenej presným prístupom, najmä pre aplikácie s nízkym cyklom. Je to však najtradičnejšia metóda, pretože je najľahšie implementovateľná pre širokú škálu dizajnových aplikácií, má dostatok podporných údajov a adekvátne predstavuje vysokocyklové aplikácie.

Metóda deformačnej životnosti zahŕňa podrobnejšiu analýzu plastickej deformácie v lokalizovaných oblastiach, kde sa pre odhady životnosti zohľadňujú napätia a deformácie. Táto metóda je obzvlášť vhodná pre aplikácie s nízkym cyklom únavy. Pri použití tejto metódy musí byť prijatých niekoľko idealizácií, takže vo výsledkoch budú nejasnosti.

Konštruovanie strojových súčiastok

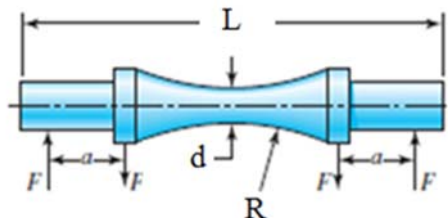
Metóda lomovej mechaniky predpokladá, že trhlina je už prítomná a detekovaná. Potom sa použije na predpovedanie rastu trhlín s ohľadom na intenzitu napätia. Táto metóda je najviac praktická.

2.3.1.1 Napät'ová životnostná metóda

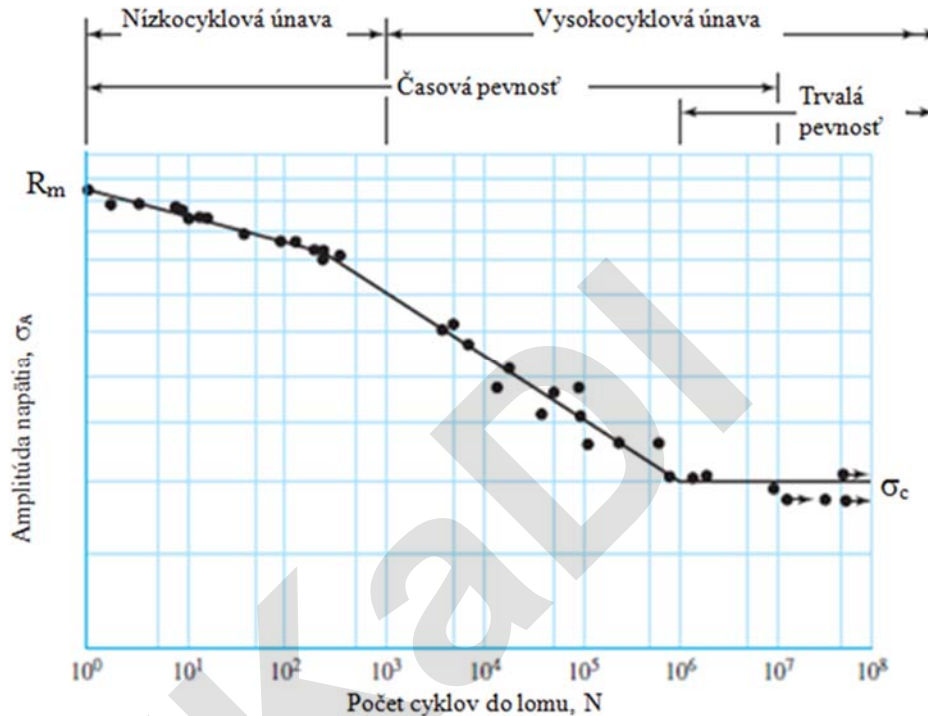
Na stanovenie pevnosti materiálov pri pôsobení únavového zaťaženia sú vzorky vystavené opakovaným alebo meniacim sa silám, predpísanej veľkosti zatiaľ čo sa počíta počet cyklov alebo napät'ových polcyklov do porušenia. Najbežnejšie používaným zariadením na testovanie únavy je vysokorychlostný rotačný stroj v ktorý zaťažuje vzorku striedavým ohybom počas rotácie. Tento stroj podrobuje vzorku čistému ohybu (bez priečneho strihu) pomocou závažia. Skúšobná vzorka, znázornená na obr.2.11, je veľmi starostlivo opracovaná a vyleštená, s konečným vyleštením v axiálnom smere, aby sa zabránilo obvodovým škrabancom.

Na stanovenie únavovej pevnosti materiálu je potrebných veľa testov kvôli štatistickej povahe únavy. Pri rotačnej skúške v ohybe sa na skúšobnú vzorku pôsobí konštantným ohybovým zaťažením a zaznamená sa počet otáčok do porušenia. Prvá skúška sa vykonáva pri namáhaní, ktoré je trochu pod medzou pevnosti materiálu R_m . Druhý test sa vykonáva pri namáhaní, ktoré je menšie ako pri prvom. Tento proces pokračuje a výsledky sú vynesené do diagramu S-N obr.2.11.

V prípade železných kovov a zliatin sa graf stane vodorovným po namáhaní materiálu počas určitého počtu cyklov. Súradnica diagramu S-N sa nazýva únavová pevnosť σ_A (používa sa aj označenie σ_N ktoré znamená časovú medzu únavy), táto hodnota únavovej pevnosti sa musí uvádzať spolu s hodnotou počtu cyklov N_f pri ktorej bola dosiahnutá.



Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.11 Skúšobná vzorka a Wohlerová krivka (S-N diagram) únavových skúšok

Diagramy S-N je možné určiť buď pre skúšobnú vzorku, alebo pre skutočný mechanický prvok. Aj keď je materiál skúšobnej vzorky a materiál mechanického prvku totožný, budú medzi diagramami pre tieto dva vzorky významné rozdiely. V prípade ocelí sa v S-N diagrame vyskytuje bod v ktorom sa priebeh zalomí a za týmto zalomením už nedochádza k poruche bez ohľadu na to, aký veľký je počet cyklov. Pevnosť zodpovedajúca tejto zmene sa nazýva medza trvalej pevnosti alebo medza únavy σ_c . Priebeh na obr.2.11 sa nikdy nestane vodorovným pre neželezné kovy a zliatiny a preto tieto materiály nemajú medzu únavy.

Poznamenávame, že napät'ový cyklus ($N = 1$) predstavuje jednu aplikáciu a zaťaženia a odľahčenia v ťahu a potom ďalšiu aplikáciu a zaťaženia a odľahčenia v opačnom smere. $N = 1/2$ teda znamená, že zaťaženie sa použije jednorazovo a potom sa odstráni, čo je prípad jednoduchej skúšky ťahom. Súbor poznatkov o únavovom

Konštruovanie strojových súčiastok

poškodení v rozsahu od $N = 1$ do $N = 1\ 000$ cyklov sa všeobecne klasifikuje ako nízkokykladová únava, ako je to znázornené na obr.2.11. Vysokocykladová únava sa potom týka zlyhania zodpovedajúceho záťažovým cyklom väčším ako 10^3 cyklov obr.2.11.

Oblasť časovej pevnosti a oblasť trvalej pevnosti rozlišujeme aj na obr.2.11. Hranicu medzi týmito oblasťami nemožno jasne definovať, okrem konkrétneho materiálu ale zvyčajne sa nachádza medzi 10^6 a 10^7 cyklami pre ocele, ako je to znázornené na obr.2.11.

Ako už bolo uvedené, metóda napät'ovej životnosti je najmenej presným postupom, najmä pre aplikácie s nízkym počtom cyklom. Je to však najtradičnejšia metóda a je k dispozícii veľa publikovaných údajov. Je ju najjednoduchšie implementovať pre širokú škálu konštrukčných aplikácií a je vhodná pre vysoko cyklické aplikácie. Pri aplikácii metódy na aplikácie s nízkym počtom cyklov je však potrebné postupovať opatrne, pretože metóda nezohľadňuje skutočné správanie sa namáhania a deformácie, keď dôjde k lokálnym plastickým deformáciám.

2.3.1.2 Metóda deformačnej životnosti

Najvhodnejší spôsob ako sa dá vysvetliť podstata únavového porušenia, je pomocou metódy deformačnej životnosti. Tento spôsob je možné použiť na odhad únavovej pevnosti, ale ak sa použije, je potrebné prijať niekoľko zjednodušení, čo sa prejaví neistotou vo výsledkoch. Z tohto dôvodu je táto metóda uvádzaná len kvôli svojej vhodnosti pri vysvetľovaní procesu únavy.

Únavová porucha takmer vždy začína miestnou diskontinuitou, ako je vrub, prasklina alebo iná oblasť koncentrácie napätia. Keď napätie na diskontinuite prekročí medzu pružnosti, dôjde k plastickému spevneniu. Ak sa má vyskytnúť únavová porucha, musia existovať cyklické plastické deformácie.

V roku 1910 Bairstow experimentom Bauschingerovej teórie overil, že limity pružnosti železa a ocele je možné meniť, buď nahor alebo nadol, cyklickými zmenami napätia. Všeobecne je pravdepodobné, že limity pružnosti žíhaných ocelí sa zvýšia, keď sú vystavené cyklom striedavého napätia, zatiaľ čo ocele ťahané za studena vykazujú klesajúcu medzu pružnosti.

Konštruovanie strojových súčiastok

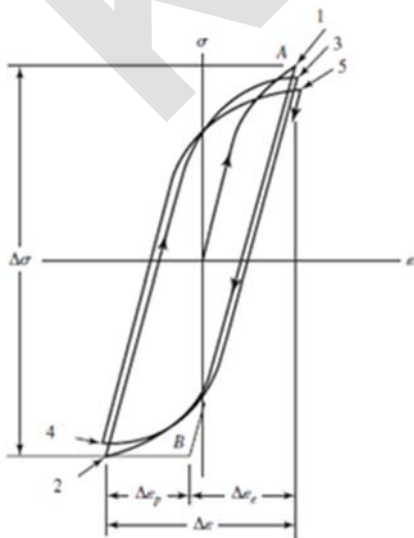
Vplyvom striedavého napätia je možné vyhotoviť hysterezné slučky materiálu obr.2.12, ako závislosť deformácie od napätia. Na základe hysterezných slučiek obr.2.12 je možné vyhotoviť diagram závislosti amplitúdovej deformácie $\Delta\varepsilon/2$ od počtu cyklov obr.2.13. Zo závislosti na obr.2.13 je možné odčítať nasledovné:

- Koeficient únavovej ťažnosti ε'_F je skutočná deformácia zodpovedajúca lomu v jednom polcykle (bod A na obr.2.12). Plastická deformačná čiara začína v tomto bode na obrázku 2.13.

- Koeficient únavovej pevnosti σ'_F je skutočné napätie zodpovedajúce lomu v jednom polcykle (bod A na obr.2.12). Na obr.2.13 si môžeme všimnúť, že čiara pružného namáhania začína na σ'_F / E .

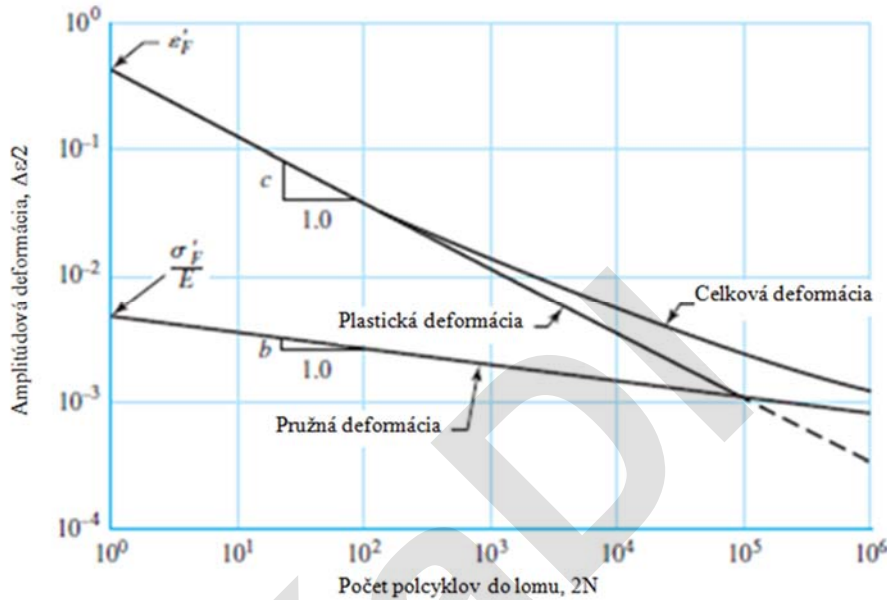
- Exponent únavovej ťažnosti c je sklon čiary plastickej deformácie na obr.2.13 a je to exponent, na ktorý musí byť životnosť $2N$ umocnená, aby bola úmerná skutočnej amplitúde plastickej deformácie. Ak je počet polcyklov napätia $2N$, potom N je počet cyklov.

- Exponent únavovej pevnosti b je sklon čiary elastickej deformácie a je to exponent, na ktorý musí byť životnosť $2N$ umocnená, aby bola úmerná amplitúde skutočného napätia.



Obr.2.12 Hysterezné slučky závislosti napätia a deformácie materiálu

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.13 Závislosť únavovej životnosti na amplitúde skutočnej deformácie

Amplitúdu, pri ktorej dôjde k celkovej deformácii môžeme definovať rovnicou (2.28), ktorú nazývame Mansonov-Coffinov vzťah. Jedná sa o vzťah medzi celkovou deformáciou a únavovou životnosťou stanovenou pri počte N_f cyklov.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (2.28)$$

Aj napriek tomu, že rovnica (2.28) je legitímna rovnica na získanie únavovej životnosti súčiastky, keď sú dané deformácie a ďalšie cyklické charakteristiky, zdá sa byť pre konštruktéra málo užitočná. Otázka, ako určiť celkové napätie v mieste vrubu alebo diskontinuity, nebola zodpovedaná. V dostupnej literatúre nie sú k dispozícii žiadne tabuľky alebo grafy faktorov koncentrácie a napätia. Je možné, že faktory koncentračnej deformácie budú vo výskumnej literatúre dostupné veľmi skoro z dôvodu zvýšeného používania analýzy konečných prvkov.

Konštruovanie strojových súčiastok

2.3.1.3 Metóda lomovej mechaniky

Prvá fáza únavovej trhliny sa označuje ako únava I. stupňa. Predpokladá sa, že tu zohráva úlohu sklz kryštalických zŕn, ktorý prechádza cez niekoľko súvislých zŕn, inklúzií a povrchových nedokonalostí. Pretože väčšina z toho je pre pozorovateľa neviditeľná, iba hovoríme, že I. etapa zahŕňa niekoľko zŕn. Druhá fáza, šírenie trhliny, sa nazýva únava štádia II. Postup trhliny (to znamená, že sa vytvorí nová oblasť trhliny) poskytuje dôkazy, ktoré možno pozorovať na mikrofotografiách z elektrónového mikroskopu. Rast trhliny je usporiadaný. Konečná trhlinka nastáva počas únavy v štádiu III, hoci únava tu nezohráva žiadnu rolu, ale prebieha len statický lom. Keď trhlinka je dostatočne dlhá na to, aby $K_I = K_{Ic}$ pre príslušnú amplitúdu napätia, kde K_{Ic} je intenzita kritického napätia pre nepoškodený kov, potom došlo k náhlemu, katastrofickému zlyhaniu zostávajúceho prierezu v ťahovom preťažení. Únava v štádiu III je spojená s rýchlym zrýchlením rastu trhlín a potom s prasknutím.

2.3.2 Stanovenie medze únavy

Stanovenie hodnôt medze únavy pomocou únavového testovania je dnes rutinné, aj keď zdĺhavé. Pri predbežnom návrhu prototypu a pri niektorých analýzach porúch je tiež vhodná rýchla metóda odhadu medze únavy. V literatúre je veľké množstvo údajov o výsledkoch skúšok striedavým ohybom (za rotácie skúšobnej vzorky) a jednoduchých ťahových skúšok vzoriek odobratých z rovnakej tyče alebo ingotu. Ich vynesenie do grafu, ako je to znázornené na obr.2.14, je možné zistiť, či existuje korelácia medzi týmito dvoma súbormi výsledkov. Korelácia výsledkov naznačuje, že medza únavy sa pohybuje v rozmedzí 40% až 60% z hodnoty v pevnosti v ťahu pre ocele do asi 1460 MPa. Pri hodnote pevnosti okolo $R_m = 1460$ MPa sa rozptyl zvyšuje, ale trend priebehu sa sklápa, čo naznačuje prerušovaná vodorovná čiara medze únavy pri hodnote $\sigma_c = 740$ MPa.

Pri metóde odhadu medze únavy je potrebné odhadnúť počet cyklov pri ktorých sa stanoví medza únavy. Odhady získané z množstva údajov získaných z viacerých testovaní majú veľké rozšírenie a môžu sa významne líšiť od výsledkov

Konštruovanie strojových súčiastok

skutočných laboratórnych testov mechanických vlastností vzoriek získaných pomocou prísnych špecifikácií. Miera neistoty odhadu bude vyššia a preto sa musí miera neistoty kompenzovať použitím väčšieho množstva redukčných konštrukčných súčiniteľov, ako by sa použili pri statickom návrhu. Pre ocele, jednoduchým odčítaním (pozorovaním) na obr.2.14, v bode C odhadneme medzu únavy ako:

$$\sigma_c = 740 \text{ MPa} \quad \text{a} \quad R_m = 1460 \text{ MPa}$$

S rastúcou hodnotou medze pevnosti v ťahu R_m materiálu sa však hodnota medze únavy σ_c nebude zvyšovať.

Podľa sklonu závislosti pre uhlíkovú ocel' obr.2.14, môžeme medzu únavy vyjadrovať podľa vzorca (2.29), pre prípady ak medza pevnosti materiálu je menej ako 1460MPa, $R_m < 1460 \text{ MPa}$.

Hodnota medze únavy σ_c v tejto rovnici platí len pre prípad hladkej skúšobnej vzorky, ktorá bola namáhaná striedavým ohybom.

$$\sigma_c = 0,5 \cdot R_m \quad (2.29)$$

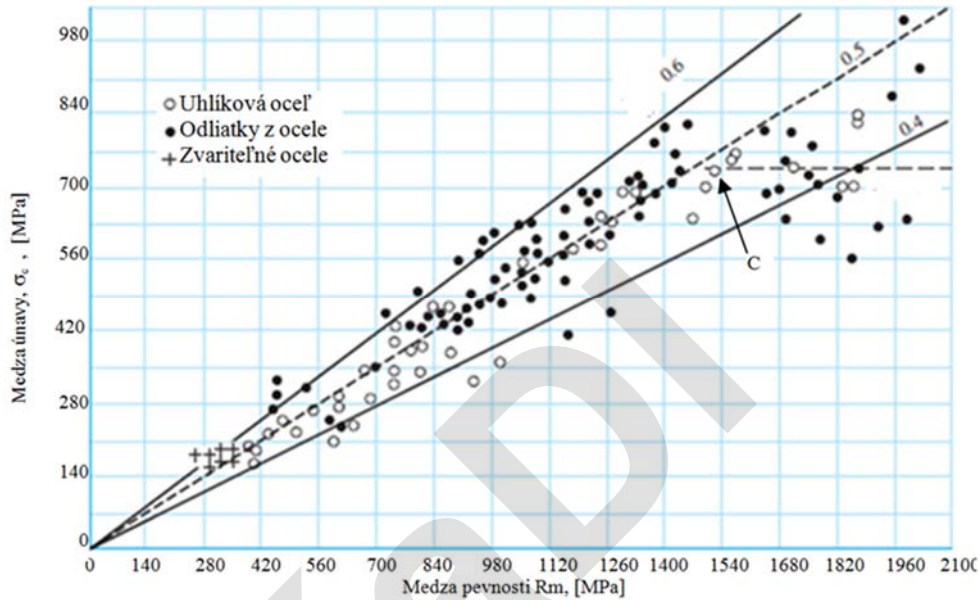
Hodnota medze únavy skúšobnej vzorky a skutočnej súčiastky sa bude líšiť, preto sa bude aj líšiť označovanie medze únavy skúšobnej vzorky a skutočnej súčiastky. Pre prehľadnosť zavedieme indexy, ktorými budeme vyjadrovať vzťahnosť deja počas ktorého je nadobudnutá sledovaná veličina.

Medzu únavy skutočnej súčiastky budeme označovať " σ_c^* " resp. " σ_c'' ".

Medza únavy môže byť určená pre rôzne druhy namáhania a teda pre ťah-tlak to bude index "t", " σ_{ct} " pre ohyb "o" " σ_{co} " a pre krut "t" priamo τ_c ".

Pre stanovenie medze únavy pre skutočnú súčiastku σ_c^* je potrebné zohľadniť skutočné vplyvy ktoré pôsobia na súčiastku. Rozdiel medzi medzou únavy skúšobnej vzorky σ_c a medzou únavy skutočnej súčiastky σ_c^* môže byť značný.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.14 Závislosť únavovej životnosti na pevnosti materiálu pre rôzne druhy materiálu

Oceľové materiály upravené tak, aby mali požadované vlastnosti sú tvorené rôznymi mikroštruktúrami a teda majú rôzne pomery σ_c / R_m .

Ocele ktoré sú tvárnejšie majú vyšší pomer σ_c / R_m . Martenzitické ocele majú veľmi krehkú povahu a sú vysoko citlivé na praskanie spôsobené únavou; teda pomer σ_c / R_m je nízky. Ak existujú podrobné špecifikácie tepelného spracovania, je možné použiť odhad medze únavy na základe údajov zo skúšky pre konkrétny typ tepelného spracovania a tieto odhady sú oveľa spoľahlivejšie.

2.3.3 Únavová pevnosť

Ako je znázornené na obr.2.11, oblasť nízkokycklovej únavy sa nachádza od počtu $N=1$ do asi 10^3 cyklov. V tejto oblasti je únavová pevnosť (σ_N) iba o niečo menšia ako pevnosť v ťahu (R_m). Analytický prístup poskytli autori Shigley, Mischke a Brown pre oblasti s vysokým a nízkym počtom cyklov, vyžadujúce parametre Manson-Coffinovej rovnice zohľadňujú exponent deformácie (b).

Konštruovanie strojových súčiastok

Z priebehu na obr.2.11 vidíme, že únava pri vysokom cykle siaha od 10^3 cyklov pre ocele po životnosť N , ktorá je asi 10^6 až 10^7 cyklov. Účelom tejto časti je vyvinúť metódy aproximácie diagramu S-N v oblasti vysokých cyklov, keď informácií o skúškach môže byť rovnako málo ako informácií z jednoduchej skúšky ťahom. Skúsenosti ukazujú, že údaje o únave pri vysokom počte cyklov sa upravujú logaritmickou transformáciou na únavové napätie aj pri zohľadnení počtu cyklov do poruchy. Rovnicu (2.30) možno použiť na stanovenie únavovej pevnosti pre 10^3 cyklov.

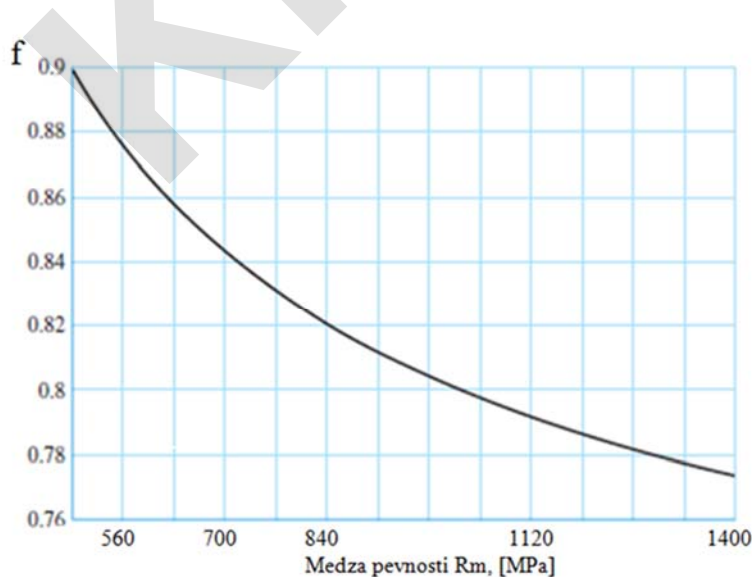
$$(\sigma_f)_N = \sigma_F (2N)^b \quad (2.30)$$

Definovaním únavovej pevnosti vzorky σ_N pri konkrétnom počte cyklov $N = 10^3$, ak $N = E \cdot \Delta \epsilon_e / 2$, napíšeme teda rovnicu (2.30) ako:

$$(\sigma_N)_{10^3 \text{ cyklov}} = \sigma_F (2 \cdot 10^3)^b = f R_m \quad (2.31)$$

Súčiniteľ f vyjadruje pomer nízkocyklovej medze únavy (σ_N) pri počte $N=10^3$ cyklov a medze pevnosti R_m , súčiniteľ f je definovaný nasledovne:

$$f = \frac{\sigma_N}{R_m} (2 \cdot 10^3)^b \quad (2.32)$$



Obr.2.15 Súčiniteľ f v závislosti na R_m pre 10^3 cyklov

Konštruovanie strojových súčiastok

Proces stanovenia f sa môže opakovať pre rôzne zaťaženia. Obr.2.15 je grafom f pre $140 \leq R_m \leq 1400$ MPa. Pre konzervatívne vyjadrenie hodnôt menších ako, $R_m < 560$ MPa je možné používať $f = 0,9$.

V prípade symetrického zaťažovacieho cyklu kedy: $\sigma_N = \sigma_a$, bude počet cyklov do porušenia, vyjadrený z rovnice nasledovne:

$$N = \sqrt[b]{\left(\frac{\sigma_a}{a}\right)} \quad (2.31)$$

2.3.4 Faktory ovplyvňujúce medzu únavy

Vzorky používané v laboratóriu na stanovenie medze únavy sú pripravené podľa požadovaných kritérií a testované za prísne kontrolovaných podmienok. Je nereálne očakávať, že medza únavy skutočného konštrukčného prvku sa bude zhodovať s hodnotami získanými v laboratóriu. Niektoré rozdiely zahŕňajú:

- Materiál: zloženie, vlastnosti materiály, premenlivosť štruktúry.
- Výrobu: metóda, tepelné spracovanie, povrchovú úpravu, koncentráciu napätia.
- Prostredie: korózia, teplota, zaťažovacie stavy, relaxačné časy.
- Konštrukciu: veľkosť, tvar, životnosť, napät'ový stav, rýchlosť, trenie, oter.

Je možné identifikovať faktory, ktoré kvantifikujú účinky stavu povrchu, veľkosti, zaťaženia, teploty a rôznych faktorov.

Pri kvantifikácii účinku faktorov bola vznesená otázka, či je lepšie upraviť medzu únavy subtraktívnymi korekciami (sčítanie/odčítanie) alebo multiplikatívnymi korekciami (nasobením). Túto problematiku riešil Marin [10], na základe rozsiahleho štatistického výskumu ocele 4340 (tavenú v elektrickej peci, leteckej kvality), pri ktorom bolo zistené, že výsledky pri multiplikatívnej forme sú presnejšie ako výsledky pri používaní subtraktívnych korekcií. Bolo zistené, že korelačný koeficient priblíženia ku skutočným stavom pre multiplikatívnu korekciu je 0,85 a pre subtraktívnu korekciu je 0,40. Výsledná Marinova rovnica sa preto definuje ako:

$$\sigma_c^* = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_c \quad (2.32)$$

kde:

k_a - súčiniteľ akosti povrchu,

Konštruovanie strojových súčiastok

k_b - súčiniteľ veľkosti súčiastky,

k_c - súčiniteľ vplyvu (modifikácie) zaťaženia,

k_d - súčiniteľ vplyvu teploty,

k_e - súčiniteľ spoľahlivosti,

k_f - súčiniteľ modifikácie rôznych ďalších vplyvov,

σ_c - medza únavy skúšobnej vzorky zaťaženej striedavým ohybom, [MPa],

σ_c^* - medza únavy skutočnej súčiastky zohľadňujúca v kritickom mieste veľkosť, tvar a podmienky používania, s výnimkou vplyvu koncentrácie napätia, [MPa].

Ak nie sú k dispozícii výsledky únavových skúšok, odhady medze únavy skutočnej súčiastky sa robia použitím Marinových súčiniteľov vyššie uvedených.

2.3.5 Koncentrácia napätia a citlivosť na vrub

Existencia nepravidielností alebo diskontinuit, ako sú otvory, drážky alebo zárezy, zvyšuje teoretické napätia významne v bezprostrednej blízkosti diskontinuity.

Pre stanovenie koncentrácie napätia v mieste diskontinuit môžeme použiť súčiniteľ tvaru α . Pre súčiastky s vrubom je maximálne (špičkové) namáhanie pri únave,

$$\sigma_{\max} = \beta \cdot \sigma_{\text{nom}} \quad \text{alebo} \quad \tau_{\max} = \beta_{\tau} \cdot \tau_{\text{nom}} \quad (2.33)$$

Kde:

β - súčiniteľ vrubu (vrubový súčiniteľ), ktorý koriguje súčiniteľ tvaru vrubu α ,

σ_{nom} - je nominálne napätie, [MPa].

Je vhodné považovať β za súčiniteľ ktorý je menší ako α . Súčiniteľ vrubu definujeme nasledovne:

$$\beta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} = \frac{\sigma_c}{\sigma_c^*} \quad (2.34)$$

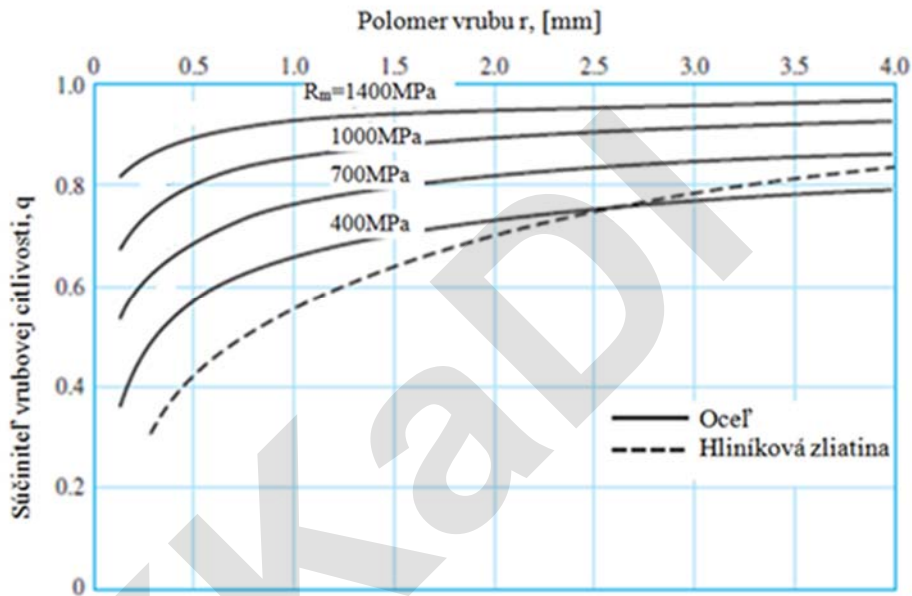
kde:

σ_c - medza únavy hladkej tyče, [MPa],

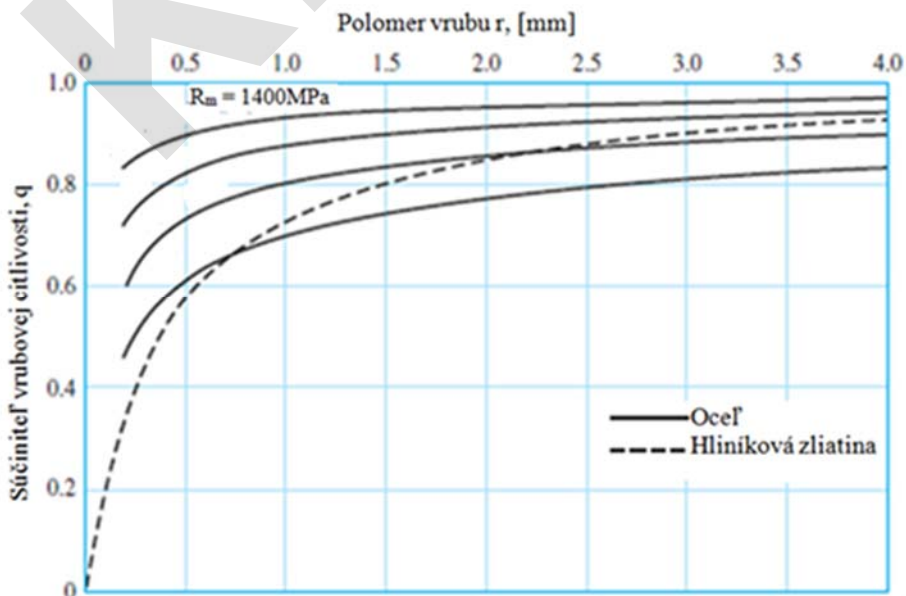
σ_c^* - medza únavy tyče s vrubom, [MPa].

Konštruovanie strojových súčiastok

Trendy citlivosti vrubu ako funkcie polomeru vrubu a medze pevnosti sú znázornené na obr.2.16 pre striedavý ohyb alebo axiálnu striedavú osoú silu (ťah - tlak) a na obr.2.17 pre striedavý krútiaci moment.



Obr.2.16 Súčiniteľ vrubovej citlivosti pre striedavý ohyb a striedavý osoú ťah



Obr.2.17 Súčiniteľ vrubovej citlivosti pre striedavý krut

Konštruovanie strojových súčiastok

Súčiniteľ vrubovej citlivosti q je závislý od medze pevnosti materiálu R_m , z ktorého je vyhotovená súčiastka. Závislosti súčiniteľa vrubovej citlivosti obr.2.16 a obr.2.17 používajú za základ Neuberovu rovnicu, ktorá je definovaná Neuberovou konštantou \sqrt{a} a medzou pevnosti materiálu R_m nasledovne.

Neuberova konštantá pre striedavý ohyb a striedavý osový ťah:

$$\sqrt{a} = 1,238 - 0,225(10^{-2})R_m + 0,160(10^{-5})R_m^2 - 0,410(10^{-8})R_m^3 \quad (2.35)$$

Neuberova konštantá pre striedavý krut:

$$\sqrt{a} = 1,238 - \left(140 \cdot (0,225(10^{-2})R_m + 0,160(10^{-5})R_m^2 - 0,410(10^{-8})R_m^3)\right) \quad (2.36)$$

Pre veľké polomery zaoblenia r sa hodnota q blíži k hodnote jedna „1“.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2.37)$$

Vrubovú citlivosť je možné vyjadriť aj na základe vrubového súčiniteľa a súčiniteľa koncentrácie napätia nasledovne:

$$q = \frac{\beta - 1}{\alpha - 1} \quad (2.38)$$

Po vyjadrení rovnosti rovníc (2.37) a (2.38) dostaneme:

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2.39)$$

Pri určovaní medze únavy súčiastky s vrubom σ_c^* v prípade jednoduchého namáhania používame súčiniteľ vrubu β , tak, že ním vydelíme medzu únavy vzorky bez vrubu σ_c nasledovne:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\beta} \quad (2.40)$$

kde:

σ_c - medza únavy hladkej tyče,

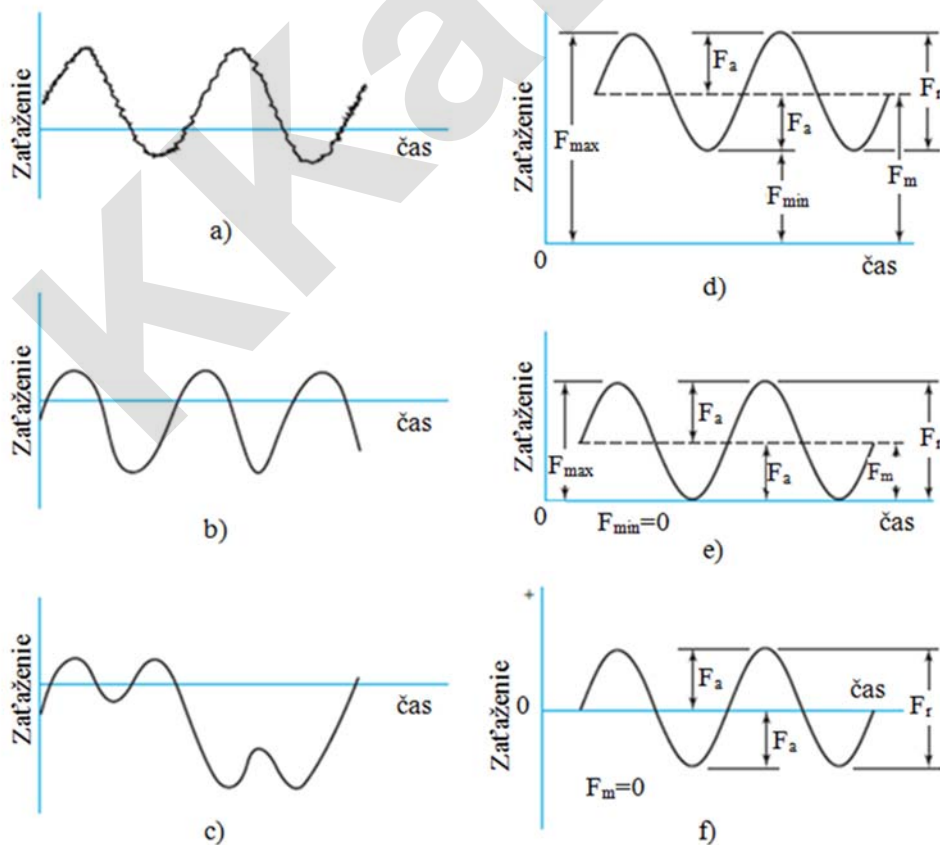
σ_c^* - medza únavy tyče s vrubom.

Konštruovanie strojových súčiastok

2.4 Charakterizovanie premenlivého zaťaženia

Premenlivé napätia v strojových zariadeniach majú často vzhľadom na povahu niektorých rotačných strojov sínusový priebeh obr.2.18. Vyskytujú sa však aj iné priebehy, niektoré dosť nepravidelné. Zistilo sa, že periodické priebehy vykazujú striedanie maximálnej a minimálnej hodnoty v tvare vlny. Teda F_{max} a F_{min} v cykle sily môže byť použité na charakterizovanie priebehu sily. Je tiež pravda, že rozsah nad a pod určitou základnou čiarou môže byť rovnako efektívny pri charakterizovaní priebehu zaťaženia. Ak je najväčšia sila F_{max} a najmenšia sila F_{min} , potom je možné strednú ustálenú zložku F_m a amplitúdu striedavej zložky sily F_a určiť takto:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad (2.41)$$



Obr.2.18 Priebehy zaťaženia a) až c) neperiodické, d) až e) periodické

Konštruovanie strojových súčiastok

Obr.2.18 zobrazuje niektoré z rôznych priebehov zaťaženia (sily), ktoré sa vyskytujú. Zložky sily ktoré sú znázornené na obrázku 2.18d), sú:

F_{\min} – minimálna sila (zaťaženie),

F_m – stredná zložka sily (zaťaženia),

F_{\max} – maximálna sila (zaťaženie),

F_r – rozsah sily (zaťaženia),

F_a – amplitúda sily (zaťaženia),

F_s – stála sila (zaťaženie) - (predpätie).

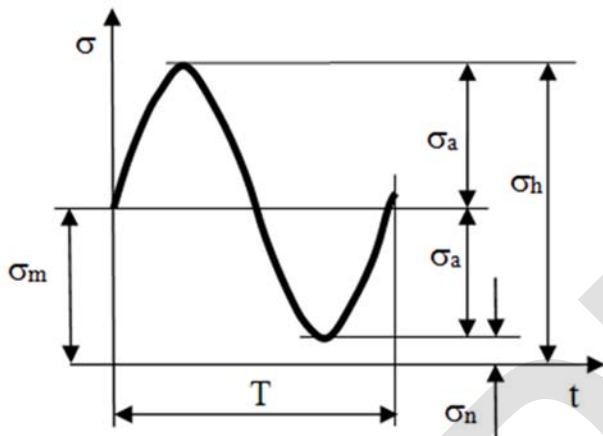
Stabilné alebo statické zaťaženie F_s nie je to isté ako zaťaženie stredné F_m ; v skutočnosti môže mať akúkoľvek hodnotu medzi F_{\min} a F_{\max} . Stále zaťaženie existuje v dôsledku stáleho alebo predpätého zaťaženia pôsobiaceho na strojnú súčiastku a zvyčajne je nezávislé od meniacej sa časti zaťaženia. Napríklad špirálová tlačná pružina je vždy zaťažená predpätím, dôsledkom čoho je skrátaná a teda jej dĺžka je kratšia ako je voľná dĺžka pružiny. Zaťaženie vytvorené týmto počiatočným stavom stlačenia sa nazýva stabilná alebo statická zložka zaťaženia (predpätie). Predpätie teda nie je to isté ako stredné napätie!

2.4.1 Druhy premenlivého napätia

Každá strojná súčiastka reaguje na zaťaženie vznikom napätia. Predpokladajme, že napätie, ktoré bolo vyvolané zaťažením, bude mať rovnaký charakter a teda môžeme vzniknuté napätie v súčiastke definovať a zobrazit nasledovne:

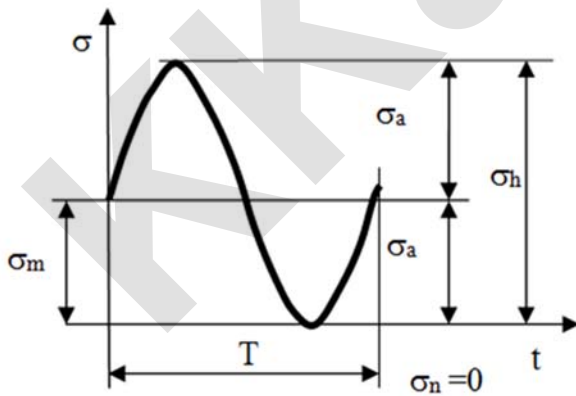
Pulzujúci priebeh obr.2.19 je charakteristický strednou zložkou napätia okolo ktorej kmitá amplitúda napätia. Pulzujúce napätie sa nachádza len v oblasti kladnej alebo zápornej časti.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.19 Pulzujúci priebeh napätia

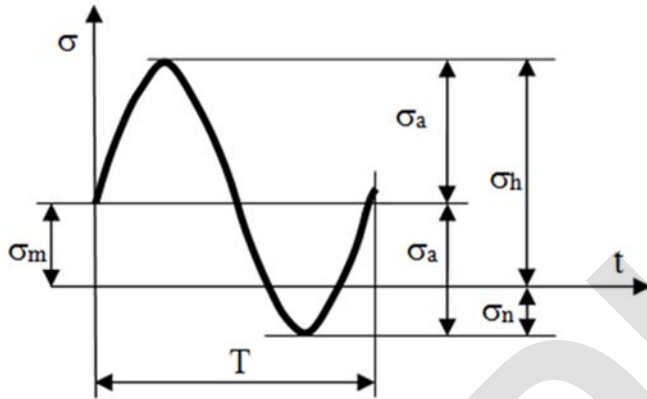
Miznúci priebeh napätia obr.2.20 je charakteristický tým, že minimálne napätie je nulové. Stredná zložka napätia je totožná s amplitúdovým napätím.



Obr.2.20 Miznúci priebeh napätia

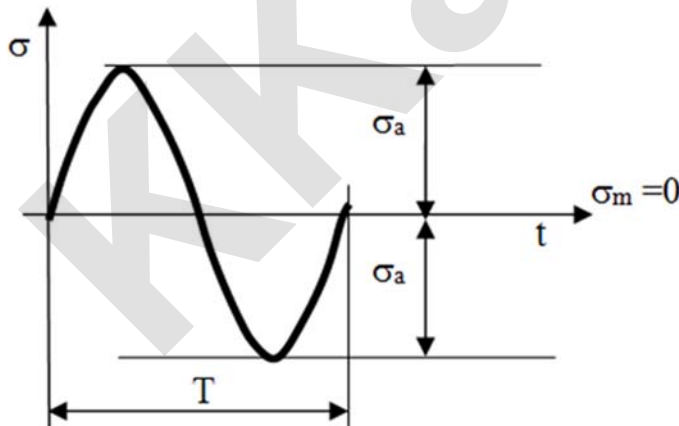
Striedavý asymetrický priebeh obr.2.21 je podobný pulzujúcemu priebehu. Asymetrický priebeh dosahuje minimálnych hodnôt v zápornej časti grafu ako sa nachádza stredná zložka.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.21 Striedavý asymetrický priebeh napätia

Striedavý symetrický priebeh obr.2.22 je charakteristický tým, že stredná zložka napätia je nulová a amplitúdové napätie kmitá okolo nulovej osi.



Obr.2.22 Striedavý symetrický priebeh napätia

Pre vyššie uvedené druhy premenlivého zaťaženia podľa obr.2.19 až obr.2.22 je možné definovať jednotlivé napät'ové zložky nasledovne:

Horné napätie:

$$\sigma_h = \sigma_m + \sigma_a \quad (2.42)$$

Dolné napätie:

$$\sigma_n = \sigma_m - \sigma_a \quad (2.43)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Stredné napätie:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.44)$$

Amplitúda napätia:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.45)$$

Súčiniteľ asymetrie cyklu:

$$r = \frac{\sigma_n}{\sigma_h} \quad (2.46)$$

2.5 Kritériá únavovej poruchy pre premenlivé zaťaženie

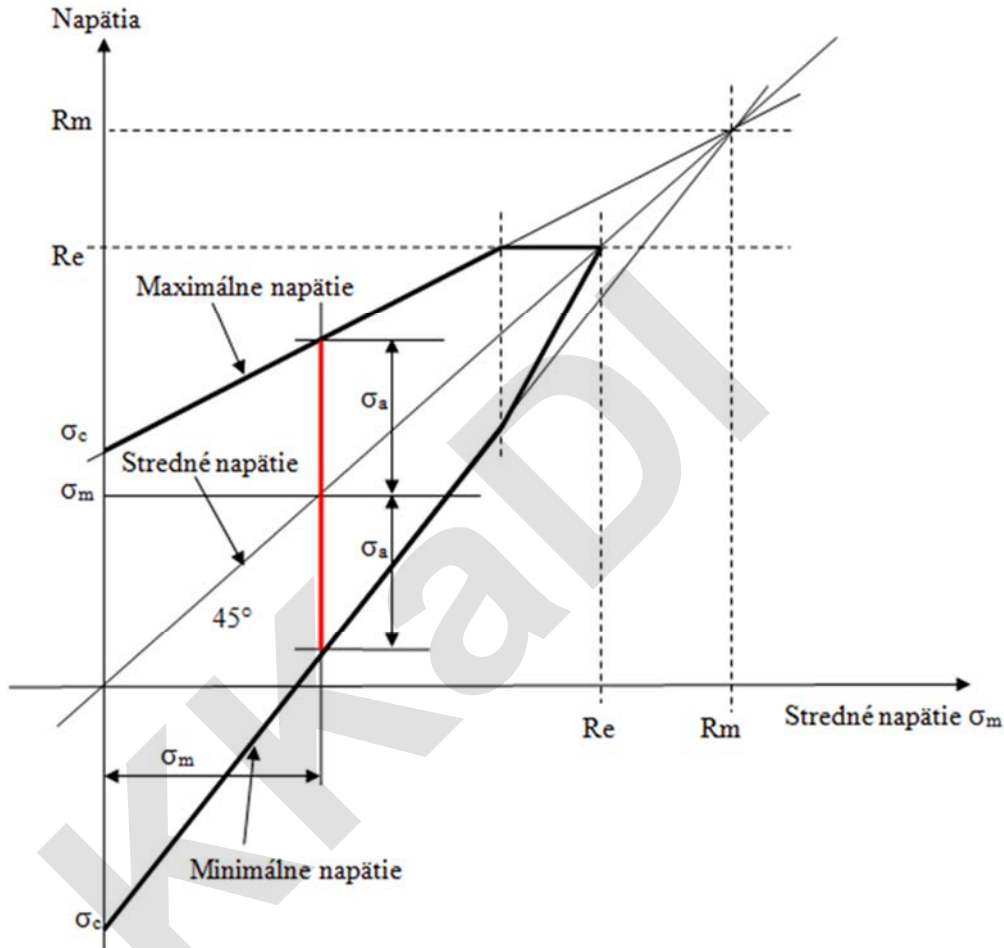
Teraz, keď sú definované zložky napätia spojené s časťou súčiastky vystavenou premenlivému namáhaniu, môžeme priblížiť vplyv stredného napätia a amplitúdy napätia na medzu únavy. Všeobecne sa používajú tri druhy grafických diagramov pre vykresľovanie vzťahu napätia od zaťaženia k medzi únavy kontrolovaných súčiastok. Jedná sa o:

1. Smithov diagram.
2. Diagram únavového porušenia.
3. Haighov diagram.

Najrozšírenejším diagramom používaným v technickej praxi je Smithov diagram, ktorý je možné získať modifikáciou Goodmanovho diagramu.

Modifikovaný Goodmanov (Smithov) diagram na obr.2.23 má namáhanie strednej zložky napätia zakreslené na vodorovnej osi a všetky ostatné zložky napätia vynesené na zvislej osi v kladnom smere. Medza únavy, únavová pevnosť alebo sila konečnej životnosti, podľa toho, čo platí, sa vykreslí na súradnici nad a pod stredom súradnicového systému. Stredné napätie predstavuje priamku pod uhlom 45° od stredu súradnicového systému po bod predstavujúci medzu pevnosti v ťahu R_m . Upravený Goodmanov diagram sa skladá z úsečiek konštruovaných k trvalej medze únavy σ_e (alebo časovej medze únavy σ_N) nad a pod počiatkom. Medza klzu je tiež vynesená na obidvoch osiach a ohraničuje nám hranicu maximálneho napätia a to z toho dôvodu, že medza klzu je tiež kritériom poruchy, ak σ_{max} prekročí R_e .

Konštruovanie strojových súčiastok



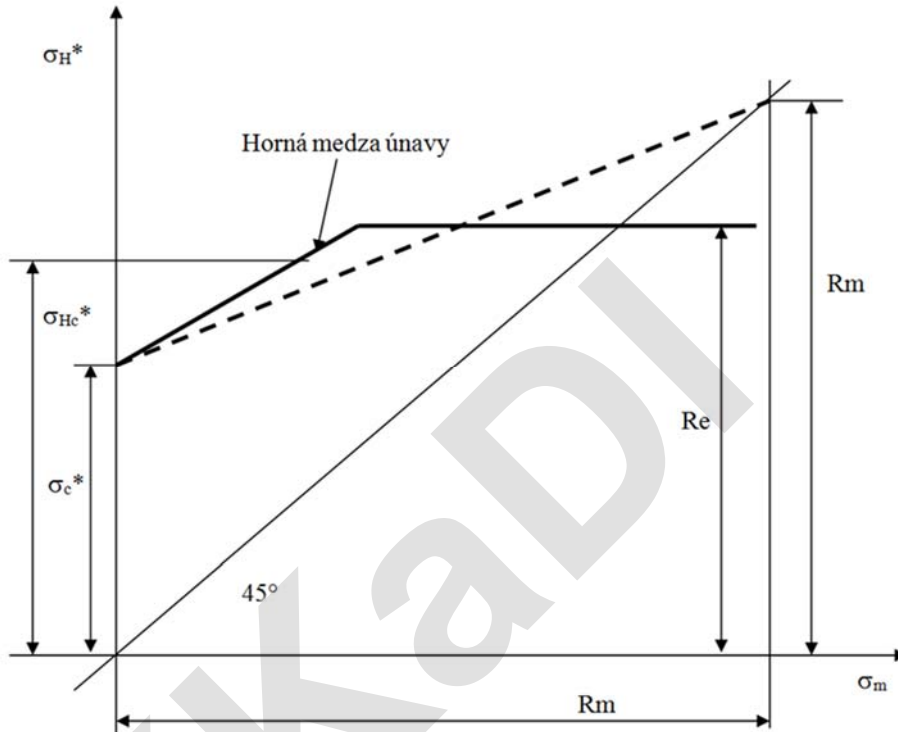
Obr.2.23 Modifikovaný Goodmanov (Smithov) diagram

2.5.1 Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu

Pre praktické použitie je možné Smithov diagram upraviť. Ako si uvedieme na troch príkladoch podľa rôznych autorov, je konštrukcia rôzna. Dôležitý pre výber diagramu a jeho zostrojenie diagramu je dostupnosť informácií ktoré súvisia s definovaním parametrov diagramu a korekčných súčiniteľov.

Prvý príklad Smithovho diagramu obr.2.24, pre stanovenie priebehu medze únavy vychádza od autorov: [2] L.Málik a kol. , Konštruovanie II, Edis v Žiline 2013

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.24 Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu

Smithov diagram obr.2.24 je obdobne konštruovaný ako všeobecný Smithov diagram na obr.2.23. Základný rozdiel spočíva v tom, že na obr.2.24 sú vynášané hodnoty medze únavy zodpovedajúce skutočnej súčiastke σ_c^* stanovenej pre striedavé napätie. Medza únavy skúšobnej vzorky je definovaná čiarkovanou čiarou. V diagrame máme ďalej definovanú medzu únavy pre miznúce napätie σ_{Hc}^* .

σ_c^* - medza únavy (napätie) pre striedavé symetrické namáhanie,

σ_{Hc}^* - medza únavy (napätie) pre miznúce namáhanie,

σ_m – stredné napätie,

Medzné krivky Smithovho diagramu sa v tomto prípade dajú vyjadriť nasledovne:

Pre hladkú skúšobnú vzorku platí:

$$\sigma_H = \sigma_c + (1 - \psi) \cdot \sigma_m \quad a \quad R_e = \sigma_H \quad (2.47)$$

Pre súčiastku s vrubom platí:

$$\sigma_H^* = \sigma_c^* + (1 - \psi^*) \cdot \sigma_m \quad a \quad \sigma_H^* = \sigma_k^* = R_e \quad (2.48)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Ak ψ je súčiniteľ vrubovej citlivosti materiálu k asymetrii cyklu, platí:

$$\psi^* = \frac{\psi}{\beta} \quad (2.49)$$

β – súčiniteľ vrubu

Pri klasických metódach únavovej pevnosti je potrebné poznať vplyv vrubu na únavovú pevnosť. Vzhľadom na zložitosť problému je ten riešený použitím vrubovým súčiniteľom β .

Vrubový súčiniteľ je definovaný ako pomer medze únavy hladkej vzorky a medze únavy vzorky s vrubom.

$$\beta = \frac{\sigma_c}{\sigma_c^*} \quad (2.50)$$

Zvýšené napätie sa koncentruje predovšetkým v koreni vrubu. Vplyv vrub je možné definovať pomocou vrubového súčiniteľa α .

$$\alpha = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (2.51)$$

σ_{max} a σ_n – sú napätia maximálne a nominálne počítané podľa klasických metód pružnosti a pevnosti.

Medzu únavy ovplyvňujú ešte nasledovné faktory:

- veľkosť súčiastky - súčiniteľ veľkosti súčiastky : v
- akosť povrchu - súčiniteľ akosti povrchu: ϵ_p

Po zohľadnení uvedených faktorov bude medza únavy pre reálnu súčiastku:

Pre striedavý ohyb:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c \cdot v_\sigma \cdot \epsilon_p}{\beta_\sigma} \quad (2.52)$$

Pre striedavý krut:

$$\tau_c^* = \frac{\tau_c \cdot v_\tau \cdot \epsilon_p}{\beta_\tau} \quad (2.53)$$

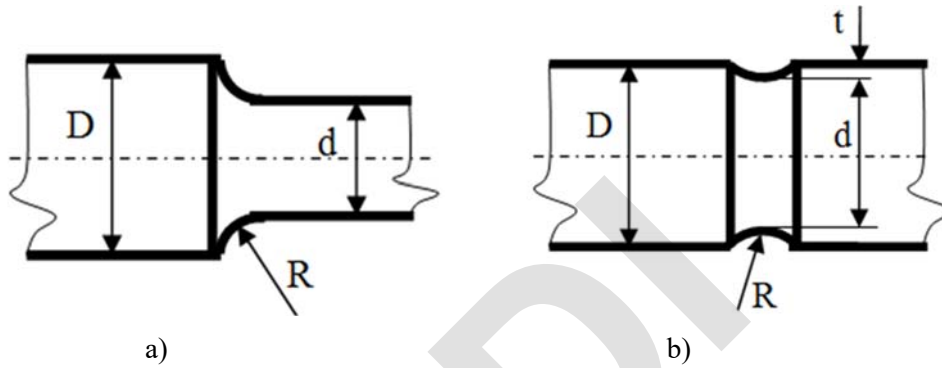
V prípade húževnatých ocelí je možné použiť vzťah pre určenie medze únavy v šmyku:

$$\tau_c = 0,57 \cdot \sigma_c \quad (2.54)$$

Jednotlivé súčinitele použité na korekciu medze únavy použité vo vzorcoch (2.52) a (2.53) určíme podľa nasledovných obrázkov a priebehov na obr.2.25 až

Konštruovanie strojových súčiastok

obr.2.29. Na obr.2.25 máme znázornené najbežnejšie prípady tvarového prechodu spôsobujúceho vrubový účinok.



Obr.2.25 Najbežnejšie tvary vrubov

Pre tvar vrubu na obr.2.25 a) platí:
ak $D/d=2$, potom :

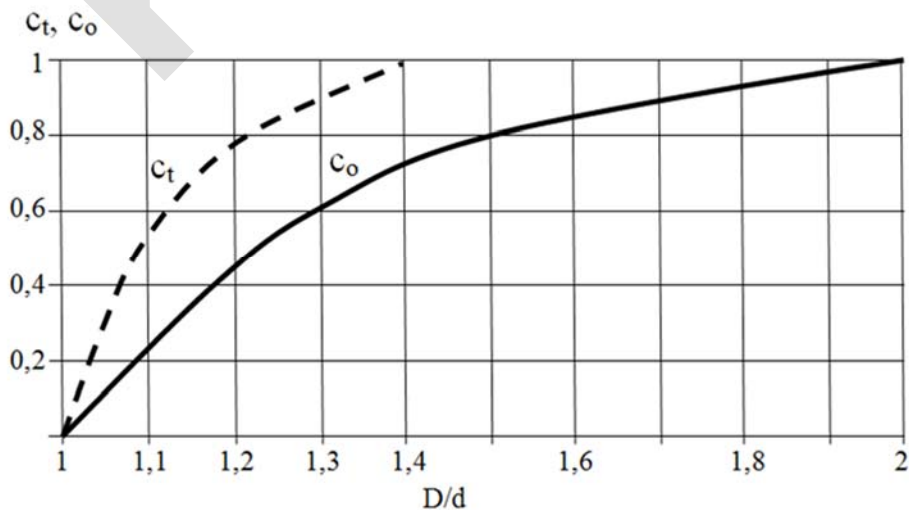
$$\beta_{\sigma} = 1 + c_o(\beta_o - 1) \quad (2.55)$$

ak $D/d=1,4$ potom:

$$\beta_{\tau} = 1 + c_t(\beta_t - 1) \quad (2.56)$$

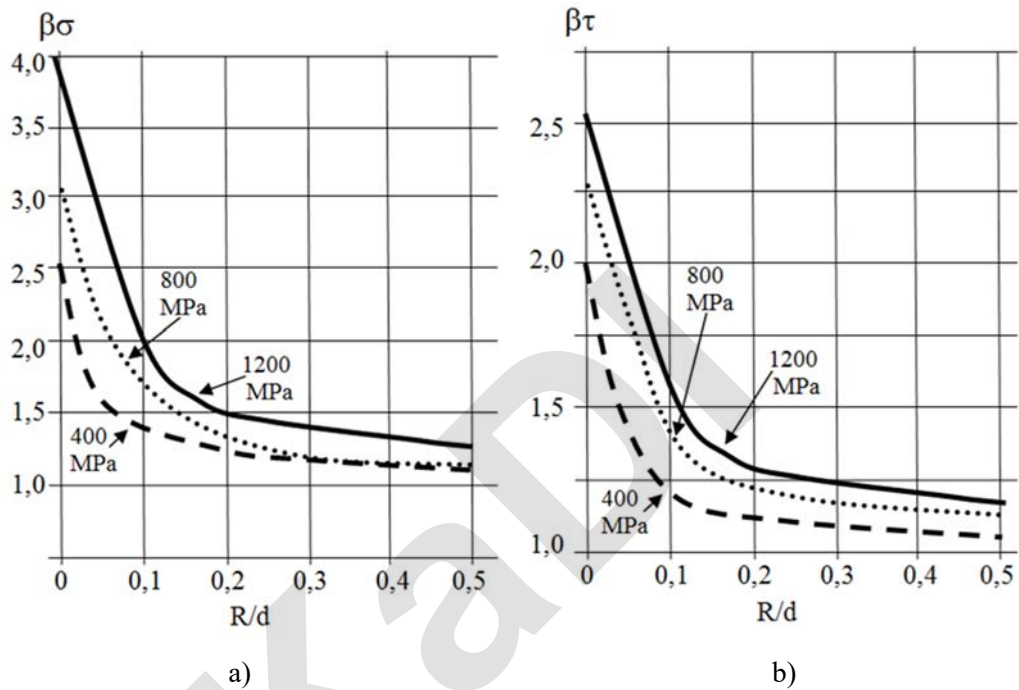
Pre tvar vrubu na obr.2.25 b) platí:

$$\beta_{\sigma,\tau} = 1 + \eta_{o,\tau}(\alpha_{o,\tau} - 1) \quad (2.57)$$



Obr.2.26 Priebeh koeficientov c_t a c_o v závislosti na rozmeroch súčiastky

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.27 Súčinitele vrubového účinku β_σ a β_τ v závislosti na rozmeroch obr.2.25

Pre ohybové, ťahové, tlakové napätia platí:

$$\psi_o = \frac{(2 \cdot \sigma_c - \sigma_{HC})}{\sigma_{HC}} \quad (2.58)$$

$$\psi_o^* = \frac{(2 \cdot \sigma_c^* - \sigma_{HC}^*)}{\sigma_{HC}^*} \quad (2.59)$$

Analogický pre šmykové napätia platí:

$$\psi_k = \frac{(2 \cdot \tau_c - \tau_{HC})}{\tau_{HC}} \quad (2.60)$$

$$\psi_k^* = \frac{(2 \cdot \tau_c^* - \tau_{HC}^*)}{\tau_{HC}^*} \quad (2.61)$$

Pre namáhanie miznúcim ťahom alebo ohybom platí:

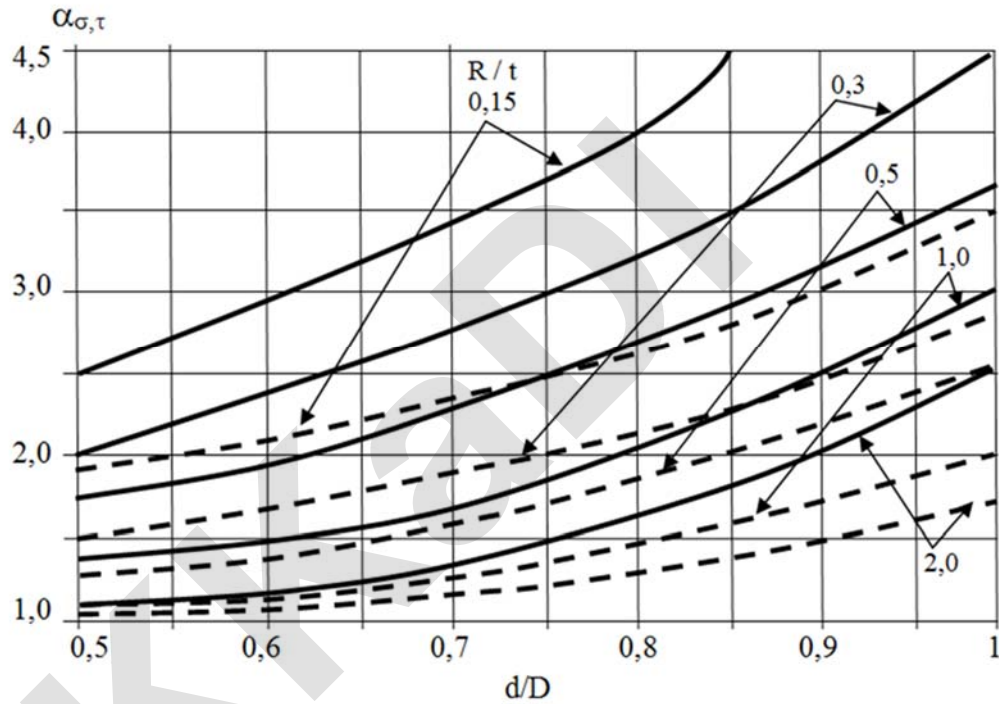
$$\sigma_{HC} = \frac{2 \cdot \sigma_c}{1 + \psi} = (1,6 \div 2) \cdot \sigma_c \quad (2.62)$$

$$\sigma_{HC}^* = \frac{2 \cdot \sigma_c^*}{1 + \psi^*} = \left(\frac{2 \cdot \beta}{\beta + \psi} \right) \cdot \sigma_c^* \quad (2.63)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

V prípade šmykových napätí môžeme napísať:

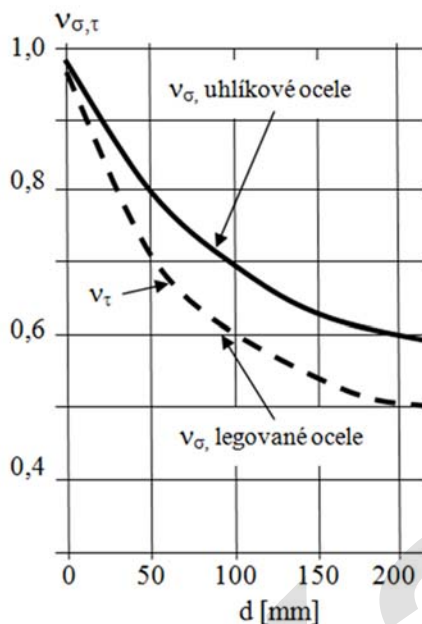
$$\tau_{HC} = \frac{2 \cdot \tau_c}{1 + \psi_k} = (1,74 \div 2) \cdot \tau_c \quad (2.40)$$



Obr.2.28 Súčiniteľ tvaru vrubu $\alpha_{\sigma, \tau}$ v závislosti od rozmerov obr.2.25, (plná čiara pre normálové namáhanie (ohyb, ťah), čiarkovaná čiara pre šmykové namáhanie (krut))

Súčiniteľ vplyvu veľkosti v_{σ} v_{τ} stanovíme podľa priebehov na obr.2.29, v závislosti od veľkosti konštruovanej súčiastky.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.2.29 Súčiniteľ vplyvu veľkosti

V prípade, ak je známa hodnota koncentrácie napätia α a medza pevnosti materiálu R_m , je možné určiť súčiniteľ vrubovej citlivosti q pre ktorý platí:

$$q = \frac{(\beta - 1)}{(\alpha - 1)} \leq 1 \quad (2.41)$$

Druhý príklad Smithovho diagramu obr.2.24, pre stanovenie priebehu medze únavy vychádza od autorov:

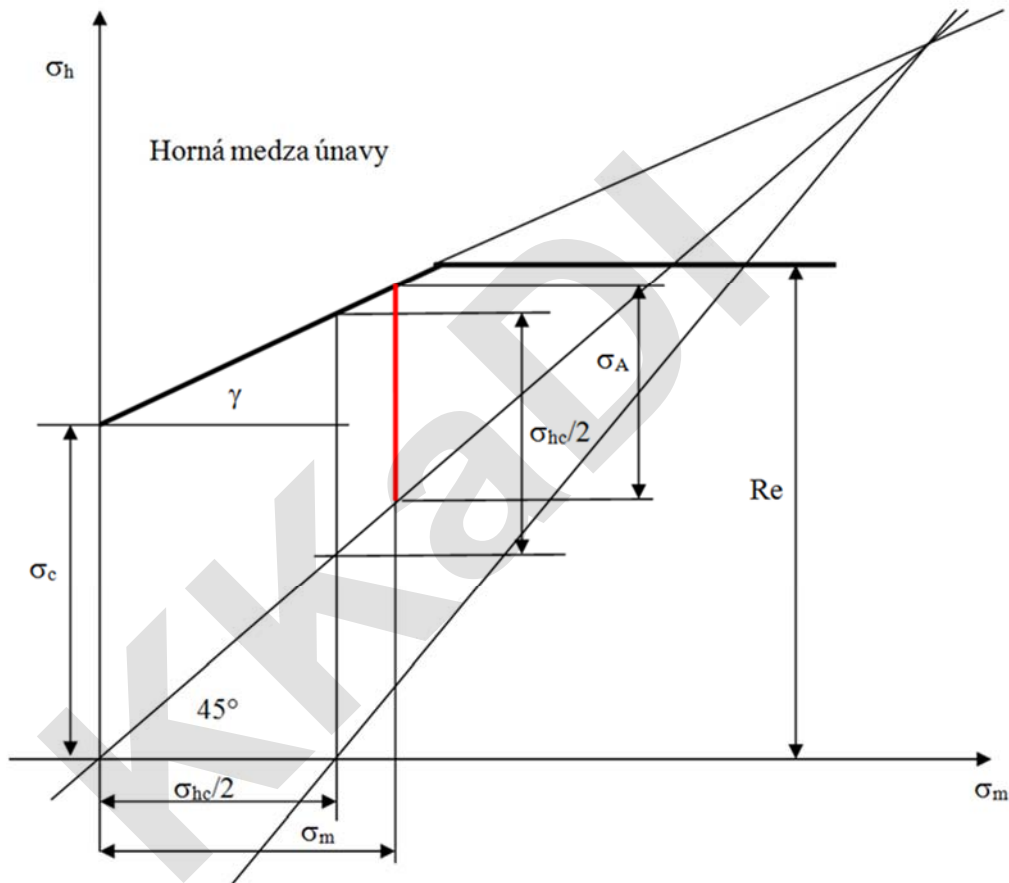
[3] F. Boháček a kol. , Části a mechanismy strojů I, Ediční středisko VUT Brno 1984

[10] Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett.: Shigley's Mechanical Engineering Design, Tenth Edition, Published by McGraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York, NY 10121., 2015

Použitie tejto konštrukcie diagramu je pre oblasť trvalej pevnosti, kedy nedôjde k šíreniu únavovej trhliny. Pre oblasť časovej únavovej pevnosti sa horná medza únavy upravuje podľa sklonu kriviek životnosti vid'. odporúčanú literatúru

Konštruovanie strojových súčiastok

[3,10]. Konštrukcia diagramu je totožná so všeobecnou konštrukciou Smithovho diagramu podľa kap.2.5.



Obr.2.30 Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu

σ_{hc} – horná medza únavy (horné napätie)

σ_c - medza únavy (napätie) pri symetrickom striedavom cykle

σ_m – stredné napätie

σ_A – amplitúda napätia

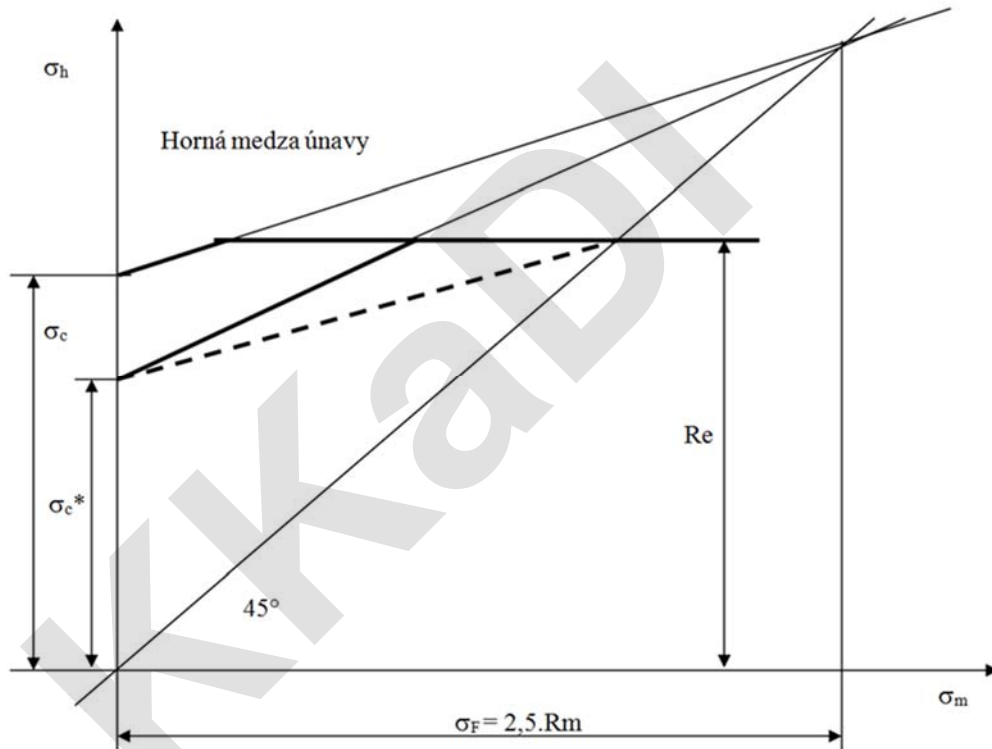
$$\sigma_A = \sigma_{hc} - \sigma_m = \sigma_c - \psi \cdot \sigma_m \quad (2.42)$$

$$\gamma = \arctan (1-\psi) \quad (2.43)$$

ψ – súčiniteľ závislý od pevnosti materiálu

Konštruovanie strojových súčiastok

Tretí príklad Smithovho diagramu obr.2.24, pre stanovenie priebehu medze únavy vychádza od autorov:[5] A. Bolek a kol. , Časti stroju 1.svazek, SNTL Praha, 1989



Obr.2.31 Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu

Smithov diagram podľa tejto literatúry je zostrojený pre medzu únavy skutočnej súčiastky s vrubom aj pre medzu únavy hladkej súčiastky. Pre určenie sklonu závislosti horných napätí sa používa fiktívne napätie σ_F .

σ_c^* - medza únavy (napätie) súčiastky s vrubom

σ_c - medza únavy (napätie) súčiastky bez vrubu

σ_m – stredné napätie

σ_F – fiktívne napätie – rôzne podľa druhu materiálu

V prípade použitia tejto konštrukcie pre krehké materiály, je potrebné nahradiť medzu klzu R_e s medzou pevnosti R_m .

Konštruovanie strojových súčiastok

2.6 Výpočet miery bezpečnosti

Miera bezpečnosti k_σ určuje koľkokrát musí vzrásť prevádzkové napätie kým dosiahne medzný stav. V praxi zvyčajne určujeme dve druhy bezpečnosti, a to bezpečnosť amplitúdovú a bezpečnosť k hornej medzi únavy.

Amplitúdová bezpečnosť: odporúčaná hodnota $k_a=2,5-4$

$$k_a = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \quad (2.44)$$

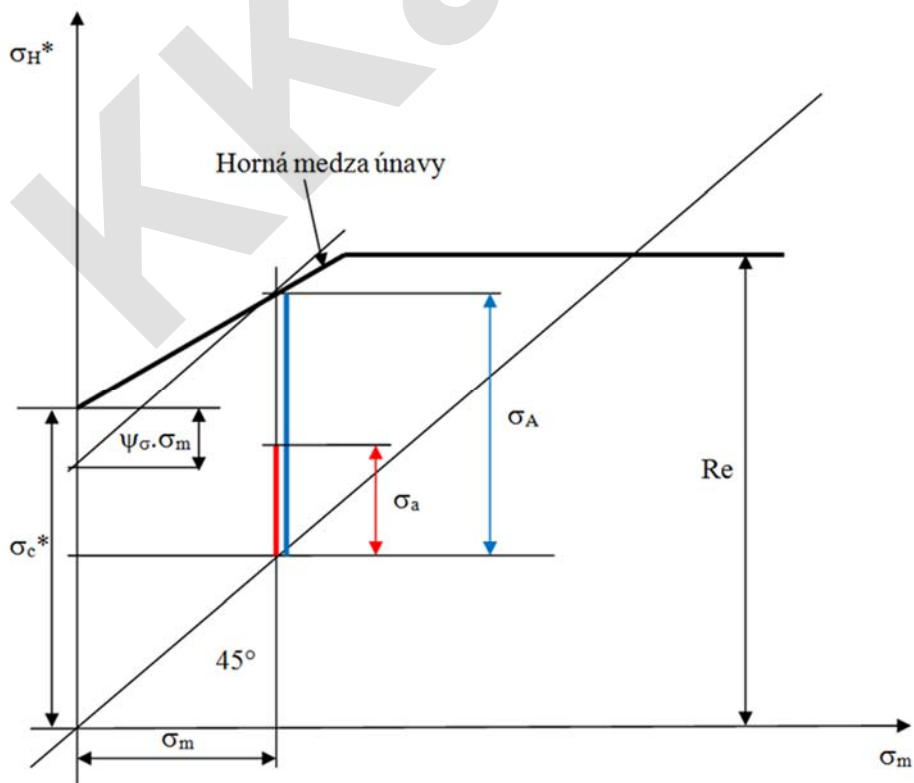
Bezpečnosť k hornej medze únavy: odporúčaná hodnota $k=1,25-2,5$

$$k = \frac{\sigma_H}{\sigma_h} \quad (2.45)$$

Kde: zvyčajne za σ_H dosadzujeme R_e

V praxi a vyskytujú tri typické prípady zmien prevádzkových napätí.

a) Stredné napätie σ_m je konštantné a menia sa amplitúdy napätia σ_a .



Obr.2.32 Smithov diagram pre určenie miery bezpečnosti

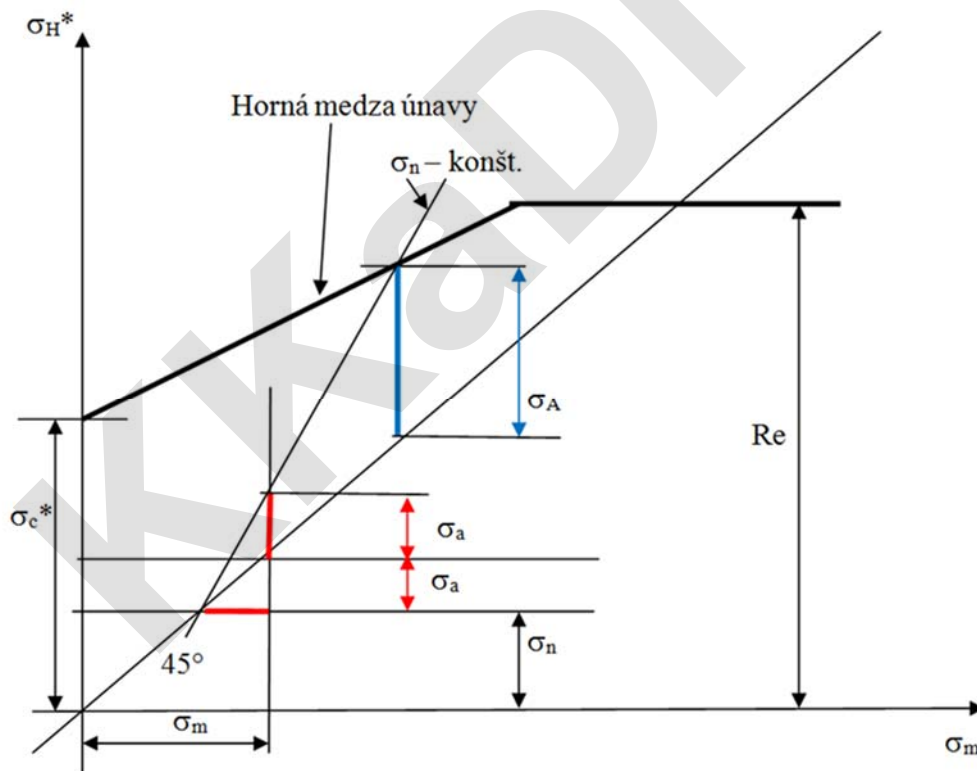
Konštruovanie strojových súčiastok

Potom miera bezpečnosti:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{\sigma_c^* - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}{\sigma_a} \quad (2.46)$$

b) Dolné napätie σ_n je konštantné

Tento prípad je typickým prípadom pre skrutku s predpätím.



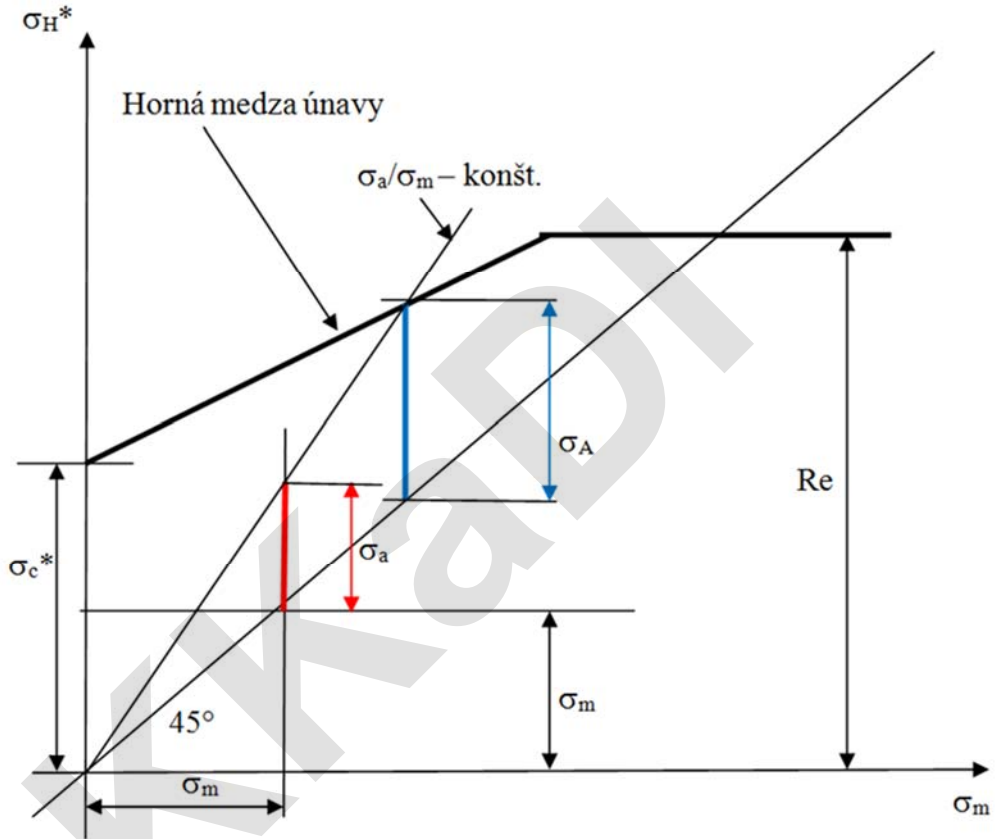
Obr.2.33 Smithov diagram pre určenie miery bezpečnosti

Potom miera bezpečnosti:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{\sigma_c^* - \psi_{\sigma} \cdot (\sigma_m - \sigma_a)}{\sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_a} = \frac{\sigma_c^* - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_n}{(1 + \psi_{\sigma}) \cdot \sigma_a} \quad (2.47)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

c) Pomer napätí σ_a / σ_m resp. σ_h / σ_m je konštantný



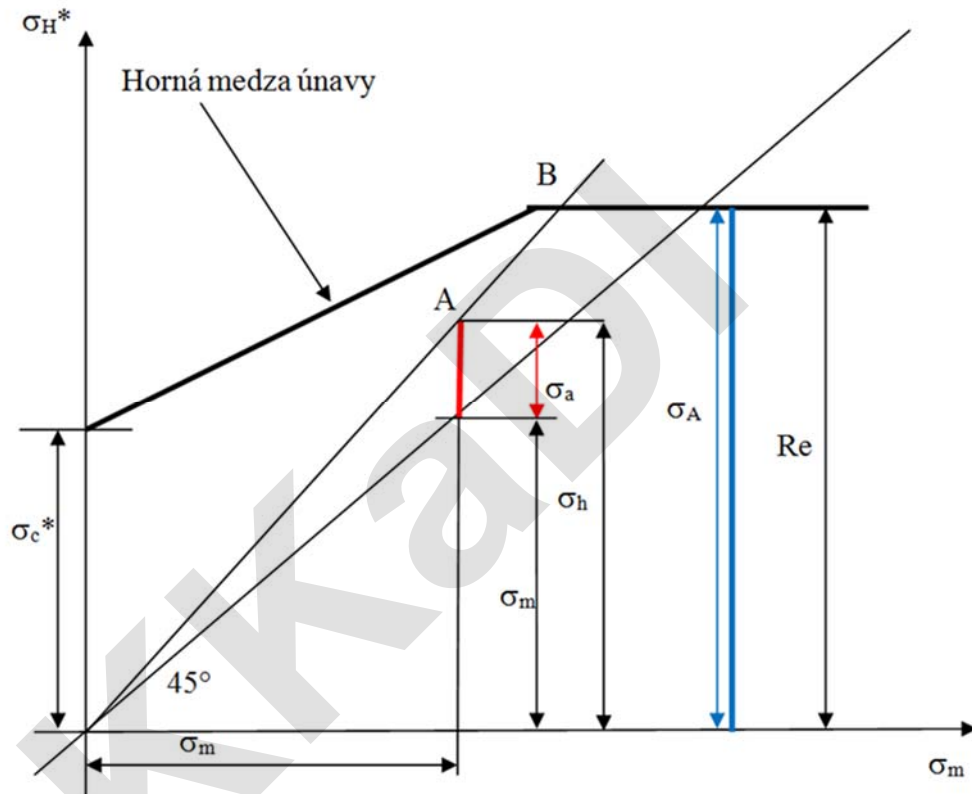
Obr.2.34 Smithov diagram pre určenie miery bezpečnosti

Potom miera bezpečnosti:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (2.48)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

d) v prípade ak priamka AB pretína medzu R_e , je potrebné určiť bezpečnosť k hranici plastických deformácií



Obr.2.35 Smithov diagram pre určenie miery bezpečnosti

Potom miera bezpečnosti:

$$k_{\sigma} = \frac{R_e}{\sigma_h} = \frac{R_e}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (2.49)$$

V prípade kombinovaného namáhania ohybom a krutom (normálové aj šmykové napätia) platia vzťahy:

Teória HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (2.50)$$

Teória τ_{max} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2} \quad (2.51)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Obdobne podľa uvedených postupov je to aj v prípade určenia miery bezpečnosti v krútení k_k .

Miery bezpečnosti pre striedavý ohyb a krut sú:

$$k = \frac{\sigma_c}{\sigma_r} \quad (2.52)$$

Miera bezpečnosti pre ohyb:

$$k_o = \frac{\sigma_c}{\sigma_a} \quad (2.53)$$

Miera bezpečnosti pre krut:

$$k_k = \frac{\tau_c}{\tau_a} \quad (2.54)$$

Výsledná miera bezpečnosti:

$$k = \frac{k_o \cdot k_k}{\sqrt{(k_o^2 + k_k^2)}} \quad (2.55)$$

2.7 Metóda kontaktnej únavovej pevnosti súčiastky

Mechanizmus kontaktnej únavy povrchu nie je definitívne preskúmaný. Oblasť ovplyvnená kontaktom, pri absencii povrchových strihových napätí vyvoláva hlavné tlakové napätia. Kontaktná únava spôsobuje praskliny rastúce na povrchu alebo v blízkosti povrchu za prítomnosti ťahových napätí, ktoré sú spojené so šírením trhlín, až do momentu poruchy. Praskliny sa spájajú do momentu kým nevytvoria malé plochy, ktoré sa začnú oddeľovať od povrchu a vytvárajú povrchové krátery – pitingy obr.2.36.



Obr.2.36 Kontaktná porucha [26], [15]

Konštruovanie strojových súčiastok

Pozorovanie vzniku, šírenia a tvorby pitingov je pozorne skúmané a bolo preukázané, že s kontaktnou únavou má súvis kontaktný tlak nazývaný aj Hertzov tlak. Kontaktný tlak nevytvára poruchu priamo, ale podporuje vznik poruchy.

Preukázalo sa, že tvrdená oceľ vykazuje také vysoké únavové pevnosti, že jej použitie pri kontaktnej únave je vhodné. Na stanovenie kontaktnej únavovej pevnosti spolupôsobiacich po sebe sa odvaľujúcich telies, je z Hertzových rovníc odvodený nasledovný vzťah:

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \left(\frac{\frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2}}{\left(\frac{1}{d_1}\right) + \left(\frac{1}{d_2}\right)} \right)} \quad (2.56)$$

Maximálny kontaktný tlak p_{\max} [MPa] definujeme:

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi b l} \quad (2.57)$$

kde:

b - polovica šírky kontaktných plôch (linearizovaná do tvaru obdĺžnika), [mm]

F - tlaková kontaktná sila, [N],

l - dĺžka odvaľujúcich sa plôch, [mm],

μ - Poissonová konštanta,

E - modul pružnosti v ťahu, [MPa],

d - priemer odvaľujúcich sa telies, [mm].

3 Skrutkové spoje

Skrutkové spoje patria medzi najčastejšie používané rozoberateľné spôsoby tvorby konštrukčných spojov. Charakteristickým spojovacím prvkom je závit. Ak je závit vytvorený ako konštrukčný prvok na dvoch vzájomne spájaných častiach, tak je možné hovoriť o závitovom rozoberateľnom spoji (napr. skrutkové spoje, potrubné spoje a pod.). Ak jednou z týchto častí bude skrutka, tak je možné hovoriť o skrutkovom spoji. Protikusom skrutky je zvyčajne matica, ale závit protikusu môže byť vytvorený aj priamo v spájanej časti. Samostatnou kategóriou sú závity určené pre pohybové skrutky, aretačné skrutky a meracie zariadenia, ktorých úlohou je zabezpečovať posuv konštrukčných častí, zmenu rotačného pohybu na priamočiary pohyb, alebo zafixovanie vzájomnej polohy konštrukčných častí.

3.1 Závity

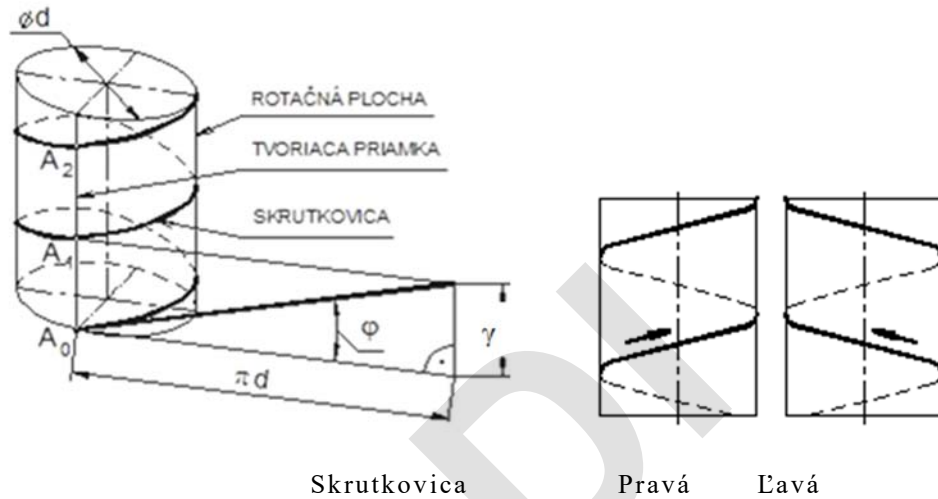
Závit je geometricky určený závitovou plochou, ktorá vzniká pohybom profilu závitu tak, že každý jeho bod opisuje skrutkovicu.

Skrutkovica je dráha (čiara) na rotačnej ploche (valci, kuželi) vytvorená bodom, ktorý pri pohybe má stály pomer medzi osovým posunutím a príslušným uhlovým natočením obr.3.1.

Každý bod profilu závitu tvorí vlastnú skrutkovicu. Tieto majú spoločnú os a rovnaké stúpanie. Stúpanie skrutkovice P_h je definované ako vzdialenosť dvoch najbližších rovnoľahlých priesečníkov skrutkovice s tvoriacou priamkou rotačnej plochy. Rozvinutím valcovej rotačnej plochy do roviny sa zmení skrutkovica na priamku zvierajúcu s rovinou kolmou na os valcovej plochy uhol stúpania skrutkovice γ , ktorého hodnotu vypočítame z rovnice.

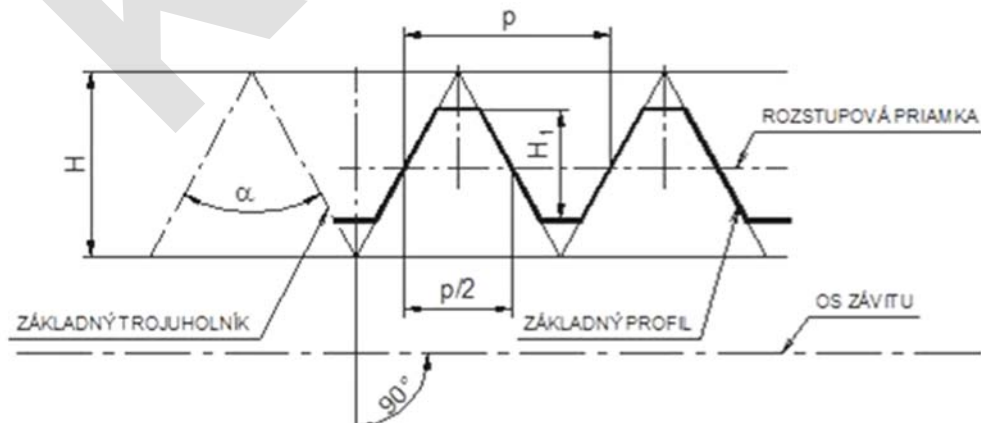
$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{P_h}{\pi \cdot d} \quad (3.1)$$

Konštruovanie strojových súčiastok



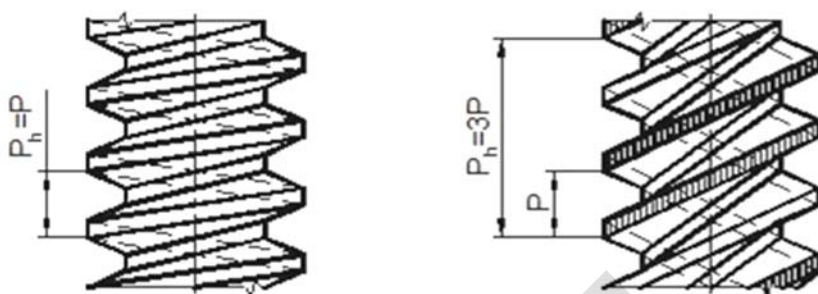
Obr.3.1 Parametre skrutkovice závitú

Profil závitú obr.3.2 je lomená čiara v rovine prechádzajúcou osou závitú. Tvar a rozmery základného profilu závitú sú odvodené od základného trojuholníka. Protiľahlé boky profilu závitú zvierajú uhol profilu α . Rozmer H sa nazýva výška základného trojuholníka a rozmer H_1 nosná výška závitú. Vzdialenosť dvoch rovnakých bodov susedných profilov sa nazýva rozstup závitú P .



Obr.3.2 Profil závitú

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.3.3. Profil a označovanie jednochodého a viac-chodého závitu

V prípade ak sa stúpanie závitu rovná rozstupu závitu $P_h=P$ hovoríme o jednochodom závite. V prípade ak je stúpanie závitu - i -tým násobkom rozstupu závitu $P_h=i \cdot P$ hovoríme o viacchodom závite. V prípade na obr.3.3 sú vyobrazené jednochodý závit a viacchodý závit, konkrétne trojchodý závit.

Závity sú normalizovaným prvkom s definovaným tvarom, rozmermi a vlastnosťami. Prehľad základných druhov závitov, ich označovanie a definovanie základných rozmerov je uvedený v tab.3.1.

Tab.3.1 Prehľad označenia normalizovaných závitov

Druh závitu		Značka	Označenie	Príklad označenia
Metrický		M	Md; Md×P	M20; M20×1,5
Whitworthov		W	Wd;	W 3/4"
Rúrkový valcový	bez tesniaceho účinku	G	G DN	G 3/8"
	s tesniacim účinkom	Rp	Rp DN	Rp 1 1/2"
Rúrkový kužeľový	vonkajší	R	R DN	R2"
	vnútorný	Rc	Rc DN	Rc 2"
Lichobežníkový rovnoramenný	jednochodý	Tr	Tr d×P	Tr 16×2
	viacchodý	Tr	Tr d×P _h (P4)	Tr 16×12(P4)
Lichobežníkový nerovnoramenný		S	S d×P	S 48×8
Oblý	jednochodý	Rd	Rd d	Rd 40
	viacchodý	Rd	Rd d×P _h (P3)	Rd 32×6,35(P3)

Konštruovanie strojových súčiastok

Samotný tvar profilu závitú má veľký vplyv na vlastnosti a použitie závitú. Odlišné požiadavky sú kladené na závitú spojovacích častí, závitú určené pre potrubia, pohybové závitú a špeciálne závitú.

Na profile závitú môžeme pozorovať viacero priemerov. Pre normalizované profily závitov používame nasledovné normalizované charakteristické priemery závitov:

d – vonkajší priemer závitú vonkajšieho

D – vnútorný priemer závitú vnútorného

D_2, d_2 – rozstupový priemer závitú vnútorného, vonkajšieho

D_1 – vonkajší priemer závitú vnútorného

d_3 – vnútorný priemer závitú vonkajšieho

Pre vonkajšie a vnútorné priemery závitov platí: $D_2=d_2, D=d, D_1=d_3$

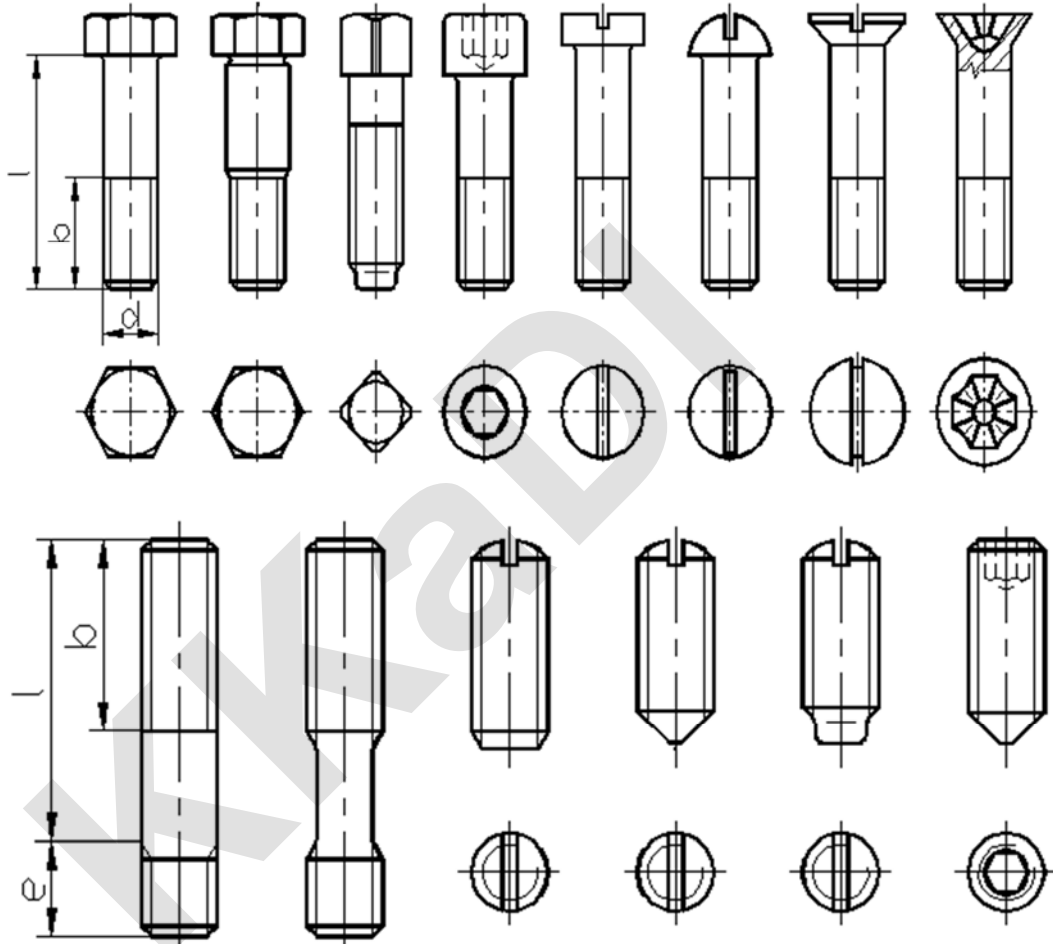
3.2 Spojovacie elementy skrutkového spoja

Skrutky charakterizuje hlavne tvar ich hlavy (šesťhranná, štvorhranná, polguľová, ...), alebo účel ich použitia (závitorezné skrutky, skrutky do dreva,...). Závitová časť normalizovaných spojovacích skrutiek je tvorená metrickým alebo whitworthovým závitom. V Európe sa používajú hlavne skrutky s metrickým závitom (okrem Veľkej Británie a Írska).

Závitú spojovacích skrutiek môžu byť s jemným alebo normálnym rozstupom. Samotné hodnoty rozstupov sú priradené k priemerom závitov a sú definované normou.

Podľa akosti povrchu a presnosti rozmerov a tvarov sa skrutky rozdeľujú na presné a hrubé obr.3.4.

Konštruovanie strojových súčiastok

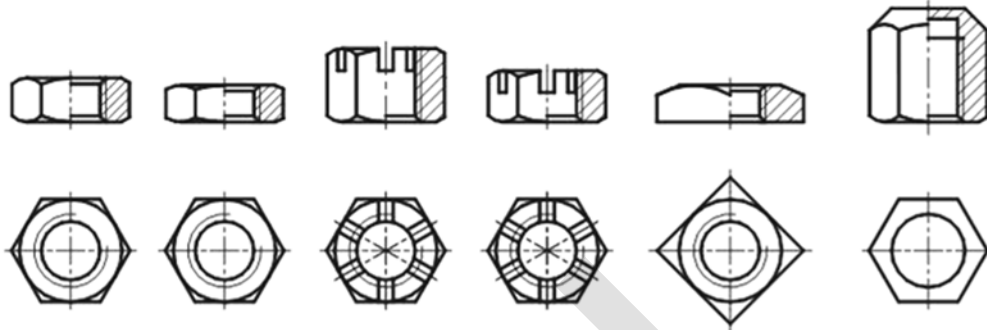


Obr.3.4 Druhy skrutiek

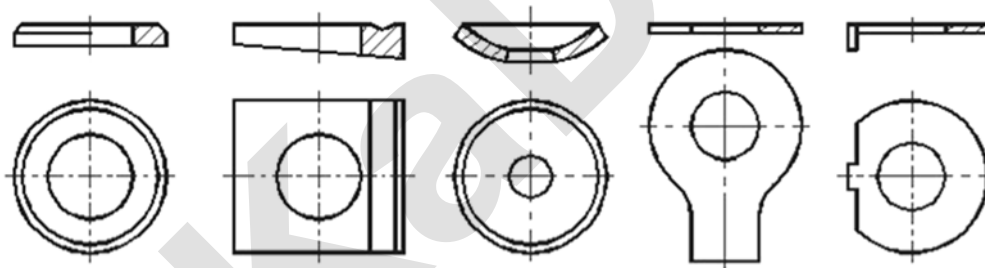
Matice sa používajú ako protikus skrutky pri tvorbe rozoberateľného spoja. Matice majú rôzne účely použitia a k tomu je prispôbený aj ich tvar. Na obr.3.5 sú znázornené základné druhy matíc určené pre rozoberateľné skrutkové spoje.

Súčasťou skrutkových spojov sú aj podložky, ktorých funkcia v rozoberateľnom spoji je definovaná ich tvarom. Na obr.3.6 sú základné druhy podložiek určené pre rozoberateľné skrutkové spoje.

Konštruovanie strojových súčiastok

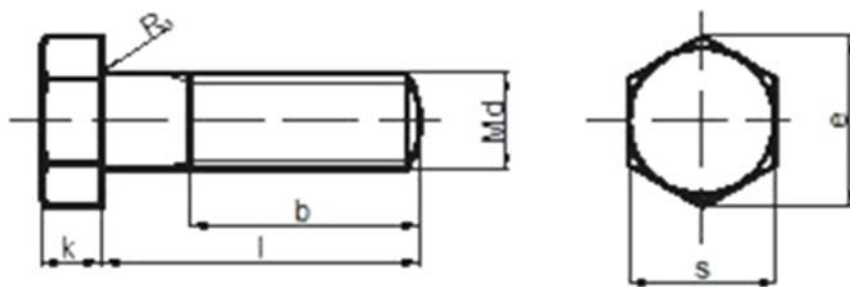


Obr.3.5 Druhy matíc



Obr.3.6 Druhy podložiek

Skrutky, matice aj podložky sú normalizované konštrukčné prvky. Norma definuje ich tvar, veľkosť, vlastnosti a materiál. Základné rozmery skrutky sú normou definované podľa obr.3.7.



Obr.3.7 Základné rozmery skrutiek

Základné materiály a mechanické vlastností skrutiek a matíc sú definované normou a tak, ako je to uvedené v tab.3.2 a tab.3.3.

Konštruovanie strojových súčiastok

Tab.3.2 Označovanie mechanických vlastností triedou pevnosti a triedou vlastností

Skrutky		Matice
Trieda pevnosti	Trieda vlastností	Trieda vlastností
4D	3.6 4.6	4
5D	5.6	5
5S	5.8	5
6G	6.9	6
8E		8
8G	8.8	8
10G		10
10K	10.9	-
12K	12.9	12

Označovanie mechanických vlastností skrutiek triedou pevnosti uvedené v tab.3.2 bolo určené normami *STN 02 1005 (Presné skrutky a matice. Technické dodacie predpisy.)* a *STN 02 1006 (Hrubé skrutky a matice. Technické dodacie predpisy.)*. Údaje uvedené v prvom stĺpci tab.3.2 sa nepoužívajú pre nové výrobky (skrutky), existujú však na starých výkresoch.

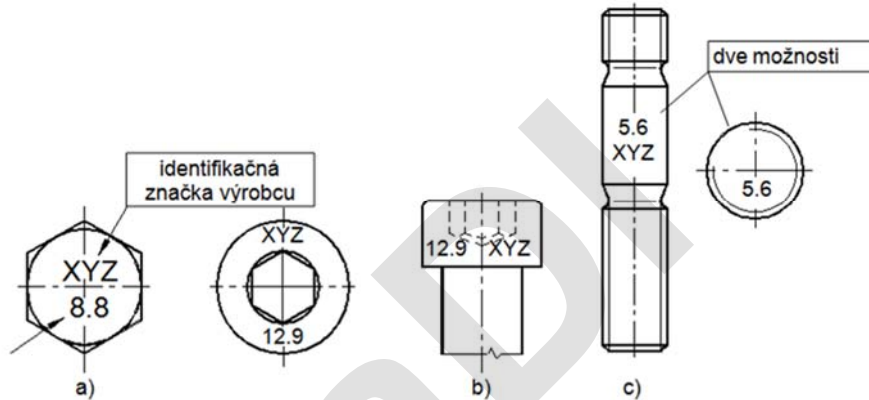
Vyššie uvedené *STN* normy sú v celom rozsahu nahradené normou *STN EN ISO 898-1*, ktorá určuje spôsob označovania mechanických vlastností pomocou tried vlastností tab.3.3.

Tab.3.3 Značenie mechanických vlastností svorníkov, skrutiek a závrtných skrutiek (výpis z *STN EN ISO 898-1*)

Mechanické vlastnosti	Trieda vlastností										
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
							d<16	d>16			
Pevnosť v ťahu R_m (MPa) menovitá	300	400		500		600	800	800	900	1000	1220
Medza klzu R_{eL} (MPa) menovitá	180	240	320	300	400	480	640	640	720	900	1080

Konštruovanie strojových súčiastok

Skrutky sa prednostne označujú na hlave značkovacím symbolom triedy vlastností a identifikačnou značkou výrobcu obr. 3.8. Ak nie je možné použiť takéto označenie, použijú sa hodinové značky tab.3.4.



Obr.3.8 Označovanie skrutiek: a) skrutka so šesťhrannou hlavou, b) na valcovej hlave s vnútorným šesťhranom, c) označovanie závrtných skrutiek

Tab.3.4 Hodinové značky

	Trieda vlastností				
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8
Značka					

Konštruovanie strojových súčiastok

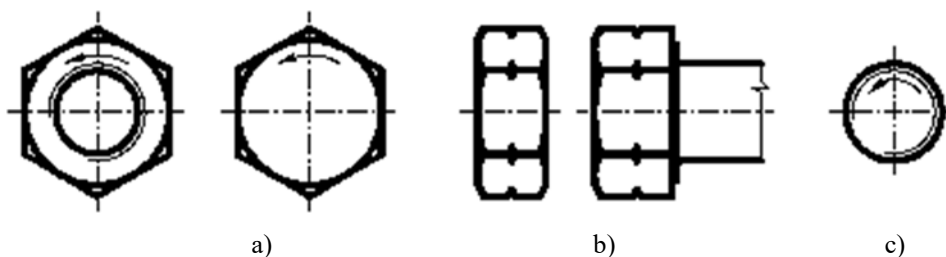
Trieda vlastností					
6.8	8.8	9.8	10.9	10.9	12.9
<p>^a Dvanástková poloha (referenčná značka) je vyznačená buď identifikáciou výrobcu alebo bodkou.</p> <p>^b Trieda vlastností sa vyznačuje čiarkou alebo dvojitou čiarkou a v prípade 12.9 bodkou.</p>					

Systém náhradného označovania triedy vlastností pre závrtné skrutky je v tab.3.5.

Tab.3.5 Náhradné označovanie triedy vlastností pre závrtné skrutky

Trieda vlastnosti	5.6	8.8	9.8	10.9	12.9
Identifikačná značka	—	○	+	□	△

Skrutky a matice s ľavým závitom sa označujú šípkou vyliisovanou na hlave skrutky alebo na matici obr.3.9a). Náhradné označenie je vytvorené malým ostrým zárezom obr.3.9b). Označenie ľavého závit u závrtných skrutiek je na obr.3.9c). Pre skrutky s valcovou hlavou je namiesto zárezu žliabok.

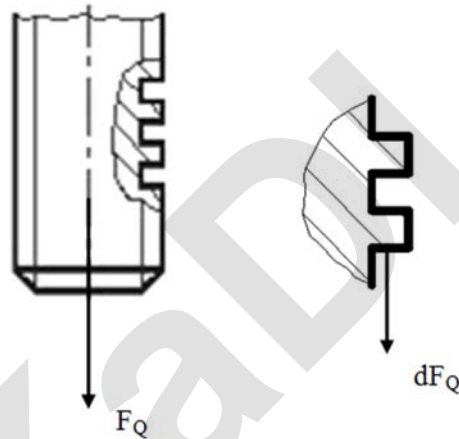


Obr.3.9 Označenie ľavého závit: a) štandardné umiestnenie označenia, b) náhradné označenie, c) označenie závrtných skrutiek

Konštruovanie strojových súčiastok

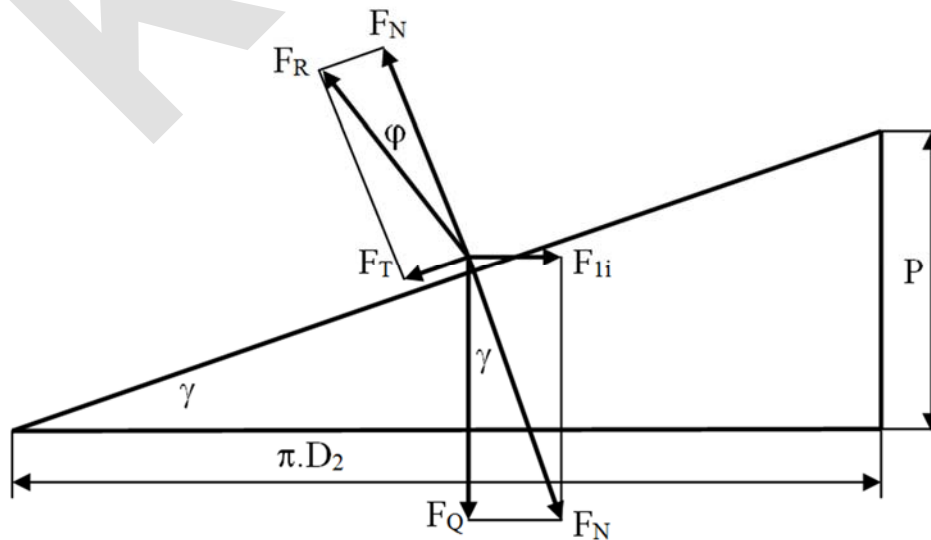
3.3 Silové pomery v skrutke

Silové pomery v závite skrutky začneme definovať pre prípad skrutky s plochým závitom. Predpokladajme, že skrutka je zaťažená osovou silou F_Q podľa obr.3.10 a zaťažujúca sila sa rovnomerne rozloží do závitov skrutky.



Obr.3.10 Zaťaženie skrutky osovou silou

Následne môžeme vyhotoviť rozvinutý pohľad jedného závitu v ktorom môžeme definovať silové pomery podľa obr.3.11.



Obr.3.11 Rozvinutý závit s rozkladom síl

Konštruovanie strojových súčiastok

Na obr.3.11 analyzujeme nasledovné sily:

F_Q – osová sila v skrutke [N]

F_N – normálová sila [N]

F_T – trecia sila [N]

F_R – výslednica síl [N]

F_{1i} – ideálna sila potrebná pre pohyb v závite [N]

Vychádzajúc z obr.3.11. môžeme silové pomery v závite vyjadriť nasledovne:

Ideálna sila potrebná pre pohyb v závite F_{1i} :

$$F_{1i} = F_Q \cdot \tan \gamma \quad (3.2)$$

Uhol stúpania závitu γ :

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (3.3)$$

Kde:

P - stúpanie závitu [mm] – vid'. norma závity

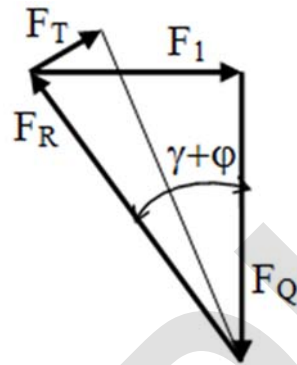
D_2 (d_2) – rozstupový (stredný) priemer závitu [mm] – vid'. norma závity

V reálnych podmienkach pri pohybe závitu je potrebné uvažovať aj s trením, ktoré vzniká medzi pohybujúcimi sa plochami. Trenie v závitoch je možné vyjadriť pomocou súčiniteľa trenia f , resp. pomocou trecieho uhla φ . V prípade, ak zahrnieme do analýzy aj trenie v závite, je nutné vyjadriť treciu silu F_T nasledovne:

$$F_T = F_N \cdot f = F_N \cdot \tan \varphi \quad (3.4)$$

Po zahrnutí trecej sily do silovej analýzy v závite môžeme vyhotoviť silový diagram v závite pre stav ťahovania skrutky obr.3.12.

Konštruovanie strojových súčiastok

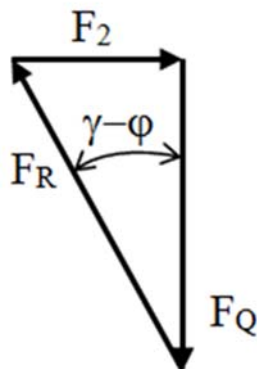


Obr.3.12 Silový diagram pre utáhovanie skrutky

Zo silového diagramu obr.3.12 definujeme silu potrebnú pre utiahnutie skrutky (matice) F_1 nasledovne:

$$F_1 = F_Q \cdot \tan(\gamma + \varphi) \quad (3.5)$$

Obdobne môžeme vyhotoviť silový diagram v závite pre stav uvoľňovania skrutky obr.3.13 a vyjadríme silu potrebnú pre uvoľnenie skrutky (matice) F_2 nasledovne:



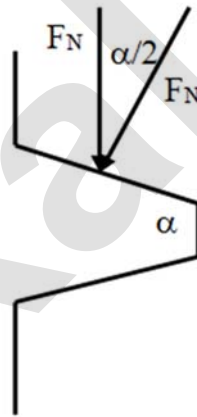
Obr.3.13 Silový diagram pre uvoľňovanie skrutky

$$F_2 = F_Q \cdot \tan(\gamma - \varphi) \quad (3.6)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

V prípade ak bude trecí uhol v závitoch väčší ako uhol stúpania závitu $\varphi > \gamma$ budeme pre uvoľnenie skrutky potrebovať uvoľňovací moment a takúto skrutku resp. takýto závit budeme nazývať *samosvorná skrutka, resp. samosvorný závit*.

Spojovacie závity používané pre rozoberateľné spojovacie skrutky a matice majú normou definovaný profil závitu. Profil závitu spojovacej skrutky je tvorený myslenným rovnoramenným trojuholníkom s vrcholovým uhlom α . V profilovanom závite sa normálová sila ako kolmá sila na profil závitu bude definovať ako redukovaná normálová sila s označením F_N' obr.3.14.



Obr.3.14 Pôsobenie normálovej sily na profilovanom závite

Redukovanú normálovú silu môžeme definovať nasledovným vzťahom:

$$F_N' = \frac{F_N}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (3.7)$$

Potom trecia sila ktorá vznikne v profilovanom závite bude definovaná:

$$F_T = F_N' \cdot f = f \cdot \frac{F_N}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F_N \cdot f' \quad (3.8)$$

Ak f' bude definované ako redukovaný súčiniteľ trenia, potom ho vyjadríme rovnicou (3.9):

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \tan \varphi' \quad (3.9)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

f' - redukovaný súčiniteľ trenia,

φ' - redukovaný trecí uhol [°],

α – vrcholový uhol závitu [°]– vid'. normu závity.

Podľa predchádzajúceho postupu je možné vyjadriť silu potrebnú pre utiahnutie profilovaného závitu F_1 nasledovne:

$$F_1 = F_Q \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (3.10)$$

Sila potrebná pre uvoľnenie profilovaného závitu F_2 bude definovaná:

$$F_2 = F_Q \cdot \tan(\gamma - \varphi') \quad (3.11)$$

Opätovne môžeme definovať podmienku samosvornosti závitu, ak redukovaný trecí uhol vyjadrený z redukovaného súčiniteľa trenia bude väčší ako uhol stúpania závitu $\varphi' > \gamma$ budeme pre uvoľnenie potrebovať uvoľňovací moment a takýto závit budeme nazývať *samosvorný*, resp. v prípade skrutky *samosvorná skrutka*.

Samosvornosť je dôležitou vlastnosťou skrutkového spoja. Ak je skrutkový spoj (skrutka) samosvorná, znamená to, že sa pôsobením osového zaťaženia v skrutke F_Q , skrutkový spoj samovoľne neuvolní (za podmienky predpokladu statického charakteru tohto skrutkového spojenia). Pre spoj vytvorený pomocou skrutkového spojenia je vhodné vyjadriť hranicu samosvornosti z nasledovných podmienok:

- zaťažujúca osová sila v skrutke nebude nulová, $F_Q \neq 0$,
- sila potrebná pre uvoľnenie skrutky nebude nulová, $F_2 \neq 0$.

V prípade ak sila potrebná pre uvoľnenie F_2 bude menšia ako nula $F_2 < 0$ potom skrutka nebude samosvorná a v takom prípade platí $\varphi' < \gamma$.

Konstruovanie strojových súčiastok

3.4 Účinnosť skrutiek

Identifikovanie účinnosti skrutkového spoja je veľmi dôležitým parametrom predovšetkým v aplikáciách s pohybovými skrutkami. Pohybové skrutky tvoria súčasť pohonných systémov a účinnosť skrutkového spoja výrazne ovplyvňuje výkonový návrh pohonu.

Účinnosťou skrutkového spoja rozumieme pomer medzi ideálnou prácou v závite (práca bez trenia) a skutočnou prácou v závite. Účinnosť skrutkového spoja definujeme nasledovne:

$$\eta = \frac{F_{1i} \cdot \Delta s}{F_1 \cdot \Delta s} = \frac{F_Q \cdot \tan \gamma}{F_Q \cdot \tan(\gamma + \varphi')} \quad (3.12)$$

Po dosadení do rovnice (3.12) a jej následnej úprave dostaneme vzťah pre účinnosť v nasledovnej podobe:

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')} \quad (3.13)$$

Účinnosť skrutkového spoja je závislá len od uhla stúpania skrutkovice γ a redukovaného trecieho uhla φ' . Vyššiu hodnotu účinnosti je možné dosiahnuť použitím viacchodých závitov, v prípade ktorých nám rastie hodnota uhla stúpania γ . Zväčšovanie uhla stúpania γ má však aj svoje limity v podobe nárastu namáhania jadra skrutky od momentu krútiaceho. Z tohto dôvodu sa odporúča aby maximálny uhol stúpania bol $\gamma_{\max}=20^\circ$.

Druhou možnosťou zvýšenia účinnosti skrutkového spoja je zníženie hodnoty trenia v závitoch a teda znižovanie redukovaného trecieho uhla φ' .

Na dosiahnutie nižšej hodnoty redukovaného trecieho uhla je možné uplatniť:

- zníženie trenia medzi kontaktnými plochami znížením drsnosti plôch,
- voľbu materiálu s dobrými klznými vlastnosťami,
- mazanie plôch závitu,
- zmenu uhla profilu závitu α , menší vrcholový uhol znižuje hodnotu trecieho uhla,
- zmenu klzného trenia na valivé – použitím valivých elementov v závite.

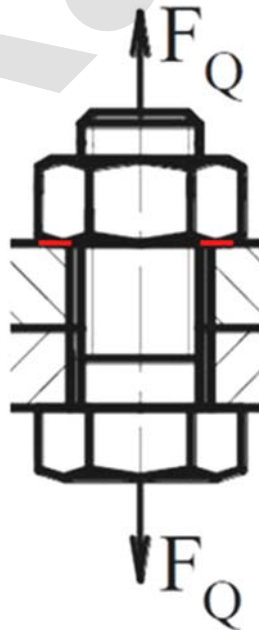
Konštruovanie strojových súčiastok

3.5 Moment potrebný pre utiahnutie skrutky

Pri tvorbe skrutkového spoja, uťahovaním skrutky (matice) je potrebné vyvodit' uťahovací moment M_1 o veľkosti potrebnej na prekonanie odporov v skrutkovom spoji. Prekonávaným odporom v skrutkovom spoji sú: Trecí moment (odpor) v závite M_{1z} a trecí moment M_{1p} medzi dosadacou plochou hlavy skrutky (matice) a spojovaným materiálom (podložkou). Krútiaci moment pre utiahnutie je teda definovaný následne:

$$M_1 = M_{1z} + M_{1p} \quad (3.14)$$

Na obr.3.15 je zobrazený skrutkový spoj zaťažený osovou silou a pozostávajúci zo skrutky a matice. Červeným je označená plocha kontaktu dosadacej plochy matice a spájaných materiálov.



Obr.3.15 Skrutkový spoj zaťažený osovou silou

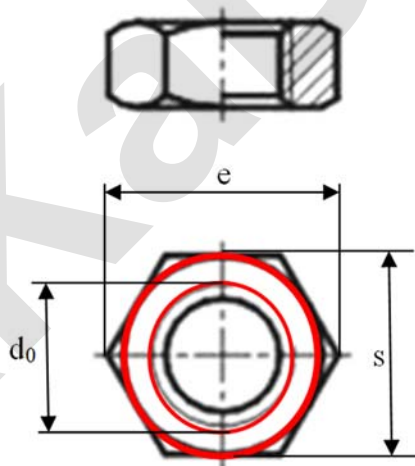
Jedným z odporov, ktorý je potrebné pri uťahovaní skrutkového spoja prekonať je trecí moment v závite. Predpokladáme, že tento trecí moment vytvorí obvodová trecia sila, ktorá bude pôsobiť na trecom ramene, ktorého hodnota sa

Konštruovanie strojových súčiastok

nemení. Trecím ramenom bude polovičný rozmer rozstupového priemeru závit. Trecí moment v závite je potom definovaný:

$$M_{1Z} = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (3.15)$$

Trecí moment medzi maticou a spájaným materiálom resp. hlavou skrutky a spájaným materiálom je možné definovať ako súčin trecej sily a trecieho ramena (ktorého hodnota je zhodná s trecím polomerom) na ktorom trecia sila pôsobí. Trecí polomer je polovica z hodnoty stredovej kružnice kontaktnej plochy medzi maticou a spájaným materiálom obr.3.16. Na obr.3.16 je červeným znázornená kontaktná plocha medzi maticou a spájaným materiálom.



Obr.3.16 Kontaktná plocha medzi maticou a spájaným materiálom

Trecí moment medzi maticou a spájaným materiálom môžeme vyjadriť nasledovne:

$$M_{1P} = F_Q \cdot f \cdot r_T \quad (3.16)$$

Vychádzajúc z obr.3.16 je možné trecí polomer r_T definovať nasledovne:

$$r_T = \frac{s + d_0}{4} \quad (3.17)$$

Výsledný vzťah pre ťahovací moment skrutky definujeme nasledovne:

$$M_1 = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') + F_Q \cdot f \cdot r_T \quad (3.18)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

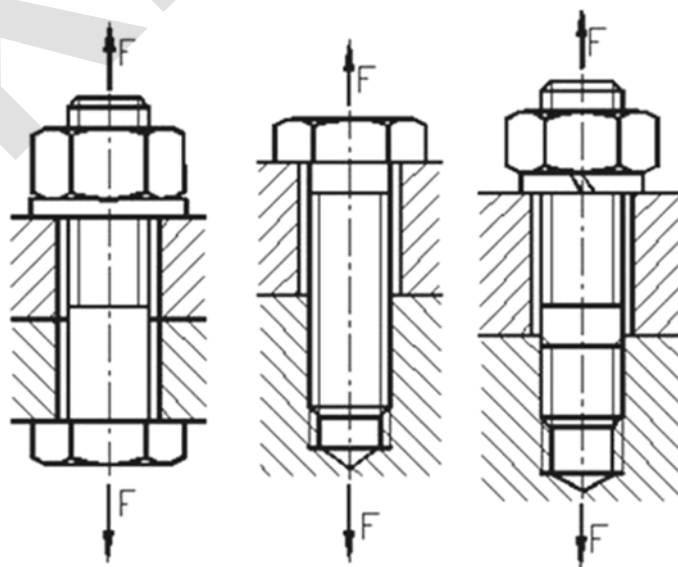
Obdobne je možné definovať výsledný vzťah pre uvoľňovací moment skrutky:

$$M_2 = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma - \varphi') + F_Q \cdot f \cdot r_T \quad (3.19)$$

Upozornenie: - uvedený výpočet pre uvoľňovací moment platí pre ideálne prevádzkové podmienky. Reálne podmienky (vplyv prostredia, vplyv prevádzky, vplyv teploty a pod.) pozmenia okrajové podmienky a reálny uvoľňovací moment môže byť niekoľkonásobne väčší.

3.6 Namáhanie skrutkových spojov bez predpätia

Skrutkové spoje bez predpätia majú široké uplatnenie v prípadoch staticky zaťažených skrutkových spojov. V prípade staticky zaťažených skrutkových spojov sa zaťaženie môže voľne meniť v dostatočne dlhom časovom intervale tak aby ho bolo možné považovať za statické. Pri dimenzovaní a kontrole namáhania skrutkových spojov bez predpätia budeme uvažovať nižšie uvedené režimy zaťaženia. Budeme vychádzať z obr.3.17 a predpokladať, že skrutkový spoj je zaťažený tak, že vytvára silové zaťaženie skrutky v jej osi.



Obr.3.17 Základné spôsoby prevedenia skrutkového spoja zaťaženého osovou silou

Konštruovanie strojových súčiastok

3.6.1 Skrutkový spoj namáhaný osovou silou – spoj je vyhotovený v nezaťaženom stave

Skrutkový spoj bol vyhotovený v nezaťaženom stave a teda skrutka nebola zaťažená osovou silou pri montáži skrutkového spoja. Následne je skrutka zaťažená osovou silou až po vyhotovení skrutkového spoja. V takomto prípade vznikne v skrutke namáhanie v ťahu v dôsledku zaťaženia osovou silou. Skutočné napätie v skrutke vyjadríme vzťahom (3.20) a porovnáme ho s dovolenou hodnotou:

$$\sigma = \frac{F_Q}{S_3} \leq \frac{R_e}{n} \quad (3.20)$$

σ – normálové napätie v skrutke [MPa],

F_Q – osová sila v skrutke [N],

S_3 – prierez jadra skrutky [mm²],

d_3 – priemer jadra skrutky [mm] (viď. normu skrutky),

R_e – medza sklzu [MPa],

n – požadovaná bezpečnosť skrutkového spoja.

3.6.2 Skrutkový spoj namáhaný osovou silou – spoj je vyhotovený v zaťaženom stave

Skrutkový spoj bol vyhotovený v zaťaženom stave. Znamená to, že skrutka bola zaťažená osovou silou a zároveň bola skrutkovaná pomocou ťahovacieho momentu. V tomto prípade je skrutkový spoj namáhaný kombinovaným namáhaním na ťah a krútenie. Pri pevnostnej kontrole je potrebné stanoviť samostatne napätie pri namáhaní na ťah a pri krútení.

Určenie napätia pri namáhaní skrutky na ťah:

$$\sigma = \frac{F_Q}{S_3} \quad (3.21)$$

Určenie napätia pri namáhaní skrutky na krútenie:

$$\tau = \frac{M_{1z}}{W_{k3}} = \frac{F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{\pi \frac{d_3^3}{16}} \quad (3.22)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Z vyššie uvedeného je zrejmé, že v skrutke sa nachádzajú normálové aj šmykové napätia. Pre stanovenie hodnoty výsledného napätie je nutné použiť niektorú z napät'ových hypotéz. Výsledné napätie v skrutke stanovené na základe hypotézy HMMH je definované:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{R_e}{n} \quad (3.23)$$

σ – normálové napätie v skrutke [MPa],

F_Q – osová sila v skrutke [N],

S_3 – prierez jadra skrutky [mm^2],

M_{1z} – ťahovací moment [Nm, Nmm],

W_{k3} – prierezový modul v krútení [mm^3],

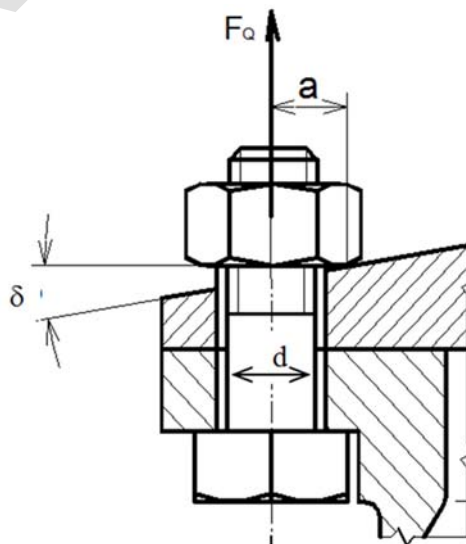
d_3 – priemer jadra skrutky [mm], (viď. normu skrutky),

τ – šmykové napätie v skrutke [MPa],

σ_{red} – výsledne napätie podľa napät'ovej hypotézy HMMH [MPa].

3.6.3 Namáhanie skrutky prídavným ohybom

Tento stav namáhania skrutky je nežiadúci a je potrebné ho eliminovať. Na elimináciu sa používajú rôzne typy eliminačných podložiek.



Obr.3.18 Skrutkový spoj zaťažený osovou silou spôsobujúcou prídavný ohyb

Konštruovanie strojových súčiastok

V prípade ak predsa len nastane prídavný ohyb v skrutke obr.3.18, tak jeho výpočet sa realizuje podľa nižšie uvedeného postupu.

Normálové napätie od prídavného ohybového momentu stanovíme:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_Q \cdot a}{\pi \frac{d_3^3}{32}} \quad (3.24)$$

Prídavné napätie v skrutke je závislé od dĺžky skrutky a definujeme ho nasledovne:

$$\sigma_{oADD} = \delta \cdot \frac{E \cdot d}{l} \quad (3.25)$$

δ - uhol [rad] (vid'.obr.3.18),

σ_{oADD} – prídavné napätie v ohybe [Pa],

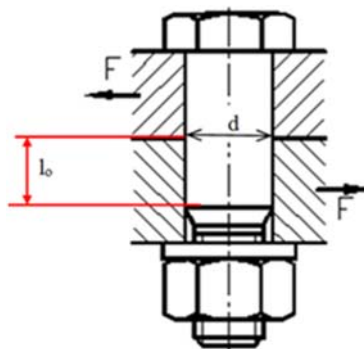
E – modul pružnosti v ťahu [Pa],

l – dĺžka skrutky [m],

d – priemer skrutky [m].

3.6.4 Namáhanie skrutiek silou kolmou na jej os

Pre aplikáciu skrutkových spojov namáhaných silou kolmou na os skrutky, teda silou vyvodzujúcou šmykové napätie je potrebné použiť skrutku s lícovaným driekom. Skrutkový spoj však musí byť realizovaný tak, aby šmyková rovina bola zachytená driekom lícovanej skrutky obr.3.19.



Obr.3.18 Skrutkový spoj so skrutkou s lícovaným driekom pre zachytenie sily kolmej na os skrutky

Konštruovanie strojových súčiastok

Driek skrutky bude namáhaný na strih a napätie v drieku skrutky je možné vyjadriť:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (3.26)$$

Strižná plocha skrutky sa určí:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (3.27)$$

Pri aplikácií viacerých skrutiek s lícovaným driekom je napätie definované:

$$\tau = \frac{F}{i \cdot k \cdot S} \leq \tau_D \quad (3.28)$$

τ – šmykové napätie [MPa],

F- sila kolmá na os skrutky [N],

S – plocha strihu [mm²],

i – počet skrutiek,

k- koeficient rozloženia zaťaženia na skrutky.

V tomto prípade je vhodné realizovať aj kontrolu na otláčenie medzi spájaným materiálom a driekom skrutky vzťah (3.29). V prípade ak dôjde k odľahčeniu, tak dôjde k posunu polohy skrutky a vzniká v skrutkovom spoji prídavný ohyb. Za l_o volíme menšiu z kontaktných dĺžok medzi driekom lícovanej skrutky a spájanými materiálmi.

$$p = \frac{F}{d \cdot l_o} \leq p_D \quad (3.29)$$

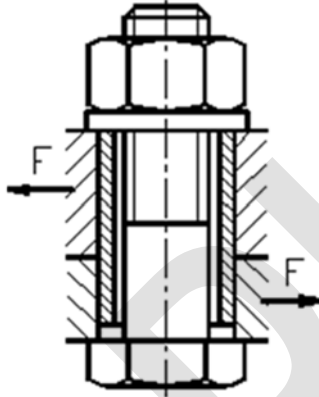
3.6.5 Iné konštrukčné riešenia skrutkových spojov

Iné konštrukčné riešenia skrutkových spojov sú zamerané predovšetkým na také konštrukčné riešenia, pri ktorých bude eliminovaná vonkajšia sila pôsobiaca kolmo na driek skrutky. V nižšie uvedenom si predstavíme dve základné konštrukčné riešenia eliminovania sily kolmej na driek skrutky pri vyhotovení skrutkového spoja so skrutkou bez lícovaného drieku.

PI: Silu pôsobiacu kolmo na os skrutky, ktorá spôsobuje šmykové napätie v skrutkovom spoji je možné eliminovať použitím strižnej vložky ako je to na obr.3.19. V takom prípade nemusí byť použitá skrutka s lícovaným driekom ale postačuje len

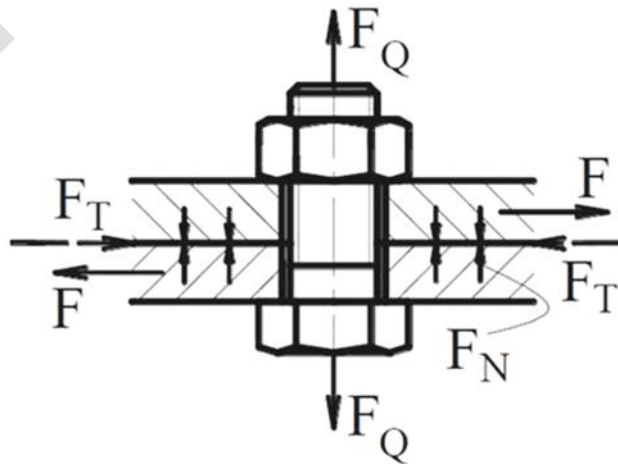
Konštruovanie strojových súčiastok

skrutka bez lícovaného drieku, ktorej úlohou je vytvoriť skrutkový spoj a úlohou strižnej vložky je zachytiť zaťažujúcu silu.



Obr.3.19 Skrutkový spoj so strižnou vložkou pre zachytenie sily kolmej na os skrutky

P2: Ďalšou z možností, ako eliminovať šmykové napätie v skrutkovom spoji s použitím skrutky bez lícovaného drieku je využitie trecej sily medzi spájanými materiálmi. Takéto prevedenie nevyžaduje skrutku s lícovaným driekom, vyžaduje však vyvinutie dostatočne veľkej ťahovej sily v skrutke F_Q tak, aby táto osová sila skrutky vyvolala medzi spájanými plochami treciu silu F_T , ktorá bude väčšia ako zaťaženie silou kolmou na os skrutky F obr.3.20.



Obr.3.20 Skrutkový spoj využívajúci treciu silu medzi spájanými časťami pre zachytenie sily kolmej na os skrutky

Konštruovanie strojových súčiastok

V prípade využívania tretej sily F_T medzi spájanými časťami musí platiť nasledovné:

$$F_T \geq F \quad (3.30)$$

$$F_T = F_N \cdot f \quad (3.31)$$

$$F_N = F_Q \cdot i \quad (3.32)$$

Upozornenie: zvýšenie počtu skrutiek i neznamená automaticky zvýšenie únosnosti skrutkového spoja. Dôvodom je nerovnomerné zaťaženie skrutiek. Na rovnomernosť zaťaženia skrutiek má vplyv predovšetkým ich usporiadanie. V prípade usporiadania skrutiek po obvode (spájanie prírub) a počte skrutiek väčšom ako tri sa zvykne uvažovať aj s koeficientom zaťaženia skrutiek na úrovni 75% (teda koeficient má hodnotu 0,75) a použijeme ho v tretej rovnici, ktorú upravíme takto:

$$F_N = 0,75 \cdot F_Q \cdot i \quad (3.33)$$

A teda použitý koeficient nám zníži hodnotu normálovej sily F_N o 25%.

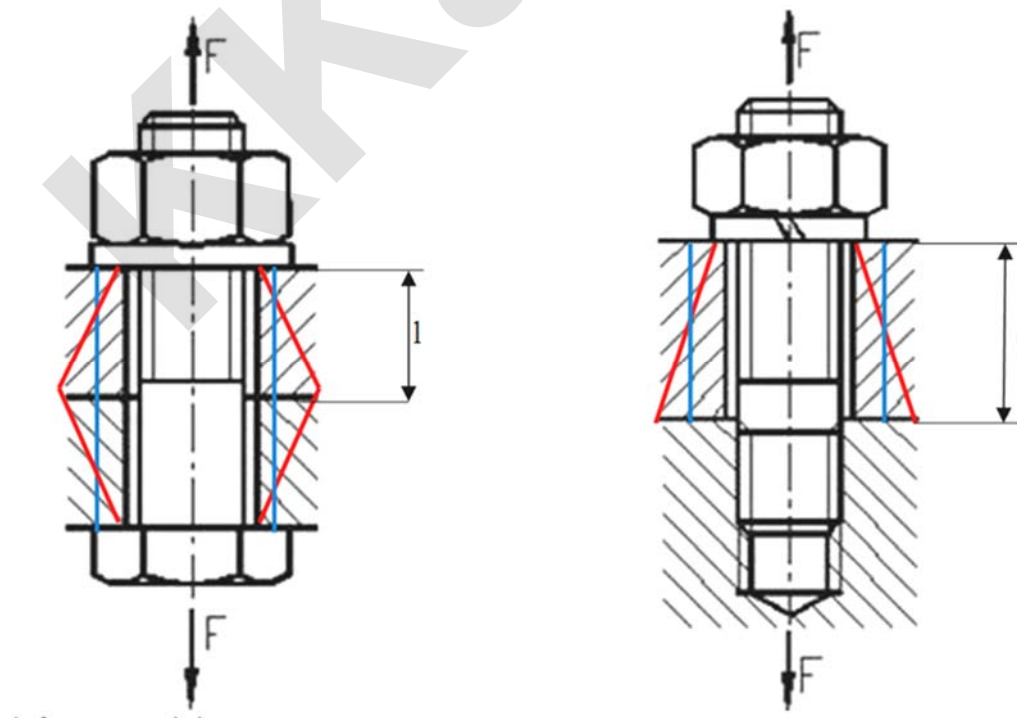
Niektorí autori odporúčajú použitie bezpečnostného koeficientu skrutkového spoja k , ktorý má odporúčanú hodnotu $k=(1,3 \div 1,5)$, už v prvej podmienke silovej rovnováhy a tá je potom upravená nasledovne:

$$F_T \geq k \cdot F \quad (3.34)$$

4 Skrutky s predpätím

Skrutky s predpätím sa používajú v prípadoch, keď sa požaduje predĺženie životnosti skrutkového spoja, ktorý je zaťažený razovým alebo premenlivým striedavým zaťažením. Montáž skrutkového spoja sa realizuje v nezaťaženom stave, aby bolo možné v skrutke vytvoriť potrebné predpätie.

Pri montáži (uťahovaní) sa v skrutke vytvorí ťahová sila F_Q , ktorej hovoríme sila predpätia. Pôsobením tejto ťahovej sily dôjde k predĺženiu skrutky o hodnotu Δl_1 a zároveň k stlačeniu spájaných častí o hodnotu Δl_2 . Podľa spôsobu prevedenia skrutkového spoja je v spájaných materiáloch distribuované napätie (tlak) podľa obr.4.1. Efekt predpätia skrutky sa využíva predovšetkým pri skrutkách, ktoré sú dynamicky namáhané a určenie ich bezpečnosti je len zo statických napätových podmienok nerealizovateľné.



Obr.4.1 Príklady realizovaných skrutkových spojov s predpätím

Konštruovanie strojových súčiastok

4.1 Určenie deformačných konštánt spoja

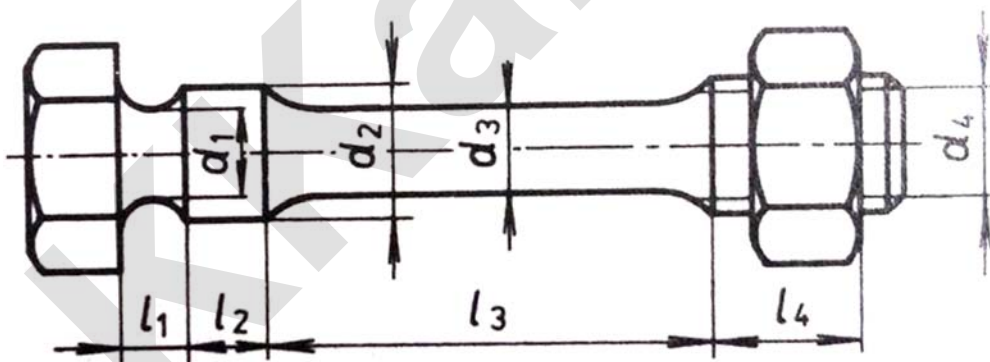
Po utiahnutí skrutkového spoja, sa v dôsledku osovej sily v skrutke, skrutka predĺži a spojované časti sa stlačia. Tieto deformácie sú závislé od základných rozmerov skrutky, spájaných častí a od materiálu, z ktorých sú vyrobené.

Deformačná konštanta skrutky je definovaná:

$$\Delta l_1 = \frac{F \cdot l_1}{E_1 \cdot S_1} = F \cdot k_1 = \frac{F}{c_1} \quad (4.1)$$

Pre tvar skrutky obr.4.2, pozostávajúci s rôznych priemerov a rôznych dĺžok musí platiť podmienka:

$$\frac{1}{c_1} = \frac{l_1}{E_1 \cdot S_1} = \frac{1}{E_1} \cdot \sum \frac{l_i}{S_i} \quad (4.2)$$



Obr. 4.2 Príklady skrutky používanej v skrutkových spojoch s predpätím [3]

Deformačná konštanta spájaných častí sa stanoví nasledovne:

$$\Delta l_2 = \frac{F \cdot l_2}{E_2 \cdot S_2} = F \cdot k_2 = \frac{F}{c_2} \quad (4.3)$$

Deformácia spájaných častí, ktorú spôsobí utiahnutie skrutkového spoja, sa prejaví tlakom šíreným od hlavy skrutky, resp. matice v podobe deformačného kužeľa zobrazeného na obr.4.1, červenou farbou. Pre potreby stanovenia deformačnej konštanty spájaných materiálov je deformačný kužeľ nahradený deformačným dutým valcom obr.4.1, označený modrou farbou. Prierezová plocha deformačného dutého

Konštruovanie strojových súčiastok

valca je označená ako S_2 , a nahrádzame skutočné deformačné útvary – vid'.obr.4.1, modré a červené obrisy. Plocha deformovaného medzikružia sa určí nasledovne:

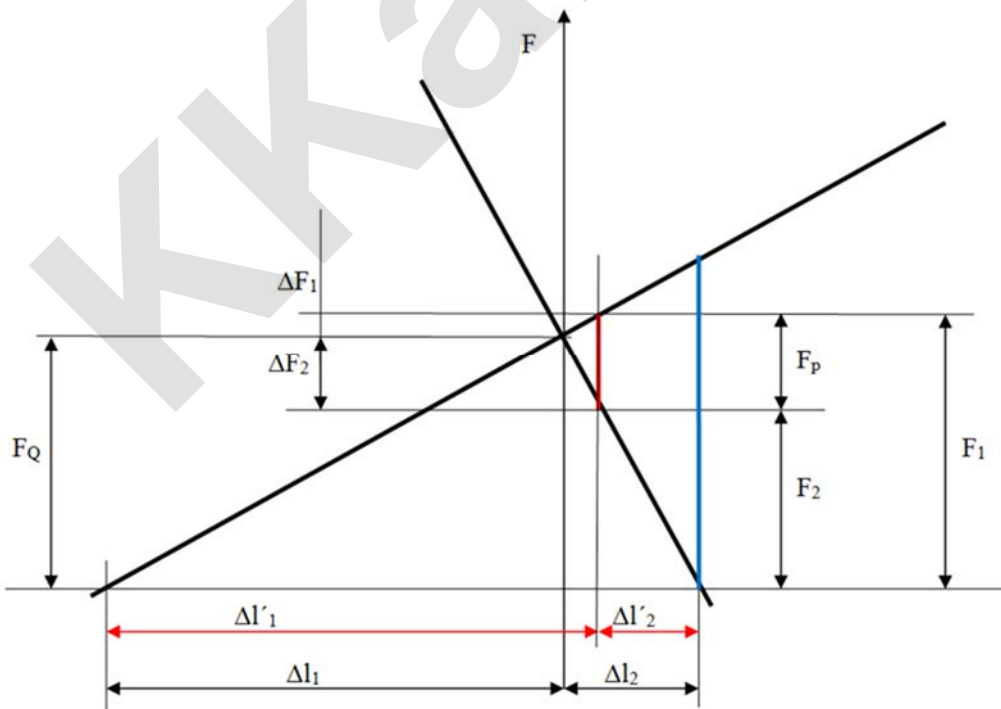
$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot [(s + l)^2 - d_0^2] \quad (4.4)$$

Pre rôzne hrúbky a priemery otvorov spájaných materiálov musí platiť podmienka:

$$\frac{1}{c_2} = \frac{l_1}{E_2 \cdot S_2} = \frac{1}{E_2} \cdot \sum \frac{l_i}{S_i} \quad (4.5)$$

4.2 Konštrukcia deformačného diagramu skrutkového spoja

Závislosť medzi silou v skrutke F a deformovanými časťami skrutkového spoja je možné znázorniť graficky do deformačného diagramu obr. 4.3.



Obr. 4.3 Deformačný diagram skrutkového spoja

Na zvislej osi sú nanášané sily v skrutkovom spoji. Na osi vodorovnej sú vynášané deformácie jednotlivých častí skrutkového spoja. Deformácia skrutky má

Konštruovanie strojových súčiastok

lineárny priebeh so začiatkom v ľavej časti diagramu. Deformácie spájaných materiálov majú taktiež lineárny priebeh so začiatkom na pravej strane diagramu.

V diagrame sú ďalej naznačené deformácie predlžovaných a stláčaných častí skrutkového spoja vplyvom predpätia a vplyvom zaťaženia pracovnou silou.

Δl_1 – predĺženie skrutky vplyvom predpätia

Δl_2 – stlačenie spojovaných častí vplyvom predpätia

$\Delta l'_1$ – predĺženie skrutky po zaťažení pracovnou silou

$\Delta l'_2$ – stlačenie spojovaných častí po zaťažení pracovnou silou

V skrutkovom spoji musí platiť rovnosť deformácií pred a po zaťažení nasledovne:

$$\Delta l_1 + \Delta l_2 = \Delta l'_1 + \Delta l'_2 \quad (4.6)$$

Pracovná (prevádzková) sila v skrutkovom spoji je definovaná:

$$\Delta F_1 + \Delta F_2 = F_p \quad (4.7)$$

$$\frac{F_Q}{c_1} + \frac{F_Q}{c_2} = \frac{F_1}{c_1} + \frac{F_2}{c_2} \quad (4.8)$$

Maximálna sila v skrutke bude:

$$F_1 = F_Q + \Delta F_1 \quad (4.9)$$

Maximálna sila v stlačovaných častiach bude:

$$F_2 = F_Q - \Delta F_2 \quad (4.10)$$

Prírastok sily v skrutke vplyvom pracovného zaťaženia definujeme:

$$\Delta F_1 = F_p \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} = F_p \cdot \frac{k_2}{k_1 + k_2} \quad (4.11)$$

Prírastok sily v spájaných častiach vplyvom pracovného zaťaženia definujeme:

$$\Delta F_2 = F_p \cdot \frac{c_2}{c_1 + c_2} = F_p \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} \quad (4.12)$$

Ak nastane prípad, že $F_2 = 0$ a $F_1 = F_p$ (modrá čiara v diagrame) potom nastane situácia, kedy skrutkový spoj prestáva byť spojom s predpätím.

Pre zabezpečenie tesnosti spoja musí byť $\psi > 0$ (zvyčajne sa volí z rozsahu $0,2 \div 1,2$ v prípade potrubných systémov volíme vyššiu hodnotu). Potom:

$$F_2 = \psi \cdot F_p \quad (4.13)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

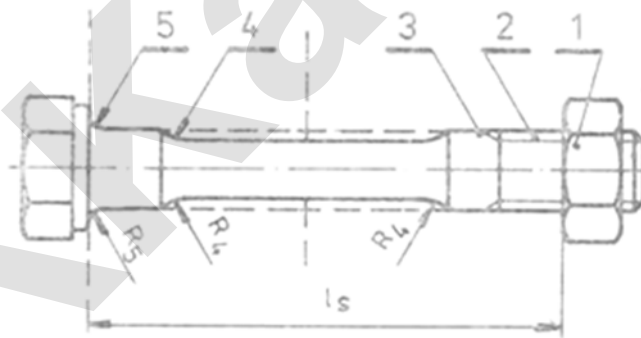
Potrebné predpätie v skrutke sa určí nasledovne:

$$F_Q = F_2 + \Delta F_2 = \psi \cdot F_p + F_p \cdot \frac{c_2}{c_1 + c_2} \quad (4.14)$$

4.3 Skrutkové spoje s predpätím v prevádzke s premenlivou pracovnou silou

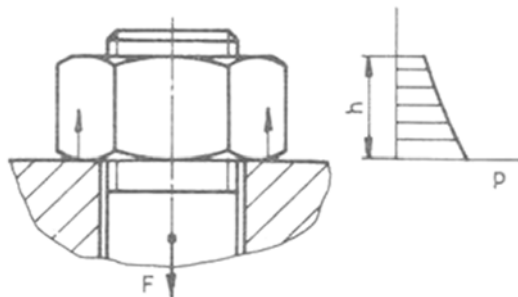
V prípade, ak je skrutkový spoj zaťažený premenlivým zaťažením, je nevyhnutné aplikovať skrutku s predpätím pre zvýšenie životnosti skrutkového spoja. Snahou takéhoto riešenia je zabezpečiť zníženie vplyvu pracovnej sily miznúceho charakteru, pomocou predpätia na silu v skrutke, ktorá bude mať pulzujúci charakter.

Vplyvom premenlivého zaťaženia dochádza k únavovému namáhaniu a štatisticky boli stanovené najpravdepodobnejšie miesta poruchy skrutkového spoja podľa obr.4.4 nasledovne:



Obr.4.4 Najpravdepodobnejšie miesta poškodenia skrutky [3]: Miesto 1 -60%, Miesto 3 -30%, Miesto 5 -10%

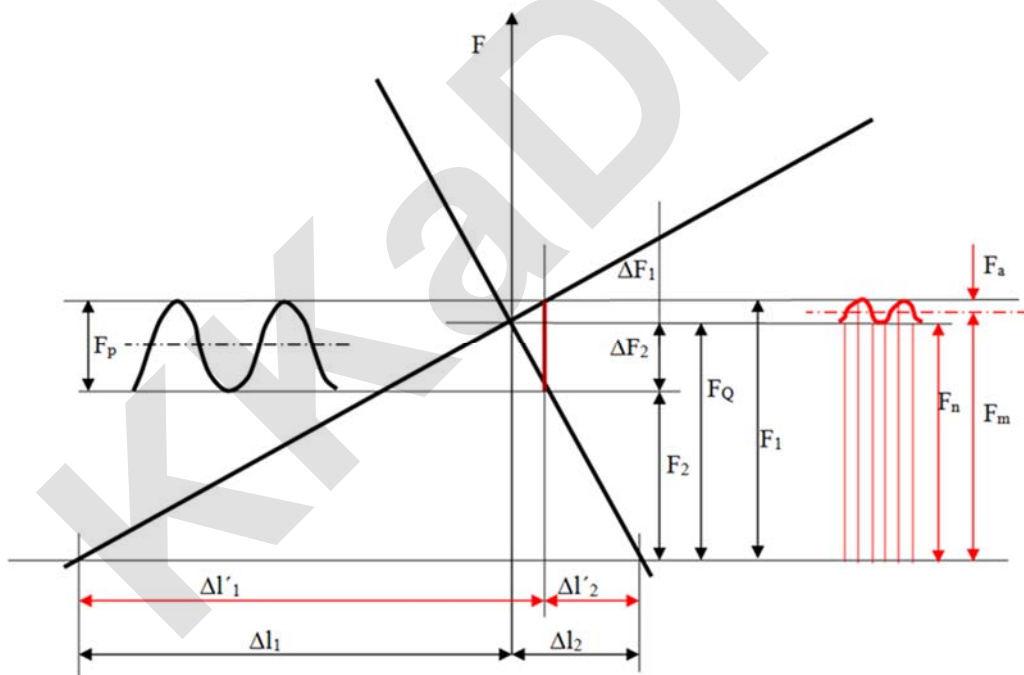
Dôvodom vzniku únavového lomu v mieste prvého závitu je koncentrácia napätia podľa obr.4.5.



Obr.4.5 Koncentrácia napätia v prvom závite v matici [3]

Konštruovanie strojových súčiastok

Deformačný diagram skrutkového spoja vyhotovený pre prípad zmeny charakteru pracovnej sily z miznúcej na silu v skrutke pulzujúcu je znázornený na obr.4.6. Z diagramu môžeme vyčítať podstatný prínos predpätia skrutky. V ľavej časti je znázornený miznúci charakter pracovnej sily s amplitúdou F_p . Vplyvom predpätia sa zmení charakter premenlivej sily v skrutke na pulzujúci s amplitúdou o veľkosti $\Delta F_1/2$.



Obr. 4.6 Deformačný diagram skrutkového spoja

Skrutku je nevyhnutné kontrolovať v mieste pravdepodobného najväčšieho výskytu porušenia, teda v prvom závite v matici. Skrutka bude namáhaná na ťah a napätia, ktoré je potrebné stanoviť, sú napätia horné, dolné, stredné a amplitúdové.

Konštruovanie strojových súčiastok

Napätia v skrutke určíme s pevnostnej podmienky na ťah podľa nižšie uvedených vzorcov.

Horné napätie v skrutke:

$$\sigma_h = F_h / S_3 \quad (4.15)$$

Dolné napätie v skrutke:

$$\sigma_n = F_n / S_3 \quad (4.16)$$

Stredné napätie v skrutke:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{F_m}{S_3} \quad (4.17)$$

Amplitúda napätia v skrutke:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{F_a}{S_3} \quad (4.18)$$

Kde:

S_3 – prierez jadra skrutky [mm^2],

F_m – stredná zložka sily podľa diagramu obr.4.6, $F_m = F_Q + \Delta F_1 / 2$,

F_a – amplitúda sily podľa diagramu obr.4.6, $F_a = \Delta F_1 / 2$,

F_h – horná zložka sily podľa diagramu obr.4.6,

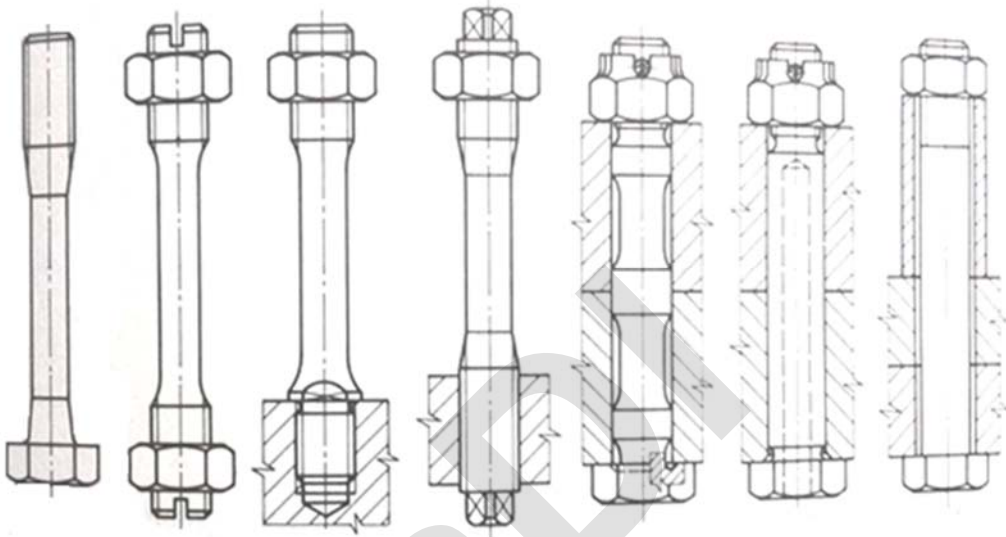
F_n – dolná zložka sily podľa diagramu obr.4.6, $F_n = F_Q$.

Súčiniteľ asymetrie cyklu:

$$r = \frac{\sigma_n}{\sigma_h} \quad (4.19)$$

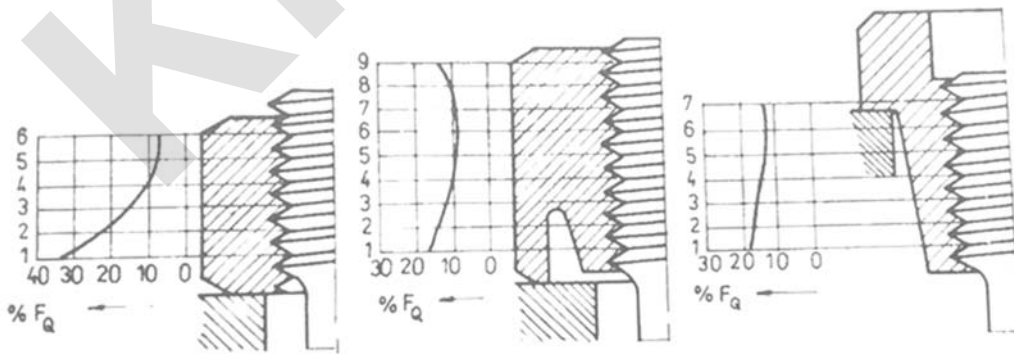
Z deformačného diagramu skrutky obr.4.6 je zrejmé, že pre zvýšenie bezpečnosti skrutkového spoja je dôležité aby ΔF_1 bola čo najnižšia. Z tohto dôvodu musí byť skrutka čo najpružnejšia a spojované časti čo najtužšie. Viaceré konštrukčné možnosti riešenia pružnosti skrutiek za účelom zvýšenia jej pružnosti sú na obr.4.7.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr. 4.7 Konštrukčné úpravy skrutiek a skrutkových spojov pre zvýšenie ich pružnosti[3]

Deformácie skrutky a matice nie sú rovnaké a preto nevzniká v závitoch nerovnomerné rozloženie tlaku. Aby sa znížili účinky nerovnomernosti tlaku v závitoch, je vhodné konštrukčne upraviť maticu podľa obr.4.8.



Obr. 4.8 Konštrukčná úprava matíc [2]

Ak je skrutkový spoj vystavený pôsobeniu teplôt, môže dôjsť k rozdielnym deformáciám materiálov v závislosti od súčiniteľa teplotnej rozťažnosti. Tepelná rozťažnosť môže spôsobiť zmenu predpätia, ktoré ovplyvní výslednú hodnotu bezpečnosti skrutkového spoja.

5 Návrh skrutkových spojov podľa normy Eurokód 3

V tejto kapitole je pre ukážku postupu návrhu skrutkových spojov uvedený výber z normy „Návrh skrutkových spojov podľa STN EN 1993-1-8 Eurokód 3 – Navrhovanie ocelových konštrukcií, časť 1-8: Navrhovanie uzlov“. Táto časť normy obsahuje návrhové metódy pre navrhovanie prevažne staticky zaťažených uzlov z ocelí pevnostných tried S235, S275, S355 a S460.

Celý postup návrhu skrutkových spojov podľa tejto normy je naviazaný aj na podmienky a pravidlá odkazujúce sa na ďalšie normy resp. národné prílohy, ktoré pre zjednodušenie neuvádzame. Z tohto dôvodu je pri reálnom návrhu potrebné postupovať podľa všetkých platných odkazov a pravidiel uvedených v tejto norme a s ňou súvisiacich normách.

Pravidlá tejto časti uvádzanej normy sú platné pre pevnostné triedy skrutiek uvedené v Tab. 5.1, kde sú uvedené aj hodnoty medze klzu f_{yb} a medze pevnosti v ťahu f_{ub} . Tieto hodnoty sa majú pri navrhovaní brať do úvahy ako charakteristické hodnoty.

Tab. 5.1 Nominálne hodnoty medze klzu f_{yb} a medze pevnosti v ťahu f_{ub} pre skrutky

Pevnostná trieda skrutky	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Ako predpäté skrutky sa môžu použiť iba skrutky pevnostných tried 8.8 a 10.8 pre usporiadanie vysokopevných konštrukčných skrutkových spojov na predpínanie s kontrolovaným utiahnutím (v súlade s normou EN 1090-2 Zhotovovanie ocelových konštrukcií).

5.1 Kategórie skrutkových spojov

5.1.1 Spoje namáhané šmykom

Skrutkové spoje namáhané šmykom sa podľa tejto normy majú navrhovať ako jedna z nasledujúcich kategórií:

Konštruovanie strojových súčiastok

Kategória A: Spoje namáhané strihom a otláčením

V tejto kategórii sa majú používať skrutky od pevnostnej triedy 4.6 vyššie až po pevnostnú triedu 10.9. Predpätie a špeciálne úpravy kontaktných plôch sa nevyžadujú. Návrhová hodnota pôsobiacej šmykovej sily nemá prekročiť ani návrhovú odolnosť proti strihu (kap. 5.3) ani návrhovú odolnosť proti otláčeniu (kap. 5.3 a 5.4)

Kategória B: Spoje odolné proti preklzu v medznom stave použiteľnosti

V tejto kategórii sa majú používať predpäté skrutky. Preklz nemá nastať v medznom stave použiteľnosti. Návrhová hodnota pôsobiacej šmykovej sily nemá prekročiť ani návrhovú odolnosť proti strihu (podľa kap. 5.3), ani návrhovú odolnosť proti otláčeniu (podľa kap. 5.3 a 5.4).

Kategória C: Spoje odolné proti preklzu v medznom stave únosnosti

V tejto kategórii sa majú používať predpäté skrutky. Preklz nemá nastať v medznom stave únosnosti. Návrhová hodnota pôsobiacej šmykovej sily nemá prekročiť ani návrhovú odolnosť proti preklzu (podľa kap. 5.6), ani návrhovú odolnosť proti otláčeniu (podľa kap. 5.3 a 5.4). Navyše pri spojoch namáhaných ťahom sa v medznom stave únosnosti má overiť návrhová plastická odolnosť oslabeného prierezu v mieste dier pre skrutky $N_{net,Rd}$ (podľa kap. 6.2 normy EN 1993-1 -1). Návrhové posudky týchto spojov sú zhrnuté v Tab. 5.2.

5.1.2 Spoje namáhané ťahom

Skrutkové spoje namáhané ťahom by sa mali navrhovať ako jedna z nasledujúcich kategórií:

Kategória D: Nepredpäté skrutkové spoje

V tejto kategórii sa majú používať skrutky od pevnostnej triedy 4.6 vyššie až po pevnostnú triedu 10.9. Predpätie sa nevyžaduje. Táto kategória sa nemá použiť, ak sú spoje často vystavené zmenám ťahového namáhania. Môžu sa však použiť v spojoch navrhnutých na bežné zaťaženie od vetra.

Kategória E: Predpäté skrutkové spoje

Konštruovanie strojových súčiastok

V tejto kategórii sa majú používať predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 a 10.9 s kontrolovaným utiahnutím. Návrhové posudky týchto spojov sú zhrnuté v Tab. 5.2.

Tab. 5.2 Kategórie skrutkových spojov

Kategória	Kritérium	Poznámky
Spoje namáhané šmykom		
A Spoje namáhané strihom a otlačením	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Nepožaduje sa predpätie. Môžu sa použiť skrutky pevnostnej triedy 4.6 až 10.9.
B Spoje odolné proti preklzu v medznom stave používateľ-nosti	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Majú sa použiť predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9. Odolnosť proti preklzu v medznom stave používateľ-nosti (kap. 5.6).
C Spoje odolné proti preklzu v medznom stave únosnosti	$F_{v,Ed} \leq F_{s,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq N_{net,Rd}$	Majú sa použiť predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9. Odolnosť proti preklzu v medznom stave únosnosti (kap. 5.6). $N_{net,Rd}$ (kap. 5.1.1 kategória C).
Spoje namáhané ťahom		
D Nepredpäté skrutkové spoje	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Nepožaduje sa predpätie. Môžu sa použiť skrutky pevnostnej triedy 4.6 až 10.9. $B_{p,Rd}$, pozri v Tab. 5.5.
E Predpäté skrutkové spoje	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Majú sa použiť predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9. $B_{p,Rd}$, pozri v Tab. 5.5.
Návrhová ťahová sila $F_{t,Ed}$ má zahrňovať aj vplyv páčenia (kap. 5.8). Skrutky namáhané kombináciou šmykovej a ťahovej sily majú tiež spĺňať kritériá uvedené v Tab. 5.5.		

POZNÁMKA. - Ak sa predpätie explicitne nepoužije vo výpočtoch pri návrhu, ale požaduje sa na zhotovenie alebo ako opatrenie na zabezpečenie kvality (napr. na zabezpečenie trvanlivosti), môže národná príloha špecifikovať veľkosť tohto predpätia.

Konštruovanie strojových súčiastok

5.2 Rozmiestnenie dier pre skrutky a nity

(1) Najmenšie a najväčšie rozstupy a vzdialenosti od koncov a okrajov sú pre skrutky a nity uvedené v Tab. 5.3 (pre konštrukcie namáhané únavou tieto rozmery bližšie špecifikuje norma EN 1993-1-9)

Tab. 5.3 Najmenšie a najväčšie rozstupy, vzdialenosti od koncov a okrajov

Vzdialenosti a rozstupy, pozri Obr. 5.1	Najmenšie	Najväčšie ^{1) 2) 3)}		
		Konštrukcie z ocelí v súlade s EN 10025, okrem ocelí v súlade s EN 10025-5		Konštrukcie z ocelí v súlade s EN 10025-5
		Oceľ vystavená poveternosti alebo iným koróznym účinkom	Oceľ nevystavená poveternosti alebo iným koróznym účinkom	Nechránená oceľ
Vzdialenosť od konca e_1	$1,2 \cdot d_0$	$4 \cdot t + 40 \text{ mm}$		Väčšia z hodnôt 8t alebo 125 mm
Vzdialenosť od kraja e_2	$1,2 \cdot d_0$	$4 \cdot t + 40 \text{ mm}$		Väčšia z hodnôt 8t alebo 125 mm
Vzdialenosť e_3 v oválnych dierach	$1,5 \cdot d_0$ ⁴⁾			
Vzdialenosť e_4 v oválnych dierach	$1,5 \cdot d_0$ ⁴⁾			
Rozstup p_1	$2,2 \cdot d_0$	Menšia z hodnôt 14.t alebo 200 mm	Menšia z hodnôt 14.t alebo 200 mm	Menšia z hodnôt 14.t _{min} alebo 175 mm
Rozstup $p_{1,0}$		Menšia z hodnôt 14.t alebo 200 mm		
Rozstup $p_{1,i}$		Menšia z hodnôt 28.t alebo 400 mm		
Rozstup p_2 ⁵⁾	$2,4 \cdot d_0$	Menšia z hodnôt 14.t alebo 200 mm	Menšia z hodnôt 14.t alebo 200 mm	Menšia z hodnôt 14.t _{min} alebo 175 mm

¹⁾ Najväčšie hodnoty pre rozstupy, vzdialenosti od okraja a od konca nie sú obmedzené okrem nasledujúcich prípadov:

- pri tlačných prútoch, aby sa vylúčilo lokálne vydúvanie a zabránilo korózii prútov, ktoré sú vystavené poveternosti alebo iným koróznym účinkom
- pri ťahaných prútoch, aby sa zabránilo korózii.

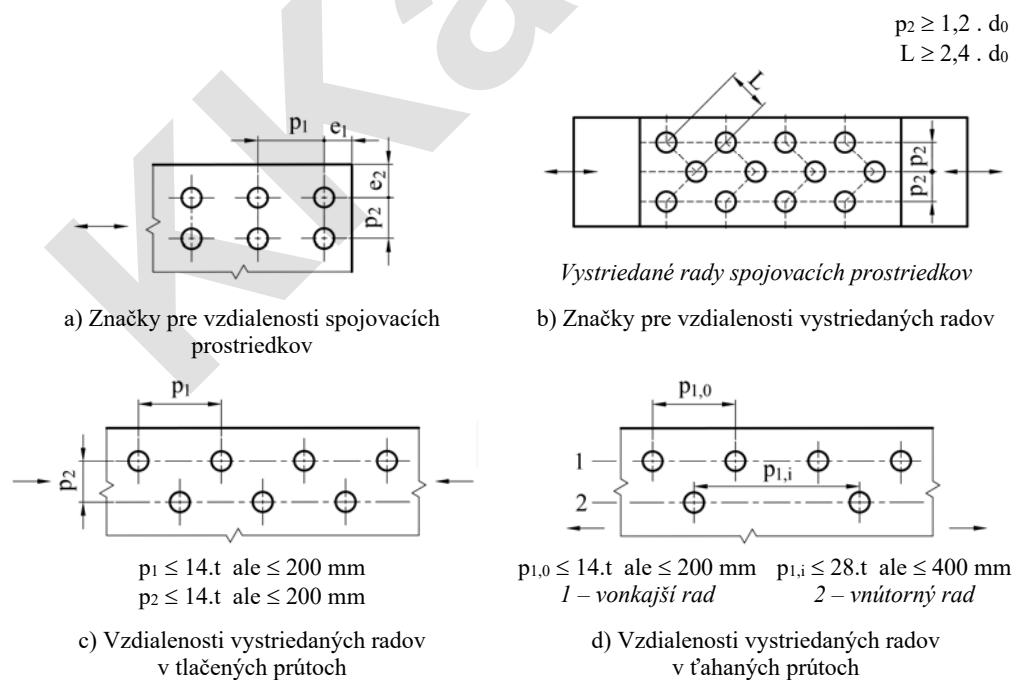
²⁾ Odolnosť proti lokálnemu vydúvaniu tlačeneho plechu medzi spojovacími prostriedkami sa má vypočítať podľa EN 1993-1-1 so vzpernou dĺžkou rovnou $0,6 \cdot p_i$. Lokálne

Konštruovanie strojových súčiastok

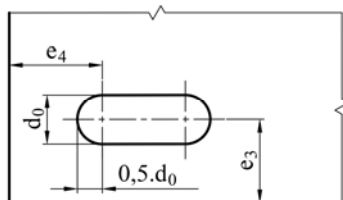
- vydúvanie medzi spojovacími prostriedkami sa nemusí overiť, ak je p_1/t menšie ako 9 ε (viď. Tab. 5.4). Vzďialenosť od okraja nemá presiahnuť požiadavky pre lokálne vydúvanie prečnievajúcej časti tlačných prútoch, pozri EN 1993-1-1. Týmito požiadavkami nie je ovplyvnená vzdialenosť od konca.
- 3) t - je hrúbka tenšieho vonkajšieho plechu.
 - 4) Medzné hodnoty rozmerov oválnych dier sú uvedené v normách skupiny 7 EN 1090-2 Zhotovovanie oceľových konštrukcií).
 - 5) Pri vystriedaných radoch spojovacích prostriedkov sa môže použiť najmenšia vzdialenosť radov $p_2 = 1,2 \cdot d_0$ za predpokladu, že najmenšia vzdialenosť L medzi ktorýmkoľvek dvoma spojovacími prostriedkami je väčšia ako $2,4 \cdot d_0$ alebo sa rovná $2,4 \cdot d_0$, pozri Obr. 5.1b).

Tab. 5.4 Hodnoty ε (z normy EN 1993-1-1)

$\varepsilon = \sqrt{235/f_y}$	f_y	235	275	355	420	460
	ε		1,00	0,92	0,81	0,75



Konštruovanie strojových súčiastok



e) Vzdialenosti od konca a okraja pre oválne diery

Obr. 5.1 Značky pre vzdialenosti od koncov a okrajov a rozstupy spojovacích prostriedkov

5.3 Návrhová odolnosť skrutiek a nitov

- (1) Návrhová odolnosť jednotlivých spojovacích prostriedkov namáhaných šmykom a/alebo ťahom je uvedená v Tab. 5.5.
- (2) Pri predpätých skrutkách sa návrhová predpínacia sila $F_{p,Cd}$, ktorá sa používa pri výpočtoch, rovná:

$$F_{p,Cd} = 0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_S / \gamma_{M7} \quad (5.1)$$

POZNÁMKA. - Ak sa predpätie nevyužíva pri navrhovaní, pozri poznámku k Tab. 5.2.

- (3) Návrhové odolnosti proti ťahu a proti strihu v rovine prechádzajúcej závitom skrutky, ktoré sú uvedené v Tab. 5.5, sa majú použiť iba pre skrutky vyrobené v súlade s normami skupiny 4 (uvedené v 1.2.4 STN EN 1993-1-8). Pri skrutkách s rezaným závitom, ako sú napr. kotevné skrutky alebo ťahadlá vyrobené z kruhových oceľových tyčí, sa majú použiť príslušné hodnoty z Tab. 5.5, pokiaľ je vyhotovenie závitov v súlade s EN 1090. Pri skrutkách s rezaným závitom, ktorých závit nie je v súlade s EN 1090, sa majú príslušné hodnoty z Tab. 5.5 násobiť faktorom 0,85.
- (4) Návrhová odolnosť proti strihu $F_{v,Rd}$ uvedená v Tab. 5.5 sa môže použiť, iba ak sú skrutky použité v dierach s nominálnou vôľou menšou ako je špecifikované pre štandardné diery (uvedené v norme EN 1090-2 Zhotovovanie oceľových konštrukcií).
- (5) Skrutky M12 a M14 sa môžu použiť v dierach s vôľou 2 mm za predpokladu, že návrhová odolnosť skupiny skrutiek proti otláčeniu je väčšia alebo rovnaká ako návrhová odolnosť skupiny skrutiek proti strihu. Okrem toho sa má pre skrutky

Konštruovanie strojových súčiastok

pevnostnej triedy 4.8, 5.8, 6.8, 8.8 a 10.9 návrhová odolnosť proti strihu $F_{v,Rd}$ vziať ako 0,85-násobok hodnoty uvedenej v Tab. 5.5.

- (6) Presné skrutky sa majú navrhovať pomocou metód pre skrutky v štandardných dierach.
- (7) Závít presnej skrutky nemá zasahovať do roviny strihu.
- (8) Pri presných skrutkách nemá dĺžka časti so závitom v plechu namáhanom otlačením presiahnuť 1/3 hrúbky plechu, pozri Obr. 5.2.
- (9) Vôľa v dierach pri presných skrutkách má byť v súlade s normou EN 1090-2 Zhotovovanie oceľových konštrukcií.
- (10) Pri jednostrizných preplátovaných spojoch iba s jedným radom skrutiek, pozri Obr. 5.3, majú mať skrutky podložky aj pod hlavou, aj pod maticou. Návrhová odolnosť každej skrutky proti otlačeniu $F_{b,Rd}$ je obmedzená podmienkou:

$$F_{b,Rd} \leq 1,5 \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2} \quad (5.2)$$

POZNÁMKA. - Jednostrizné preplátované spoje s jedným radom nitov sa nemajú používať.

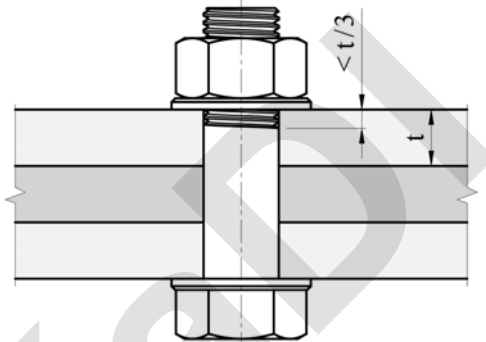
- (11) V prípade skrutiek pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9 sa majú pri jednostrizných preplátovaných spojoch iba s jednou skrutkou alebo iba s jedným radom skrutiek použiť tvrdené podložky.
- (12) Ak prechádzajú skrutky alebo nity, ktoré prenášajú zaťaženie strihom a otlačením cez vložku celkovej hrúbky t_p väčšej ako 1/3 nominálneho priemeru d , pozri Obr. 5.4, má sa návrhová odolnosť proti strihu $F_{v,Rd}$ vypočítaná podľa Tab.5.5 vynásobiť redukčným faktorom β_p :

$$\beta_p = \frac{9 \cdot d}{8 \cdot d + 3 \cdot t_p} \quad \text{ale} \quad \beta_p \leq 1 \quad (5.3)$$

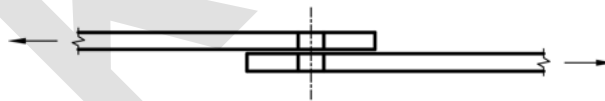
- (13) Pri dvojstrizných spojoch s vložkami na oboch stranách sa pre t_p berie hodnota rovná hrúbke hrubšej vložky.
- (14) Nitové spoje sa majú navrhovať na prenos šmykových síl. Pri namáhaní ťahom nemá návrhová ťahová sila $F_{t,Rd}$ presiahnuť návrhovú odolnosť proti ťahu $F_{t,Rd}$ uvedenú v Tab. 5.5.

Konštruovanie strojových súčiastok

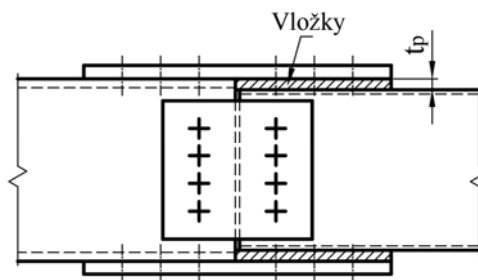
- (15) Pri použití pevnostnej triedy ocele S 235 sa môže hodnota pevnosti v ťahu materiálu nitu f_{ur} "po zatĺkaní" vziať rovná 400 N/mm^2 .
- (16) Vo všeobecnosti nemá zverná dĺžka nitu presiahnuť 4,5.d pri nitovaní kladivom a 6,5.d pri hydraulickom nitovaní.



Obr. 5.2 Časť drieku so závitom zasahujúca do diery pri presných skrutkách namáhaných otláčením



Obr. 5.3 Jednostrizný preplátovaný spoj s jedným radom skrutiek



Obr. 5.4 Spojovacie prostriedky cez vložky

Konštruovanie strojových súčiastok

Tab. 5.5 Návrhová odolnosť jednotlivých spojovacích prostriedkov namáhaných šmykom, resp. ťahom

Spôsob porušenia	Skrutky	Nity
Odolnosť proti strihu pre jednu strihovú rovinu	$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}}$ <ul style="list-style-type: none"> - ak strihová rovina prechádza závitom skrutky (A je plocha jadra skrutky A_S) - pre pevnostné triedy 4.6, 5.6 a 8.8: $\alpha_v = 0,6$ - pre pevnostné triedy 4.8, 5.8, 6.8 a 10.9: $\alpha_v = 0,5$ - ak strihová rovina prechádza cez plný driek skrutky (A je neoslabená prierezová plocha drieku skrutky) $\alpha_v = 0,6$ 	$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot f_{ur} \cdot A_0}{\gamma_{M2}}$
Odolnosť proti otláčeniu ^{1) 2) 3)}	$F_{b,Rd} = \frac{k_1 \cdot \alpha_b \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{M2}}$ <p>kde α_b je najmenšia z hodnôt α_d; $\frac{f_{ub}}{f_u}$ alebo 1,0</p> <p>v smere pôsobenia sily:</p> <ul style="list-style-type: none"> - pre skrutky ležiace pri konci: $\alpha_d = \frac{e_1}{3 \cdot d_0}$; - pre skrutky ležiace vnútri: $\alpha_d = \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4}$ <p>kolmo na smer pôsobenia sily:</p> <ul style="list-style-type: none"> - pre skrutky ležiace pri okraji: k_1 je najmenšia z hodnôt $2,8 \cdot \frac{e_2}{d_0} - 1,7$ alebo 2,5 - pre skrutky ležiace vnútri: k_1 je najmenšia z hodnôt $1,4 \cdot \frac{p_2}{d_0} - 1,7$ alebo 2,5 	
Odolnosť proti ťahu ²⁾	$F_{t,Rd} = \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_S}{\gamma_{M2}}$ <p>kde $k_2 = 0,63$ pre zapustenú skrutku, inak $k_2 = 0,9$</p>	$F_{t,Rd} = \frac{0,6 \cdot f_{ur} \cdot A_0}{\gamma_{M2}}$
Odolnosť proti pretlačeniu hlavy alebo matice skrutky	$B_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{\gamma_{M2}}$	Nie je potrebné žiadne posúdenie

Konštruovanie strojových súčiastok

Kombinácia strihu a ťahu	$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1,0$
<p>1) Odolnosť skrutiek proti otláčeniu $F_{b,Rd}$</p> <ul style="list-style-type: none">- v nadmerných dierach je 0,8-násobok odolnosti skrutiek proti otláčeniu v štandardných dierach.- v oválnych dierach, kde pozdĺžna os oválnej diery je kolmá na smer pôsobenia sily, je 0,6-násobok odolnosti skrutiek proti otláčeniu v kruhových, štandardných dierach. <p>2) Pri zapustenej skrutke:</p> <ul style="list-style-type: none">- sa pri určení odolnosti proti otláčeniu $F_{b,Rd}$ má použiť hrúbka plechu t rovná hrúbke spojovaného plechu bez polovičnej hĺbky zapustenia.- má byť pri určení odolnosti proti ťahu $F_{t,Rd}$ uhol a hĺbka zapustenia v súlade s normami skupiny 4 v STN EN 1993-1-8, inak sa má odolnosť proti ťahu $F_{t,Rd}$ patrične upraviť. <p>3) Ak nie je pôsobiaca sila na skrutku rovnobežná s okrajom, môže sa odolnosť proti otláčeniu overiť zvlášť pre zložku sily rovnobežnú a zvlášť pre zložku sily kolmú na okraj.</p>	

5.4 Skupina spojovacích prostriedkov

Návrhová odolnosť skupiny spojovacích prostriedkov sa môže brať ako súčet návrhových odolností jednotlivých spojovacích prostriedkov proti otláčeniu $F_{b,Rd}$ za predpokladu, že návrhová odolnosť každého jednotlivého spojovacieho prostriedku proti strihu $F_{v,Rd}$ je väčšia alebo rovnaká ako jeho návrhová odolnosť proti otláčeniu $F_{b,Rd}$. V opačnom prípade sa má návrhová odolnosť skupiny spojovacích prostriedkov vziať ako počet spojovacích prostriedkov vynásobený najmenšou návrhovou odolnosťou zo všetkých jednotlivých spojovacích prostriedkov.

5.5 Dlhé spoje

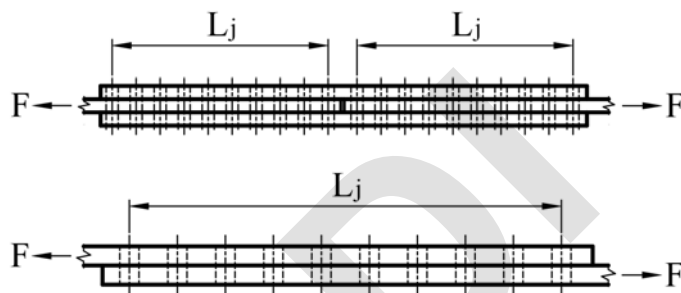
(1) Ak je v spoji vzdialenosť L_j medzi stredmi koncových spojovacích prostriedkov meraná v smere pôsobenia sily (pozri Obr. 5.5) väčšia ako $15 \cdot d$, má sa návrhová odolnosť proti strihu $F_{v,Rd}$ všetkých spojovacích prostriedkov vypočítaná podľa Tab. 5.5 zmenšiť vynásobením redukčným faktorom β_{Lf} , určeným podľa vzťahu:

$$\beta_{Lf} = 1 - \frac{L_j - 15 \cdot d}{200 \cdot d} \quad (5.4)$$

ale $\beta_{Lf} \leq 1,0$ a $\beta_{Lf} \geq 0,75$

Konštruovanie strojových súčiastok

- (2) Predchádzajúce ustanovenie (1) neplatí, ak dochádza k rovnomernému rozdeleniu sily po dĺžke spoja, napr. pri prenose šmykovej sily medzi stenou a pásnicou profilu.



Obr. 5.5 Dlhé spoje

5.6 Trecie spoje so skrutkami pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9

5.6.1 Návrhová odolnosť proti preklzu

- (1) Návrhová odolnosť predpätej skrutky pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9 proti preklzu je uvažovaná ako:

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu}{\gamma_{M3}} \cdot F_{p,C} \quad (5.5)$$

kde k_s je uvedený v Tab. 5.6,

n počet trecích plôch,

μ súčiniteľ trenia, ktorý sa stanoví buď špeciálnymi skúškami trecích plôch (v súlade s normou EN 1090-2), alebo podľa Tab. 5.7.

- (2) Pre skrutky pevnostnej triedy 8.8 a 10.9, ktoré sú v súlade s normami skupiny 4 v STN EN 1993-1-8 a s kontrolovaným utiahnutím (v súlade s normou EN 1090-2) sa uvažuje predpínacia sila $F_{p,C}$ vo vzťahu (5.5) ako:

$$F_{p,C} = 0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_s \quad (5.6)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Tab. 5.6 Hodnoty k_s

Opis	k_s
Skrutky v štandardných dierach	1,0
Skrutky buď v nadmerných dierach alebo v krátkych oválnych dierach s osou oválnej diery kolmou na smer pôsobenia sily	0,85
Skrutky v dlhých oválnych dierach s osou oválnej diery kolmou na smer pôsobenia sily	0,7
Skrutky v krátkych oválnych dierach s osou oválnej diery rovnobežnou so smerom pôsobenia sily	0,76
Skrutky v dlhých oválnych dierach s osou oválnej diery rovnobežnou so smerom pôsobenia sily	0,63

Tab. 5.7 Súčiniteľ trenia μ , pre predpäté skrutky

Trieda povrchu trecej plochy (pozri normu EN 1090-2)	Súčiniteľ trenia μ
A	0,5
B	0,4
C	0,3
D	0,2
<p><i>POZNÁMKA 1:</i> Požiadavky na skúšanie a prehliadky sú uvedené v norme EN 1090-2.</p> <p><i>POZNÁMKA 2:</i> Klasifikácia iných úprav povrchov trecích plôch sa má zakladať na skúšobných vzorkách, ktoré reprezentujú povrchy použité v konštrukcii, pomocou postupu uvedeného v norme EN 1090-2.</p> <p><i>POZNÁMKA 3:</i> Definície tried povrchov trecích plôch sú uvedené v norme EN 1090-2.</p> <p><i>POZNÁMKA 4:</i> Pri úprave povrchu trecej plochy náterom môže časom nastať strata predpätia.</p>	

5.6.2 Kombinácia ťahu a šmyku

- (1) Ak je trecí spoj odolný proti preklzu namáhaný ťahovou silou, $F_{t,Ed}$ alebo $F_{t,Ed,ser}$, pri súčasnom pôsobení šmykovej sily, $F_{v,Ed}$ alebo $F_{v,Ed,ser}$, ktorá má tendenciu vyvolať preklz, je návrhová odolnosť jednej skrutky proti preklzu rovná:

Konštruovanie strojových súčiastok

$$\text{pre spoj kategórie B: } F_{s,Rd,ser} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu \cdot (F_{p,C} - 0,8 \cdot F_{t,Ed,ser})}{\gamma_{M3,ser}} \quad (5.7a)$$

$$\text{pre spoj kategórie C: } F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu \cdot (F_{p,C} - 0,8 \cdot F_{t,Ed})}{\gamma_{M3}} \quad (5.7b)$$

- (2) Ak je v spoji, ktorý prenáša ohybový moment, kontaktná sila v tlačenej časti v rovnováhe s pôsobiacou ťahovou silou, nie je potrebná žiadna redukcia odolnosti proti preklzu.

5.6.3 Hybridné spoje

- (1) Keď sa na prenos šmykovej sily použijú spojovacie prostriedky s rozličnými tuhosťami, majú sa spojovacie prostriedky s najväčšou tuhosťou navrhnuť na prenos tejto šmykovej sily. Ako výnimka sa môže predpokladať, že predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 a 10.9 v spojoch navrhnutých ako odolné proti preklzu v medznom stave únosnosti (kategória C v kap. 5.1) prenášajú zaťaženie spolu so zvarmi, ak sa ich konečné utiahnutie vykoná až po dokončení zvarov.

5.7 Oslabenie dierami pre spojovacie prostriedky

Pri navrhovaní prútov sa má oslabenie dierami zohľadniť podľa EN 1993-1-1.

5.7.1 Navrhovanie proti vytrhnutiu bloku skrutkového spoja

- (1) Vytrhnutie bloku skrutkového spoja je zapríčinené šmykovým porušením plechu pozdĺž radu skrutiek v reze namáhanom šmykom a súčasným ťahovým porušením plechu pozdĺž radu skrutiek v reze namáhanom ťahom. Obr. 5.6 znázorňuje vytrhnutie bloku skrutkového spoja.
- (2) Pre symetrickú skupinu skrutiek namáhanú centrickým zaťažením sa navrhuje odolnosť proti vytrhnutiu bloku skrutkového spoja $V_{eff,1,Rd}$, rovná:

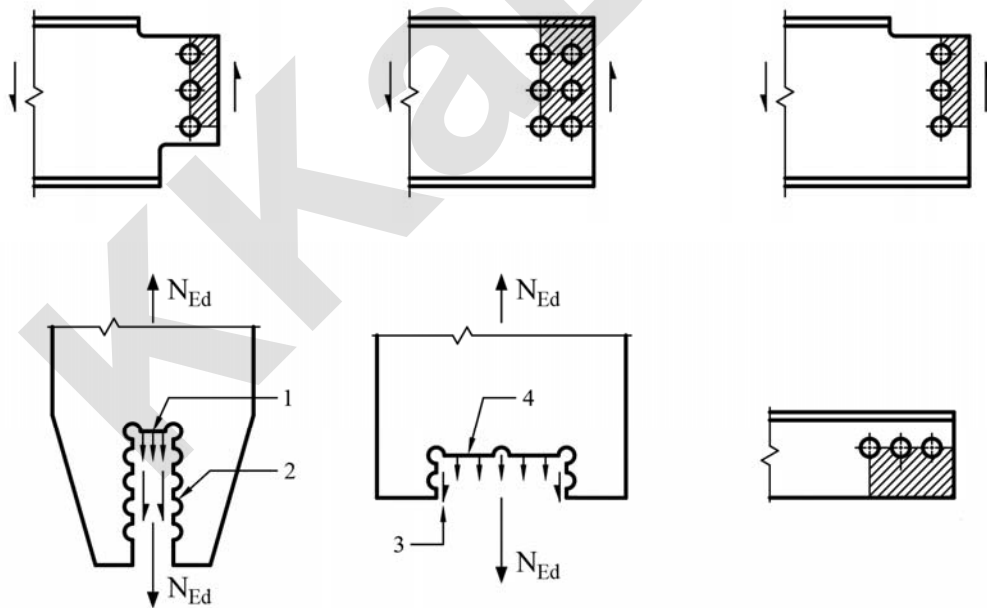
Konštruovanie strojových súčiastok

$$V_{\text{eff},1,\text{Rd}} = f_u \cdot \frac{A_{\text{nt}}}{\gamma_{\text{M2}}} + (1/\sqrt{3}) \cdot f_y \cdot \frac{A_{\text{nv}}}{\gamma_{\text{M0}}} \quad (5.8)$$

kde: A_{nt} je oslabená plocha namáhaná ťahom,
 A_{nv} oslabená plocha namáhaná šmykom.

(3) Pre skupinu skrutiek namáhanú excentrickým zaťažením sa návrhová odolnosť proti vytrhnutiu bloku skrutkového spoja $V_{\text{eff},2,\text{Rd}}$ rovná:

$$V_{\text{eff},2,\text{Rd}} = 0,5 \cdot f_u \cdot \frac{A_{\text{nt}}}{\gamma_{\text{M2}}} + (1/\sqrt{3}) \cdot f_y \cdot \frac{A_{\text{nv}}}{\gamma_{\text{M0}}} \quad (5.9)$$



Legenda:

- 1 malá ťahová sila
- 2 veľká šmyková sila
- 3 malá šmyková sila
- 4 veľká ťahová sila

Obr. 5.6 Vytrhnutie bloku skrutkového spoja

Konštruovanie strojových súčiastok

5.7.2 Uholníky pripojené jedným ramenom a iné nesymetricky pripojené ťahané prúty

(1) Excentricity v uzloch (bližšie špecifikuje kap. 2.7(1) normy STN EN 1993-1-8) a vplyv rozstupov a vzdialeností skrutiek od okraja sa majú vziať do úvahy pri určovaní návrhovej odolnosti:

- nesymetrických prútov;
- symetrických prútov, ktoré sú pripojené nesymetricky, ako sú napr. uholníky pripojené jedným ramenom.

(2) Jeden ťahaný uholník pripojený jedným radom skrutiek jedným ramenom (Obr. 5.7) sa môže považovať za centrický zaťažený na účinnej oslabenej ploche a jeho návrhová odolnosť sa určí takto:

s 1 skrutkou:
$$N_{u,Rd} = \frac{2,0 \cdot (e_2 - 0,5 \cdot d_0) \cdot t \cdot f_u}{\gamma_{M2}} \quad (5.10)$$

s 2 skrutkami:
$$N_{u,Rd} = \frac{\beta_2 \cdot A_{net} \cdot f_u}{\gamma_{M2}} \quad (5.11)$$

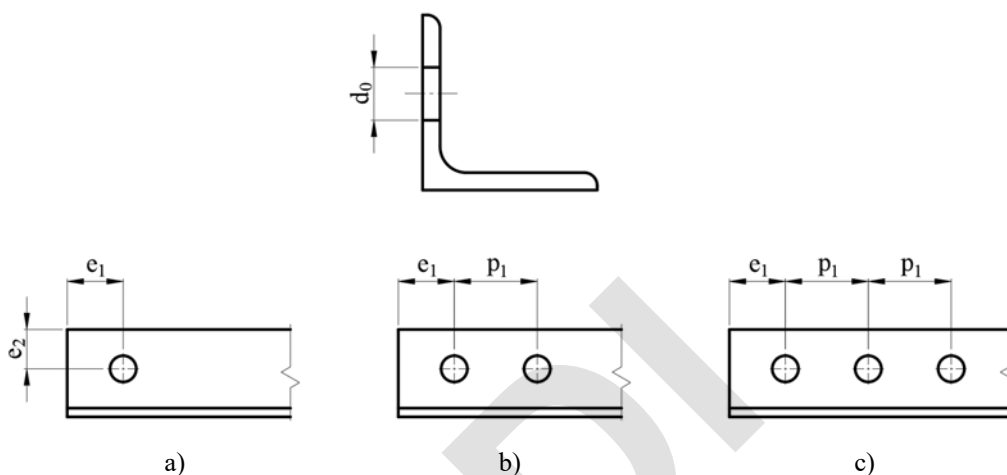
s 3 alebo viacerými skrutkami:
$$N_{u,Rd} = \frac{\beta_3 \cdot A_{net} \cdot f_u}{\gamma_{M2}} \quad (5.12)$$

kde: β_2 a β_3 sú redukčné faktory, ktoré závisia od rozstupu p_1 podľa Tab. 5.8. Pre medziľahlé hodnoty p_1 sa môže hodnota β určiť lineárnou interpoláciou;

A_{net} je oslabená plocha uholníka. Pri nerovnoramennom uholníku pripojenom jeho kratším ramenom sa A_{net} uvažuje ako oslabená plocha prierezu náhradného rovnoramenného uholníka s ramenami veľkosti kratšieho ramena.

Tab. 5.8 Redukčné faktory β_2 a β_3

Rozstup	p_1	$\leq 2,5 \cdot d_0$	$\geq 5,0 \cdot d_0$
2 skrutky	β_2	0,4	0,7
3 skrutky alebo viac	β_3	0,5	0,7



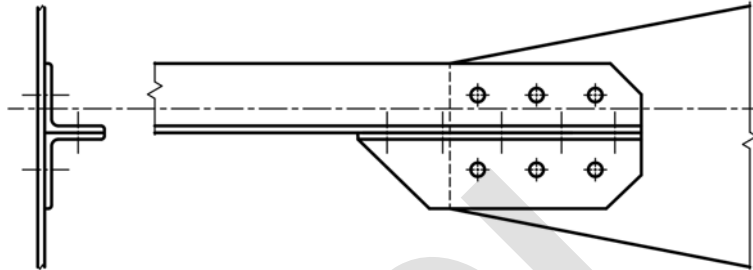
Obr. 5.7 Uholníky pripojené jedným ramenom
a) 1 skrutka, b) 2 skrutky, c) 3 skrutky

5.7.3 Prípojné uholníky

- (1) Prípojný uholník zobrazený na Obr. 5.8 pripája prúty z uholníkov a ich spojovacie prostriedky k styčnickovému plechu alebo k inej podpornej časti a má sa navrhnuť na 1,2-násobok sily v odstavajúcom ramene pripojeného uholníka.
- (2) Spojovacie prostriedky pripájajúce prípojný uholník k odstavajúcemu ramenu uholníka sa majú navrhnuť na 1,4-násobok sily v odstavajúcom ramene pripojeného uholníka.
- (3) Prípojné uholníky pripájajúce U-profil alebo podobný prút sa majú navrhnuť na 1,1-násobok sily v pásniciach U-profilu, ku ktorým sú pripojené.
- (4) Spojovacie prostriedky pripájajúce U-profil alebo podobný prút sa majú navrhnuť na 1,2-násobok sily v pásnici U-profilu, ktorú pripájajú.
- (5) V žiadnom prípade sa na pripojenie prípojného uholníka k styčnickovému plechu alebo k inej podpornej časti nesmie použiť menej ako dve skrutky alebo dva nity.
- (6) Pripojenie prípojného uholníka k styčnickovému plechu alebo k inej podpornej časti má byť ukončené na úrovni konca pripojeného prúta. Spoj prípojného uholníka k

Konštruovanie strojových súčiastok

prútu má prebiehať od konca tohto prúta až za priame spojenie prúta so styčnickovým plechom alebo inou podpornou časťou.



Obr. 5.8 Prípojné uholníky

5.8 Sily spôsobené páčením

Tam kde sú spojovacie prostriedky namáhané ťahovou silou, majú sa pri navrhovaní zohľadniť prídavné sily spôsobené páčením, ak takéto sily môžu vzniknúť.

5.9 Rozdelenie síl medzi spojovacie prostriedky v medznom stave únosnosti

- (1) Ak na uzol pôsobí moment, rozdelenie vnútorných síl môže byť buď lineárne (t. j. priamo úmerné vzdialenosti od stredu pootočenia), alebo plastické (t.j. prípustné je ľubovoľné rozdelenie, ktoré spĺňa podmienky rovnováhy za predpokladu, že nie sú prekročené odolnosti komponentov a že je húževnatosť komponentov dostačujúca).
- (2) Pružné lineárne rozdelenie vnútorných síl sa má použiť v nasledujúcich prípadoch:
 - ak skrutky tvoria spoj odolný proti preklzu kategórie C,
 - v spojoch namáhaných šmykom, ak je návrhová odolnosť spojovacieho prostriedku proti strihu $F_{v,Rd}$ menšia ako odolnosť proti otláčaniu $F_{b,Rd}$,
 - ak sú spoje vystavené nárazom, vibráciám alebo protismerne pôsobiacemu zaťaženiu (okrem zaťaženia vetrom).
- (3) Ak je uzol zaťažený iba centrickým šmykom a za predpokladu, že je veľkosť a pevnostná trieda spojovacích prostriedkov rovnaká, môže sa predpokladať, že sa zaťaženie rozdelí rovnomerne medzi spojovacie prostriedky.

Konštruovanie strojových súčiastok

6 Tvarové spájanie strojových súčiastok

Strojové súčiastky je možné spájať do funkčných rozoberateľných celkov, zostáv a podzostáv. Rozoberateľnosť spojov zabezpečujú tvarové prvky vyhotovené na súčiastkach za účelom vytvorenia funkčného celku. Rozoberateľný spoj je možné vyhotoviť aj pridaním tvarového prvku do zostavy spájaných súčiastok. Charakteristickými znakmi tvarových prvkov pre tvarové spájanie súčiastok sú funkčné hrany, plochy alebo objemy, ktoré zabezpečujú prenos zaťaženia, zachytávajú namáhanie alebo zabezpečujú vzájomnú polohu spájaných súčiastok.

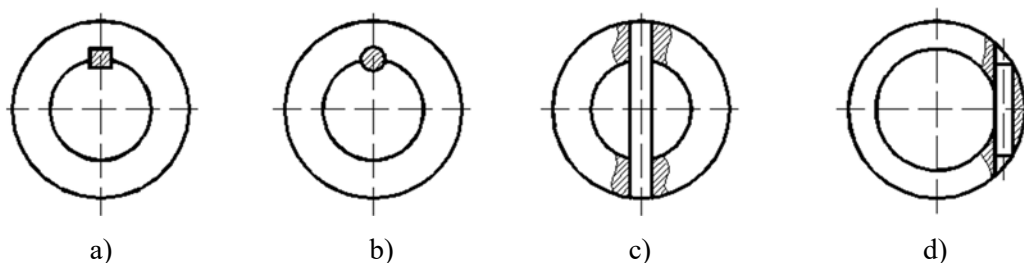
6.1 Kolíky a spojovacie perá

Kolíky a spojovacie perá patria k tvarovým prvkom, ktoré sa cielene používajú na vyhotovenie rozoberateľných spojov. Ich použitie je prednostne odporúčané na spájanie hriadeľov s ďalšími rotujúcimi prvkami, ako sú ozubené kolesá, kladky alebo iné kolesá. Časť rotujúceho prvku, ktorý je v priamom kontakte s hriadeľom sa nazýva náboj.

Spojovacie perá sa prednostne používajú na prenos krútiaceho momentu z hriadeľa na náboj rotujúceho prvku.

Kolíky sa používajú na vzájomné polohovanie častí súčiastok, prenos krútiaceho momentu alebo ako poistné komponenty.

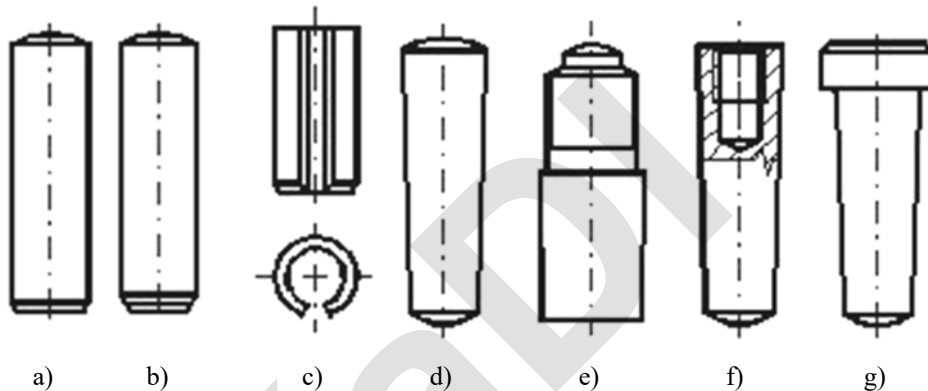
Obr.6.1 zobrazuje rôzne typy prevedenia spojenia hriadeľa s nábojom pomocou spojovacieho pera alebo kolíka. Jedná sa predovšetkým o spojenie hriadeľa s nábojom pomocou (a) pozdĺžneho pera, (b) pozdĺžneho kolíka, (c) priečneho kolíka, (d) tangenciálneho kolíka.



Obr.6.1 Najbežnejšie spôsoby spojenia hriadeľa s nábojom pomocou kolíkov a pier

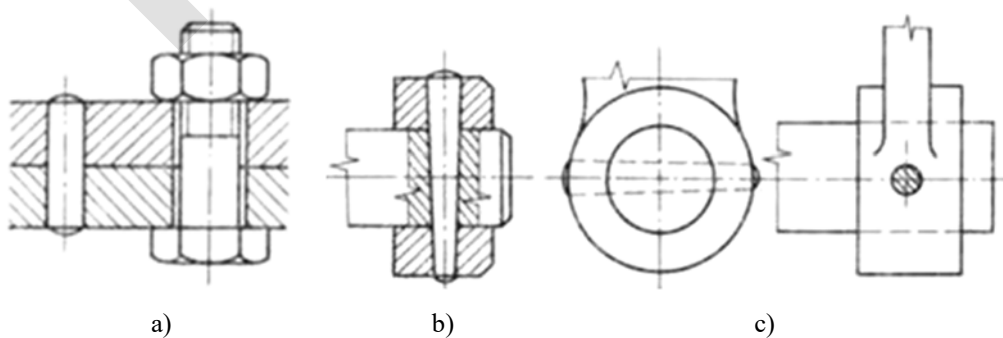
Konštruovanie strojových súčiastok

Spojovacie kolíky patria svojim tvarom k najjednoduchším tvarovým prvkom obr.6.2. Môžu byť vyhotovené ako valcové obr.6.2a),b), valcové pružné obr.6.2c), kužeľové obr.6.2d), kužeľové s vonkajším, vnútorným závitom obr.6.2.e),f) alebo kužeľové s hlavou obr.6.2.g)



Obr.6.2 Základné tvary kolíkov

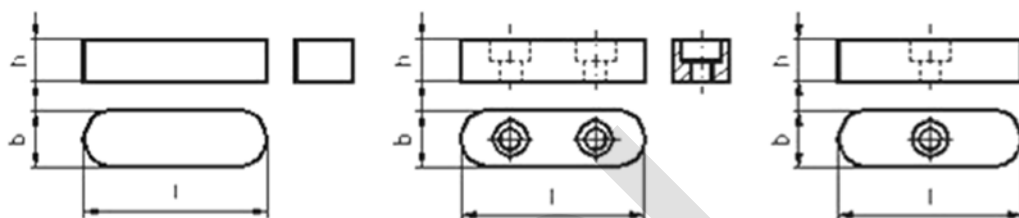
Valcové kolíky majú svoje použitie aj ako ustavovacie kolíky a v takom prípade neprenášajú zaťaženie, ale zabezpečujú vzájomnú polohu spájaných súčiastok obr. 6.3a). Kužeľové kolíky obr. 6.3b),c) sa dimenzujú podľa priemeru na väčšom konci.



Obr.6.3 Najbežnejšie spôsoby použitia kolíkov

Konštruovanie strojových súčiastok

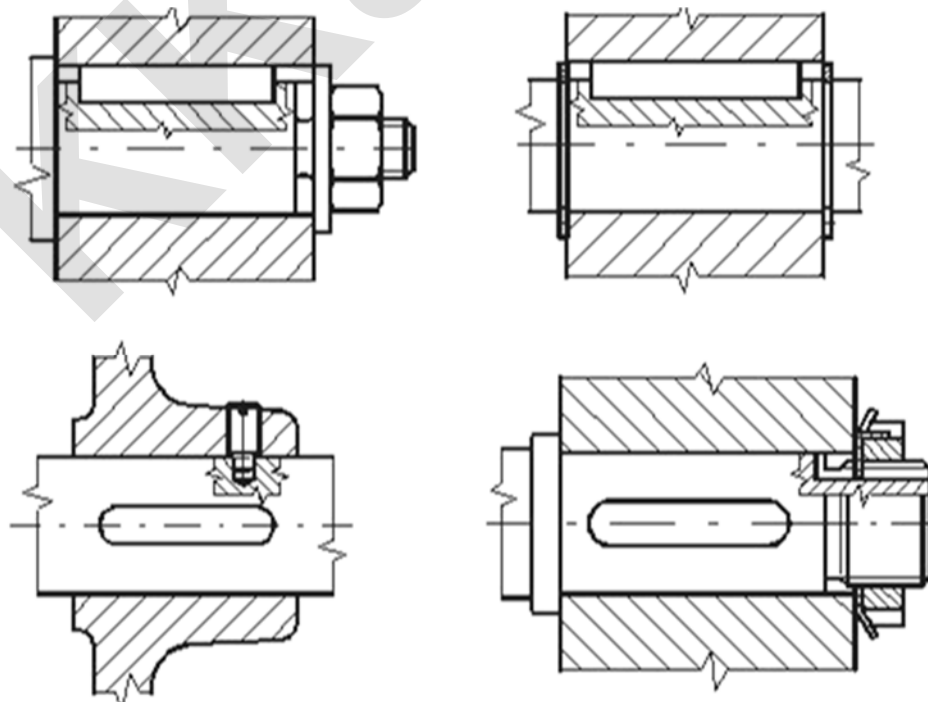
Spojovacie perá (ďalej len perá) majú tvar definovaný normou. Norma ďalej definuje ich rozmery, materiál a iné vlastnosti. Základné druhy pier sú zobrazené na obr.6.4, a jedná sa o pero tesné a pero výmenné.



Obr.6.4 Základné tvary pier

Výmenné perá umožňujú axiálny posuv náboja po hriadeli a po opotrebovaní bokov je pero vymenené.

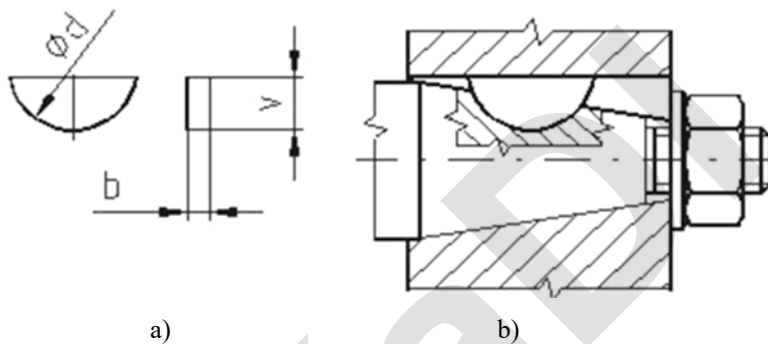
V prípade použitia tesného pera je nutné zabezpečiť axiálne poistenie spoja. Niektoré základné spôsoby sú na nasledujúcich obr.6.5.



Obr.6.5 Spôsoby axiálneho poistenia spojenia hriadeľa s nábojom pomocou tesného pera

Konštruovanie strojových súčiastok

Normalizovaným tvarom pera je aj pero v tvare kruhového odseku. Takéto perá sa nazývajú kotúčové alebo Woodruffové perá obr.6.6a) Aplikácia kotúčového pera značne oslabuje prierez hriadeľa. Preto je vhodnejšie ho použiť pre spájanie kužeľových čapov hriadeľov s nábojom obr.6.6b).



Obr.6.6 Použitie kotúčového pera pre spojenie kužeľového čapu hriadeľa s nábojom

Pre tvarové spojenie hriadeľa s nábojom je možné používať ďalšie tvarové prvky, o ktorých bude nižšie pojednávané ako sú: klíny, žliabkované hriadele, polygónové hriadele a iné.

6.2 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou kolíka

Tvarový rozoberateľný spoj vytvorený pomocou kolíka je možné vyhotoviť v dvoch základných prevedeniach a to ako spojenie pomocou priečneho kolíka, alebo spojenie pomocou pozdĺžneho kolíka.

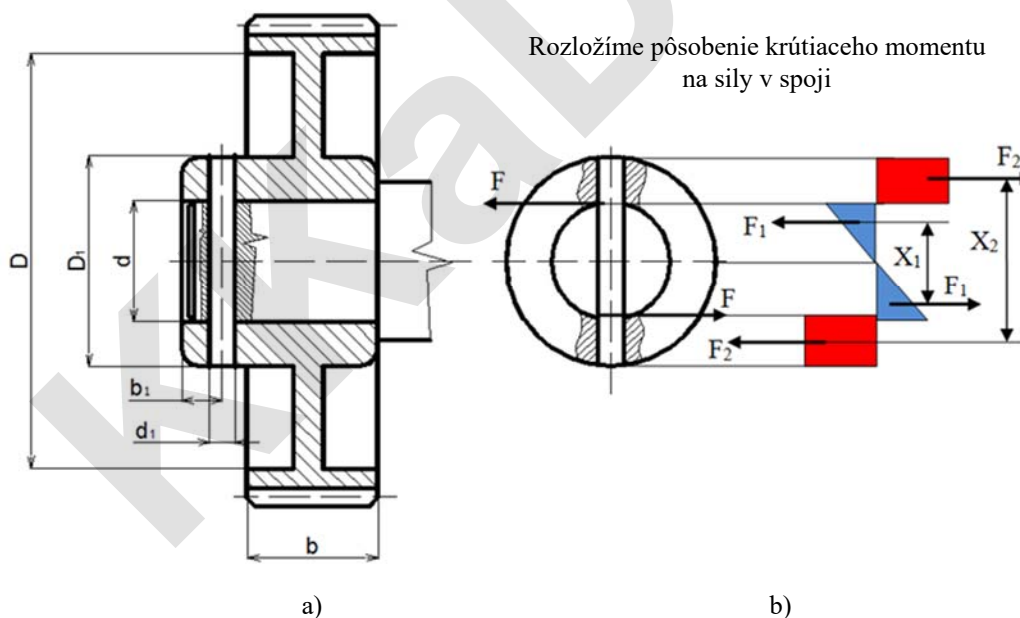
6.2.1 Priečny kolík

Pre účely spojenia hriadeľa s nábojom pomocou priečneho kolíka obr.6.7a) sa používa valcový ale aj kužeľový kolík. V oboch prípadoch použitia je nutné vyhotoviť otvor v náboji a v hriadeli v požadovanej tolerancii, tak aby pri umiestnení kolíka do otvoru vznikol spoj s presahom. Kužeľové kolíky majú normou predpísanú kužeľovitost' 1:50. Prevedenie spojenia priečnym kolíkom je vhodné pre prenos malých výkonov pri nízkych otáčkach.

Konštruovanie strojových súčiastok

Zaťaženie spojenia hriadeľa s nábojom pomocou priečného kolíka krútiacim momentom obr.6.7a), bude nahradené výpočtovým modelom pre silovú analýzu obr. 6.7b). Vzájomné lícovanie medzi hriadeľom a nábojom bude zjednodušene navrhnuté ako uloženie s vôľou, teda sa predpokláda, že všetko zaťaženie bude prenášať len priečny kolík.

Zo silovej analýzy vyplíva, že medzi nábojom a kolíkom (červená obdĺžniková plocha) bude rovnomerné a konštantné rozloženie tlakov. Medzi hriadeľom a kolíkom predpokladáme lineárne rozloženie tlaku (modrá trojuholníková plocha) obr.6.7b).



Obr.6.7 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou priečného kolíka

Tlakové plochy obr.6.7b) budú nahradené osamelou silou, ktorá pôsobí v ťažisku plochy. Na základe uvedeného je možné vyjadriť rozklad zaťažujúceho krútiaceho momentu na sily v spoji s priečnym kolíkom obr.6.7 nasledovne:

$$M_k = F \cdot d = F_1 \cdot X_1 = F_2 \cdot X_2 \quad (6.1)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Kde:

X_1 a X_2 sú ramená silovej dvojice, resp. vzdialenosti náhradných osamelých síl, ktorých pôsobisko je v ťažisku nahrádzanej plochy.

Sily, ktoré pôsobia na priečny kolík ho budú namáhať na strih a otláčenie. Je nevyhnutné skontrolovať napätia, ktoré vzniknú od namáhania v kolíku.

Namáhanie kolíka v strihu vyvolá v kolíku šmykové napätia, ktoré je možné stanoviť na základe napät'ovej pevnostnej podmienky nasledovne:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (6.2)$$

Plocha kolíka, v ktorej vznikajú šmykové napätia sa určí nasledovne:

$$S = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (6.3)$$

Po dosadení obvodovej sily z rovnice (6.1) pôsobiacej na prierez kolíka je možné výsledné napätie v priečnom kolíku vyjadriť:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^2 \cdot d} \leq \tau_D \quad (6.4)$$

Kde:

d - priemer hriadeľa [mm]

d_1 - priemer kolíka [mm]

Namáhanie kolíka v tlaku vyvolá v spoji otláčenie kolíka a normálové napätia je možné stanoviť na základe napät'ovej pevnostnej podmienky.

Pre oblasť otláčenia medzi kolíkom a hriadeľom (modrá farba na obr.6.7b) bude pôsobiaca osamelá sila F_1 mať hodnotu:

$$F_1 = \frac{p_1}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot d_1 \quad (6.5)$$

Kde:

p_1 - hodnota tlaku [MPa] (max. hodnota je p_D)

Vzdialenosť X_1 náhradných osamelých síl stanovíme:

$$X_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{2} \cdot 2 = \frac{2}{3} d \quad (6.6)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Po dosadení rovníc (6.5) a (6.6) do rovnice krútiaceho momentu (6.1) dostaneme:

$$M_k = F_1 \cdot X_1 = \frac{p_1}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot d_1 \cdot \frac{2}{3} d \quad (6.7)$$

Z rovnice (6.7) vyjadríme výsledné napätie na otláčenie p_1 , medzi kolíkom a hriadeľom, pre určenie výsledného napätia nasledovné:

$$p_1 = \frac{6M_k}{d_1 d^2} \leq p_D \quad (6.8)$$

Pre oblasť otláčenia medzi kolíkom a nábojom (červená farba na obr.6.7b) bude pôsobiaca osamelá sila F_2 mať hodnotu:

$$F_2 = p_2 \cdot \left(\frac{D_1 - d}{2} \right) \cdot d_1 \quad (6.9)$$

Kde:

p_2 – linearizovaná hodnota tlaku (max. hodnota je p_D)

Vzdialenosť X_2 náhradných osamelých síl stanovíme:

$$X_2 = d + \left(\frac{D_1 - d}{2} \right) \frac{1}{2} \cdot 2 = \frac{D_1 + d}{2} \quad (6.10)$$

Po dosadení rovníc (6.9) a (6.10) do rovnice krútiaceho momentu (6.1) dostaneme:

$$M_k = F_2 \cdot X_2 = p_2 \cdot \left(\frac{D_1 - d}{2} \right) \cdot d_1 \cdot \frac{D_1 + d}{2} = p_2 \cdot \left(\frac{D_1^2 - d^2}{4} \right) \cdot d_1 \quad (6.11)$$

Z rovnice (6.11) vyjadríme výsledné napätie na otláčenie p_2 , medzi kolíkom a nábojom, pre určenie výsledného napätia nasledovne:

$$p_2 = \frac{4 \cdot M_k}{d_1 \cdot (D_1^2 - d^2)} \leq p_D \quad (6.12)$$

Priečny kolík je možné použiť na spojenie súčiastok podľa obr.6.3b). Takto vytvorený spoj môže zaťažovať osová sila. Pod osovou silou budeme rozumieť silu pôsobiacu v osi spájaných súčiastok, ktorá je zároveň kolmá na os kolíka. V prípade zaťaženia kolikového spoja osovou silou budeme pri návrhu a kontrole kolíka

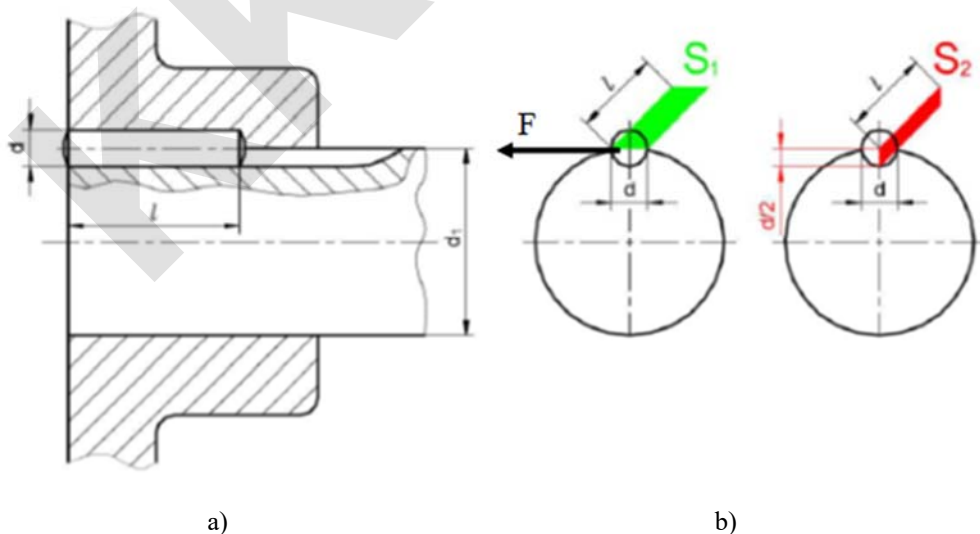
Konštruovanie strojových súčiastok

postupovať tak, akoby sa jednalo o čapový spoj. O návrhu a kontrole čapových spojov je pojednávané v časti 6.8.

6.2.2 Pozdĺžny kolík

Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou pozdĺžneho kolíka obr.6.8a) sa vyhotoví použitím valcového alebo kužeľového kolíka. Otvor v náboji a v hriadeľi sa vyhotoví v požadovanej tolerancii až po vzájomnom osadení hriadeľa a náboja. Takéto vyhotovenie však vytvára obmedzenia v prípade zameniteľnosti súčiastok po demontáži. Prevedenie spojenia pozdĺžnym kolíkom je vhodné pre prenos malých a stredných výkonov pri stredných otáčkach.

Prevedenie spojenia pomocou priečneho kolíka obr.6.8a) zaťažíme krútiacim momentom. Pozdĺžny kolík v spoji bude zaťažený náhradnou obvodovou silou, ktorej pôsobenie po dĺžke kolíka predpokladáme konštantné. Namáhanie pozdĺžneho kolíka bude podľa obr.6.8b) na strih (zelená plocha) a na otláčenie (červená plocha).



Obr.6.8 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou pozdĺžneho kolíka

Pri namáhaní pozdĺžneho kolíka na strih (zelená oblasť) vzniknú v priereze kolíka šmykové napätia, ktoré vyjadríme pevnostnou podmienkou:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (6.13)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Plocha kolíka, v ktorej vznikajú šmykové napätia, sa určí nasledovne:

$$S = l \cdot d \quad (6.14)$$

Výsledné šmykové napätie v priereze pozdĺžneho kolíka určíme:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{l \cdot d \cdot d_1} \leq \tau_D \quad (6.15)$$

Kde:

d- priemer kolíka [mm]

l – dĺžka kolíka [mm]

d₁ – priemer hriadeľa [mm]

Pri namáhaní pozdĺžneho kolíka na otláčenie (červená oblasť) pre kolík – hriadeľ, alebo kolík – príruha, vzniknú v priereze kolíka napätia na otláčenie ktoré vyjadríme pevnostnou podmienkou.

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (6.16)$$

Kde:

p – hodnota tlaku [MPa] (max. hodnota je p_D) – použijeme na porovnanie nižšiu z dovolených hodnôt podľa materiálu hriadeľa, alebo náboja.

Otláčenú plochu pozdĺžneho kolíka vyjadríme vzorcom:

$$S = l \cdot \frac{d}{2} \quad (6.17)$$

Po dosadení a úprave do vzorca (6.16), výsledné napätie na otláčenie pozdĺžneho kolíka vyjadríme nasledovne:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{l \cdot d \cdot d_1} \leq p_D \quad (6.18)$$

Prevedenie tvarového spojenia pomocou valcového kolíka je možné využiť aj ako poistného strižného kolíka. V takomto prípade je potrebné z upravenej pevnostnej podmienky na strih rovnica (6.15) vyjadriť maximálny priemer kolíka d, ktorý je použiteľný ako poistný strižný kolík pre zabezpečenie ochrany spoja proti preťaženiu. Za hodnotu dovoleného napätia je potrebné voliť napätie na medzi pevnosti pre šmykové napätie.

Konštruovanie strojových súčiastok

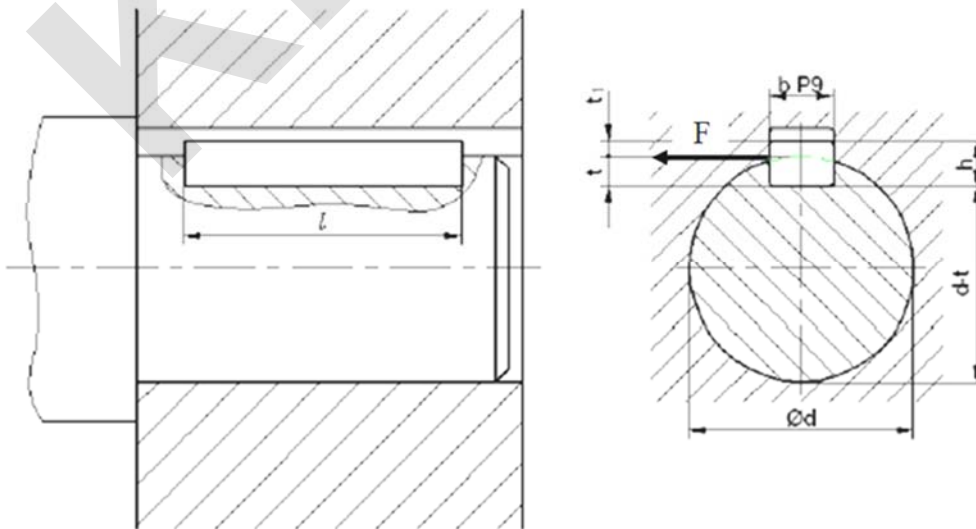
6.3 Spojenia hriadeľa s nábojom pomocou pera

Pre axiálne neposuvné spojenie hriadeľa s nábojom pomocou tesného pera sú vhodné vzájomné lícovania H8/h7, H8/k7 pre uloženia s vyššími otáčkami H8/m7, H8/p7. Pre pripojenie náboja na konci hriadeľa je možné zvoliť uloženie H7/r6 až H7/t6.

Pre axiálne posuvné spojenie hriadeľa s nábojom pomocou výmenného pera sa volí uloženie s vôľou H8/f8 až H8/h7.

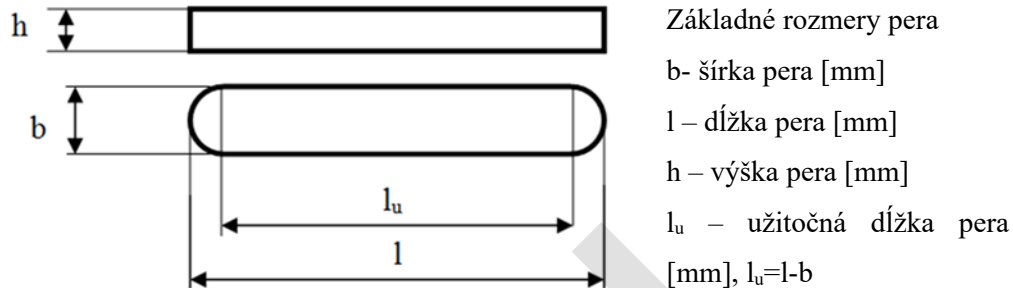
Pre spojenie hriadeľa s nábojom pomocou pera je nevyhnutné vyhotoviť drážku pre pero v náboji a žliabok pre pero v hriadeli. Pero je následne umiestnené do žliabku v náboji a potom je na hriadeľ osadený náboj obr.6.9.

Dimenzovanie pera, resp. návrh pera sa vždy realizuje s použitím informácií z noriem. Norma definuje veľkosť pera k priemeru hriadeľa, ktorý je spájaný s nábojom. Po priradení pera k hriadeľu a výbere jeho rozmerov je pero následne kontrolované. Z charakteru umiestnenia pera a jeho tvaru je potrebné pero skontrolovať na namáhanie v strihu a otláčenie medzi plochami pera a plochami drážok v hriadeli a v náboji.



Obr.6.9 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou pera

Konštruovanie strojových súčiastok



Pri predpoklade, že zanedbáme vplyv lícovania medzi hriadeľom a nábojom a budeme zjednodušene uvažovať s uložením s vôľou, bude všetko zaťaženie prenášať len pero v spoji, je šmykové napätie v pere od namáhania na strih určené nasledovne:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (6.19)$$

Strihová plocha pera je určená ako:

$$S = l_u \cdot b \quad (6.20)$$

Po dosadení a úprave do vzorca (6.19), výsledné napätie na strih prierezu pera vyjadríme nasledovne:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_u} \leq \tau_D \quad (6.21)$$

Dotykové plochy medzi perom a drážkou náboja a perom a žliabkom v hriadeľi sú namáhané na otláčenie a napätie, ktoré na týchto plochách vzniká, vyjadríme nasledovne:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (6.22)$$

Kde:

p – hodnota tlaku [MPa],

p_D – dovolené napätie na otláčenie, ktoré nadobúda nasledovné hodnoty:

$p_D = 120\text{MPa}$ pre tesné pero a náboj z ocele,

$p_D = 80\text{MPa}$ pre tesné pero a náboj zo sivej liatiny,

$p_D = 10 - 20\text{MPa}$ pre výmenné pero.

Konštruovanie strojových súčiastok

V pevnostnej podmienke použijeme na porovnanie nižšiu z dovolených hodnôt podľa materiálu hriadeľa, alebo náboja.

Plochu dotyku na ktorej dochádza k otláčaniu vyjadríme:

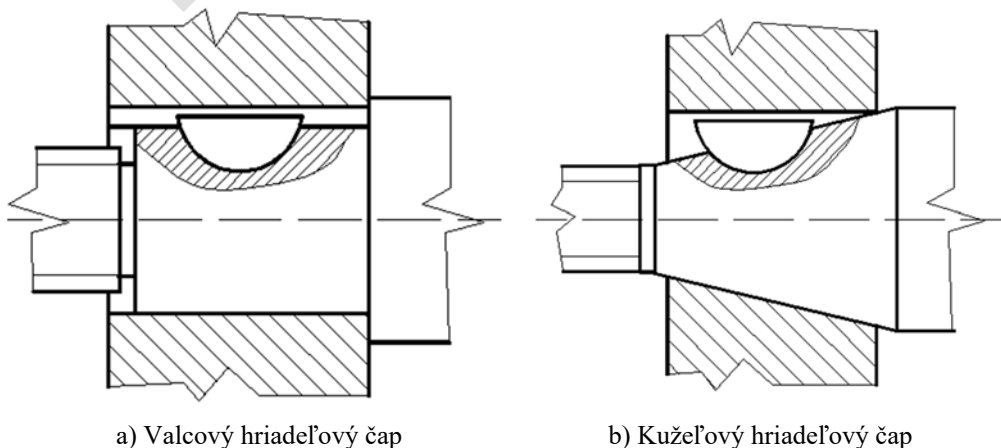
$$S = l_u \cdot \frac{h}{2} \quad (6.23)$$

Po dosadení a úprave do vzorca (6.22), výsledné napätie na otláčanie dotykovej plochy pera vyjadríme nasledovne:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_u} \leq p_D \quad (6.24)$$

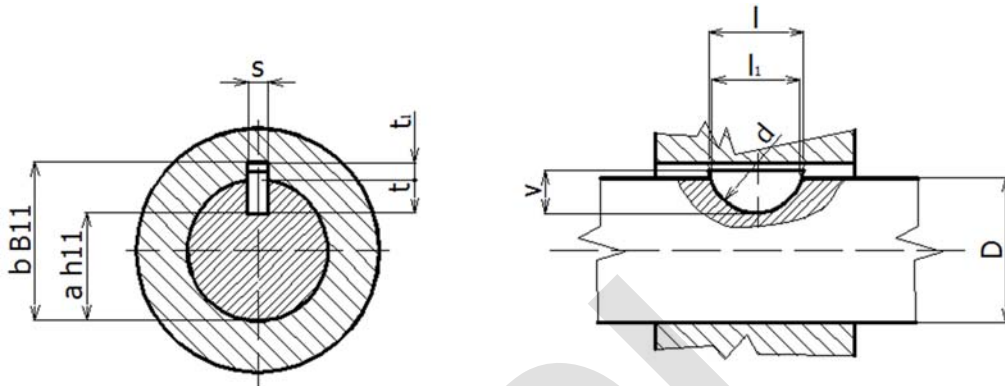
6.4 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou kotúčového pera

K spojeniu krátkych nábojov s hriadeľom je vhodné použiť kotúčové pero. Kotúčové pero je hlboko osadené v drážke hriadeľa obr.6.10. Takéto vsadenie značne oslabuje prierez hriadeľa obr.6.10a), a preto je vhodné predovšetkým pre kuželové hriadeľové čapy obr.6.10b). Návrh kotúčového pera nazývaného tiež Woodruffové, alebo úsečové pero sa realizuje podľa normy. Norma definuje rozmery pera obr.6.11 a priradzuje kotúčové pero k priemeru hriadeľa. Po návrhu kotúčového pera podľa normy, je potrebné skontrolovať napätia vznikajúce v kotúčovom pere v dôsledku jeho namáhania.



Obr.6.10 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou kotúčového pera

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.6.11 Rozmery kotúčového pera, kde: $a=D-t$; $b=D+t_1$

Po zaťažení spojenia náboja s hriadeľom krútiacim momentom je pero namáhané na strih a otláčenie. Kontrolou namáhania pera na strih identifikujeme skutočné napätie v strihovej ploche pera a porovnáme ho s dovolenou hodnotou podľa pevnostnej podmienky, nasledovne:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (6.25)$$

Veľkosť strihovej plochy stanovíme z rozmerov pera obr.6.11 nasledovne:

$$S = l_1 \cdot s \quad (6.26)$$

Po dosadení a upravení rovnice (6.25) dostaneme nasledovnú rovnicu pre výsledné šmykové napätie v kotúčovom pere:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{D \cdot s \cdot l_1} \leq \tau_D \quad (6.27)$$

Kontrolou namáhania pera na otláčenie identifikujeme skutočné napätie v otláčanej ploche pera medzi perom a hriadeľom a perom a nábojom a porovnáme ho s dovolenou hodnotou podľa pevnostnej podmienky, nasledovne:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (6.28)$$

Kde:

p – hodnota tlaku[MPa]

p_D – dovolené napätie na otláčenie, ktoré nadobúda nasledovné hodnoty:

Konstruovanie strojových súčiastok

$p_D = 100\text{MPa}$ pre kotúčové pero a náboj z ocele,

$p_D = 50\text{MPa}$ pre kotúčové pero a náboj zo sivej liatiny,

$p_D = 10 - 20\text{MPa}$ pre kotúčové pero a axiálne posuvný náboj.

V pevnostnej podmienke použijeme na porovnanie nižšiu z dovolených hodnôt podľa materiálu hriadeľa alebo náboja.

Veľkosť otláčenej plochy medzi nábojom a perom stanovíme na základe rozmerov obr.6.11 nasledovne:

$$S = l_1 \cdot (v - t) \quad (6.29)$$

Veľkosť otláčenej plochy medzi hriadeľom a perom stanovíme na základe rozmerov obr.6.11 nasledovne:

$$S = \frac{1}{2} r^2 \left[\frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha - \sin \alpha \right] = \frac{1}{2} \frac{d^2}{4} \left[\frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha - \sin \alpha \right] \quad (6.30)$$

Kde:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{l_1}{d} \Rightarrow \alpha = 2 \cdot \arcsin \frac{l_1}{d} \quad (6.31)$$

6.5 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou žliabkovania

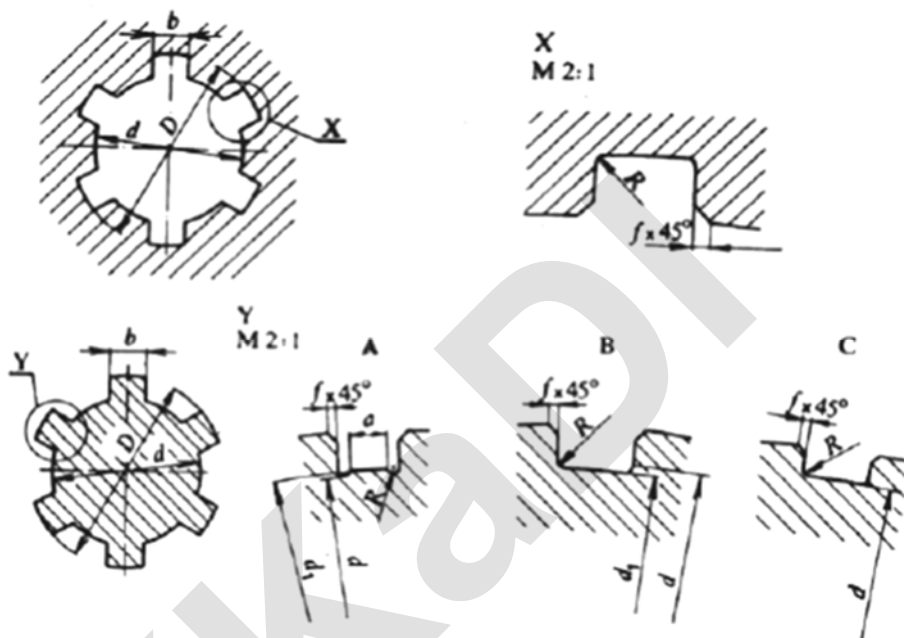
V náboji a v hriadeľi sú vyhotovené žliabky, ktoré do seba tvarovo zapadajú a vytvárajú spoj. Spoj ktorý je vytvorený pomocou žliabkovania môže zabezpečovať aj axiálny posuv náboja po hriadeľi. Žliabkované spoje prenášajú veľké premenlivé zaťaženie pri vysokých otáčkach. Žliabkované spojenie hriadeľa s nábojom je definované normou a poznáme ho v troch základných prevedeniach nasledovne:

- rovnoboké žliabkovanie - ktoré je charakteristické rovinnými bokmi žliabkov,
- evolventné žliabkovanie – ktoré je charakteristické bokmi žliabkov v tvare evolventy,
- jemné žliabkovanie – zvýšený počet žliabkov v porovnaní s rovnobokým a pre priemery hriadeľov do 60mm sú boky žliabkov rovné, nad uvedený priemer sú boky žliabkov evolventné.

Žliabkované hriadele sa zvyčajne vyrábajú z ušľachtilých ocelí s minimálnou medzou pevnosti $R_m=800\text{MPa}$. Veľkosť prenášaného zaťaženia stanovuje prierez jadra

Konštruovanie strojových súčiastok

žliabkovaného hriadeľa. Priemer jadra žliabkovaného hriadeľa, počet žliabkov a ich tvar stanovuje norma obr.6.12.



Obr.6.12 Rozmery žliabkovaného hriadeľa [24]

Vzhľadom k tomu, že norma definuje všetky parametre potrebné pre dimenzovanie žliabkovaného hriadeľa, je nevyhnutné po jeho návrhu skontrolovať napätie vznikajúce v kontaktných plochách žliabkov z podmienky na otláčenie medzi hriadeľom a nábojom nasledovne:

$$p \leq p_D \quad (6.32)$$

Odporúčaná dovolená hodnota otláčenia medzi bokmi drážok je nasledovná:

$p_D = 40 - 200\text{MPa}$ pre axiálne neposuvné spojenie, nižšie hodnoty sú určené pre boky povrchovo netvrdené a zaťaženie premenlivé až rázové,

$p_D = 15 - 70\text{MPa}$ pre axiálne posuvné spojenie hriadeľa a náboja bez zaťaženia, nižšie hodnoty sú určené pre boky povrchovo netvrdené a zaťaženie premenlivé až rázové,

Konštruovanie strojových súčiastok

$p_D = 3 - 35\text{MPa}$ pre axiálne posuvné spojenie hriadeľa a náboja pod zaťažením, nižšie hodnoty sú určené pre boky povrchovo netvrdené a zaťaženie premenlivé až rázové.

Na základe pevnostnej podmienky na otláčenie je možné navrhnuť minimálnu dĺžku žliabkovaného hriadeľa nasledovne:

$$l = \frac{4 \cdot M_k}{(D + d) \cdot p_D \cdot s'} \quad (6.33)$$

Kde:

s' - celková oblasť tlaku medzi hriadeľom a nábojom stanovená ako:

$$s' = \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot z \cdot \psi \quad (6.34)$$

Kde:

z – počet žliabkov,

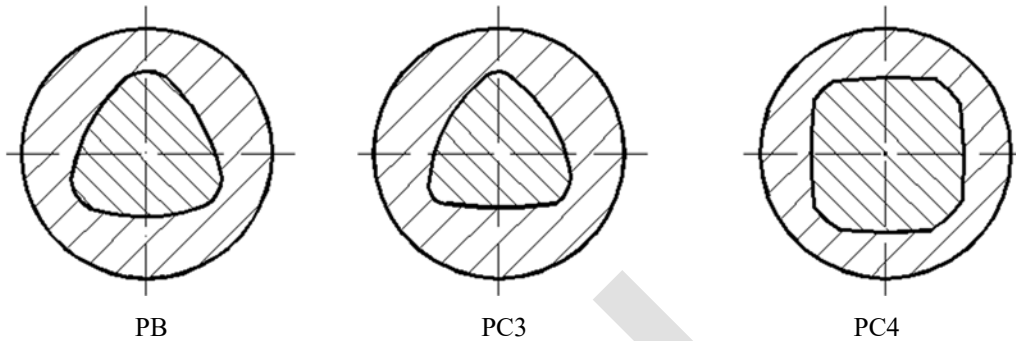
ψ – koeficient rovnomernosti zaťaženia – $\psi < 1$, zvyčajne $\psi = 0,75$.

S rastúcou dĺžkou žliabkovaného hriadeľa rastie nerovnomernosť rozloženia zaťaženia v na bokoch žliabku v dôsledku skrútenia hriadeľa od zaťaženia.

6.6 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou polygónového a hranolového spoja

Výhodu rýchlej montáže a demontáže náboja na hriadeľ ponúkajú riešenia pomocou polygónových hriadeľových čapov. Polygónové spoje hriadeľa a náboja sú vhodné pre prenos stredného až veľkého zaťaženia. Základné druhy sú na obr.6.13, označované ako PB, PC3 a PC4. Profily PC3 a PC4 sú schopné prenášať veľké krútiace momenty aj pri posuvnom uložení náboja voči hriadeľu.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.6.13 Polygónové spoje

Pri návrhu spojenia hriadeľa s nábojom pomocou polygónového spoja sa vychádza z predpokladu, že spoj je vyhotovený bez vôle a potom priemer hriadeľa je možné určiť z podmienky ohybového momentu alebo krútiaceho momentu:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} \quad (6.35)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (6.36)$$

Kritickým miestom, v ktorom môže dôjsť k poruche, je miesto minimálnej hrúbky náboja. Pre minimálna hrúbka náboja pre profil PC3 je možné použiť nasledovné vzťahy:

Pre priemer náboja $D < 35 \text{ mm}$

$$s = 1,44 \cdot \sqrt[2]{\frac{M_k}{b \cdot \sigma_D}} \quad (6.37)$$

Pre priemer náboja $D > 35 \text{ mm}$

$$s = 1,2 \cdot \sqrt[2]{\frac{M_k}{b \cdot \sigma_D}} \quad (6.38)$$

Minimálnu hrúbka náboja pre profil PC4 stanovíme nasledovne:

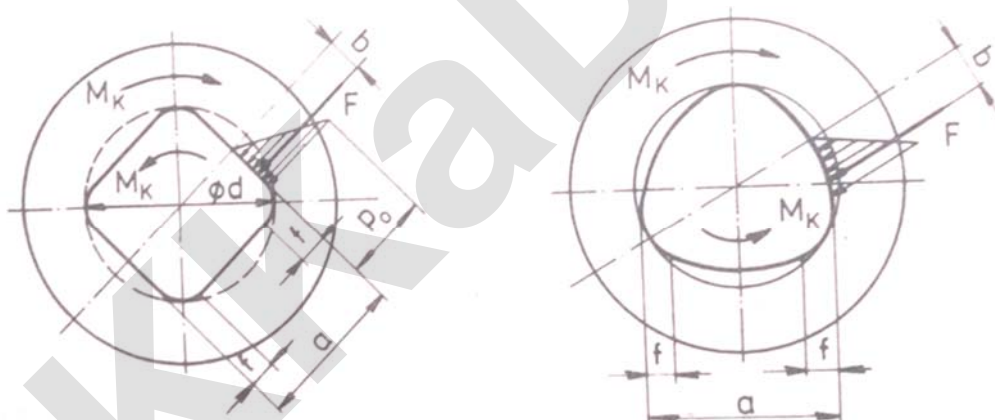
Konštruovanie strojových súčiastok

$$s = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{M_k}{b \cdot \sigma_D}} \quad (6.39)$$

σ_D – dovolené napätie v ťahu [MPa]

b – šírka náboja [mm]

Hranolové spojenie hriadeľa a náboja obr.6.14 je vhodné pre málo presne a menej náročné aplikácie. Za predpokladu, že spojenie je bez vôle, bez predpätia a zaťažujúci krútiaci moment vyvodí napätie na otláčenie na polovici každej strany profilu.



Obr.6.14 Hranolové spojenie hriadeľa a náboja [3]

Vychádzajúc z priebehu tlaku v hranolovom spoji podľa obr.6.14 je možné stanoviť únosnosť spoja nasledovne:

$$M_k = \frac{1}{2} \cdot p_o \cdot \frac{a - f}{2} \cdot l \cdot z \cdot b \quad (6.40)$$

Kde:

$a - f$ – zrazenie a zaoblenie hrán profilu, $f=0,1 \cdot a$;

b – rameno výsledného tlaku,

l – funkčná dĺžka,

z – počet strán hranola.

Konštruovanie strojových súčiastok

Po zohľadnení koeficienta maximálneho napätia v spoji $k = 1,3 \div 2$, bude maximálny tlak v spoji definovaný ako: $p_{max} = p_o \cdot k < p_D$

Dosadením do rovnice (6.40) a jej úprave bude definovaný výsledný vzťah pre určenie dĺžky spojenia ako:

$$l \geq \frac{12 \cdot M_k \cdot k}{p_D \cdot (a - f)^2 \cdot z} \quad (6.41)$$

Vo vyhotovenom spojení je nutné skontrolovať napätie v dotkových plochách, z podmienky na otláčenie platí:

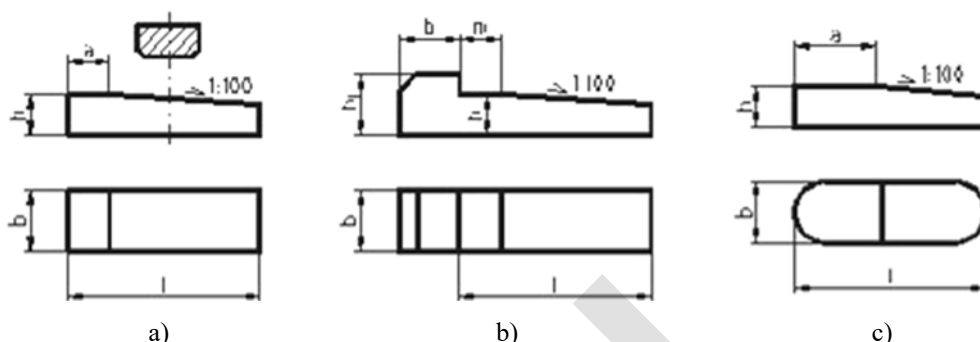
$$p_D \geq \frac{12 \cdot M_k \cdot k}{l \cdot (a - f)^2 \cdot z} = p_{max} \quad (6.42)$$

Odporúčaná hodnota pre jednosmerné bezrázové zaťaženie $p_D = 100 \div 120 \text{MPa}$ pre oceľový hriadeľ a náboj. Pre obojsmerné zaťaženie oceľového náboja a hriadeľa je odporúčané znížiť hodnotu $p_D = 70 \text{MPa}$.

6.7 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou klina

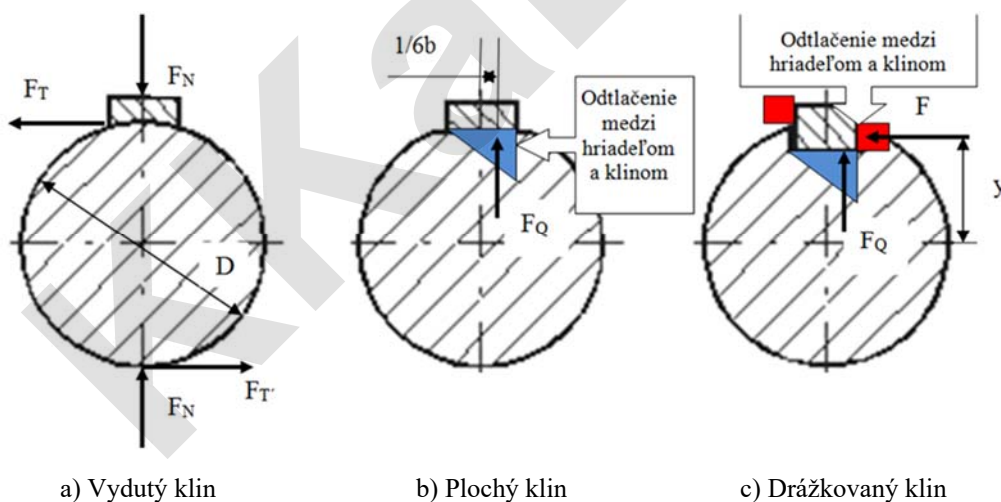
Spojovacie klíny pre spoj hriadeľa s nábojom je možné umiestniť pozdĺžne ako ploský, drážkový alebo tangenciálny klin. Spoje pomocou pozdĺžneho klína sú vhodné pre prenos krútiaceho momentu takých zariadení, kde sa nevyžaduje presnosť, súosovosť a nie sú kladené prísne požiadavky na hádzanie spojenia. Na obr.6.15 sú základné druhy klinov. Rozmery, tvar a ďalšie vlastnosti klinov sú definované normou. Normalizované klíny sú: klíny bez nosa obr.6.15a), klíny s nosom obr.6.15b), alebo vsadené klíny obr.6.15c). Normalizované klíny sú charakterizované úkosom na vrchnej ploche o veľkosti 1:100.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.6.15 Normalizované druhy klinov

Použitím klina je možné vyhotoviť tri rozdielne typy spojenia hriadeľa s nábojom podľa obr.6.16.



Obr.6.16 Najbežnejšie spôsoby aplikácie klina

Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou klina nazývaného ako vydutý klin obr.6.16a) je vytvorené hladkým povrchom hriadeľa, na ktorý je nasadený náboj s drážkou. Do takto vyhotovenej medzery je narazený klin. Dôsledkom úkosu na klin je v spoji vytvorená rozperná sila, ktorá vyvodí treciu silu medzi hriadeľom a nábojom a treciu silu medzi klinom a nábojom. Únosnosť vydutého klinového spoja je možné definovať so základnej podmienky únosnosti nasledovne:

$$M_k \leq M_T \quad (6.43)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Kde:

M_k – zaťažujúci krútiaci moment [Nm]

M_T – trecí moment [Nm]

Únosnosť klinového spojenia je limitovaná veľkosťou trecieho momentu vytvoreného v klinovom spoji. Trecí moment stanovíme na základe silového rozboru z obr.6.16a) nasledovne:

$$M_T = F_T \cdot \frac{D}{2} + F_{T'} \cdot \frac{D}{2} \quad (6.44)$$

$$M_T = F_N \cdot f \cdot \frac{D}{2} + F_N \cdot f' \cdot \frac{D}{2} \quad (6.45)$$

Kde:

f - koeficient trenia medzi hriadeľom a klinom

f' - koeficient trenia medzi hriadeľom a nábojom

Ak bude materiál náboja, klina a hriadeľa rovnaký, je možné predpokladať, že súčinitele trenia budú rovnaké $f = f'$ a potom výsledný trecí moment bude:

$$M_T = F_N \cdot f \cdot D \quad (6.46)$$

Spojenie hriadeľa s nábojom nazývané plochý klin obr.6.16b) je vytvorené hriadeľom na povrchu ktorého je vyhotovená rovinná plocha. Na hriadeľ je nasadený náboj s drážkou. Do takto vyhotovenej medzery je narazený klin. Únosnosť plochého klina je kombináciou tvarového a silového prenosu medzi hriadeľom-klinom-nábojom, a bude definovaná nasledovne:

$$M_{kb} = M_T + F_Q \cdot \frac{D}{2} \cdot b \quad (6.47)$$

Ak bude možné za normálovú silu považovať rozpernú silu klina, tak po dosadení $F_N = F_Q$ dostaneme únosnosť plochého klina:

$$M_{kb} = F_Q \cdot f \cdot D + F_Q \cdot \frac{D}{2} \cdot b \quad (6.48)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Spojenie hriadeľa s nábojom nazývané žliabkový klin obr.6.16c), je vytvorené hriadeľom s drážkou, v ktorej je umiestnený vsadený klin. Na takto osadený hriadeľ je následne narážený náboj s drážkou. Únosnosť žliabkového klina je kombináciou tvarového a silového prenosu medzi hriadeľom-klinom-nábojom a bude definovaná nasledovne:

$$M_{kc} = M_{kb} + F \cdot y \quad (6.49)$$

Opätovne za podmienky ak $F_N = F_Q$ je možné vyjadriť únosnosť žliabkového klina nasledovne:

$$M_{kc} = F_Q \cdot f \cdot D + F_Q \cdot \frac{D}{2} \cdot b + F \cdot y \quad (6.50)$$

V mieste dotyku plochy boku klina s plochou bokov drážky hriadeľa a náboja vzniká tlak p' . Maximálna hodnota tlaku nesmie byť väčšia ako dovolená hodnota na otláčenie a teda odporúčaná hodnota pre oceľový náboj bude $p_D = 100 \div 120$ MPa. Zo vzniknutého tlaku je možné vyjadriť silu F , ktorá ho vyvolala takto:

$$F = l \cdot \frac{h}{2} \cdot p' \quad (6.51)$$

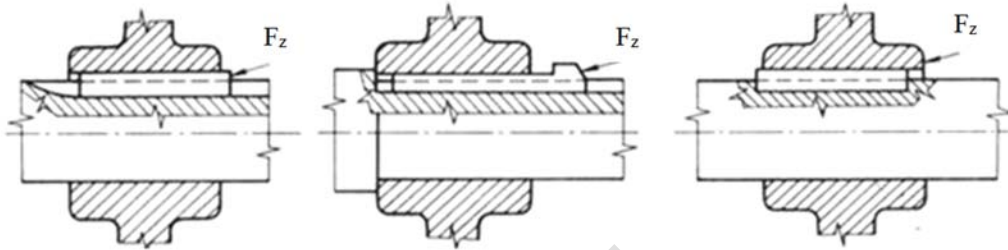
Za predpokladu, že pôsobisko sily bude rovné polovici priemeru hriadeľa $y = D/2$ definujeme únosnosť žliabkového klina:

$$M_{kc} = F_Q \cdot f \cdot D + F_Q \cdot \frac{D}{2} \cdot b + l \cdot \frac{h}{2} \cdot p' \cdot \frac{D}{2} \quad (6.52)$$

6.7.1 Sila potrebná na naráženie klina

Pri vytvorení spoja pomocou klina je vždy potrebné narážať klin alebo náboj na klin obr. 6.17. V prípade narážania klina sa odporúča použiť klin s nosom. Nos klina je určený ako miesto úderu po kline, ktoré môže byť údermi pri narážaní klina aj zdeformované. Pre potreby montáže, je nutné stanoviť narážaciu silu na vyhotovenie klinového spojenia medzi hriadeľom a nábojom.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.6.17 Najbežnejšie spôsoby narážania klina alebo náboja

Sílu potrebnú na naráženie klina stanovíme so silovej rovnováhy v klinovom spoji. Narážacia sila musí prekonať treciu silu medzi hriadeľom a nábojom a treciu silu medzi klinom a plochami drážky v náboji. Silu pre naráženie klina definujeme:

$$F_z = F_Q \cdot \tan(\alpha + \varphi) + F_Q \cdot \tan \varphi \quad (6.53)$$

kde:

α – uhol sklonu klina [°]

φ – trecí uhol [°]

Maximálna rozperná sila je limitovaná plochou klina a dovoleným tlakom na plochu klina takto:

$$F_{Qmax} = b \cdot l \cdot p_D \quad (6.54)$$

Kde:

p_D – dovolená hodnota napätia na otláčenie [MPa] (100÷120 MPa)

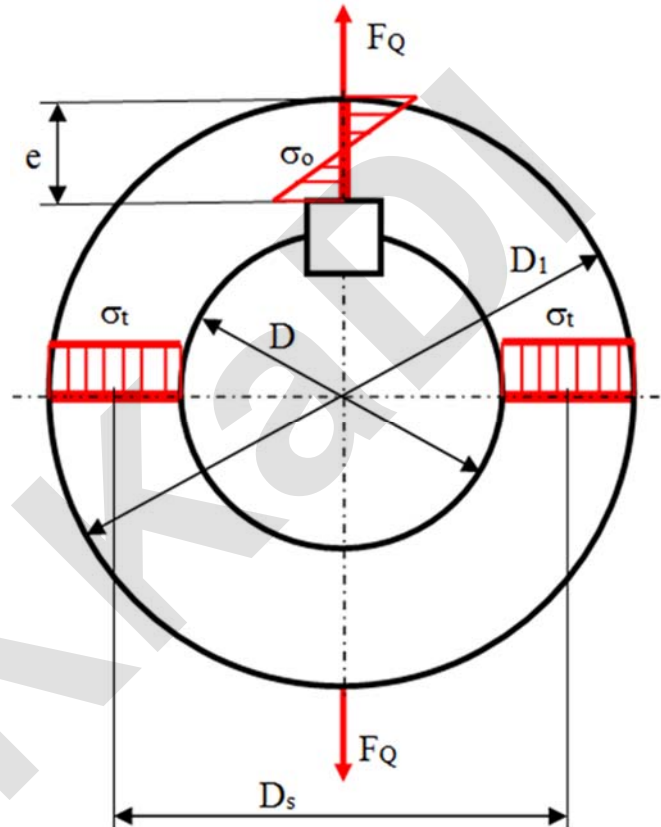
Maximálna narážacia sila je limitovaná deformáciou klina v drážke klinového spoja. Za predpokladu, že klin by nemal byť tvarovo deformovaný je možné maximálnu silu na naráženie stanoviť z materiálových vlastností klina z hodnoty medze kĺzu R_e takto:

$$F_{zmax} = S \cdot R_e = b \cdot h \cdot R_e \quad (6.55)$$

Kliny sú vyrábané z materiálu ktorého medza kĺzu $R_e = 280 \text{ MPa}$.

Konštruovanie strojových súčiastok

Pri narážaní klina do klinového spoja môže dôjsť k poškodeniu náboja v dôsledku rozpernej sily, ktorá vzniká v klinovom spoji. Je nutné skontrolovať napätia, ktoré vznikajú v náboji. V náboji klinového spoja vznikajú namáhania identifikované podľa obr.6.18.



Obr.6.18 Namáhanie náboja klinového spoja

Rozperná sila spôsobuje namáhanie náboja, ktoré môžeme charakterizovať ako namáhanie v ťahu a namáhanie v ohybe. Pre namáhanie v ťahu je vyjadrené z analýzy obr.6.18 normálové napätie v namáhanom priereze náboja nasledovne:

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{(D_1 - D) \cdot l} \quad (6.56)$$

Kde:

l – dĺžka náboja [mm]

Konštruovanie strojových súčiastok

Namáhanie v ohybe spôsobí v náboji normálové napätia, ktoré sú vyjadrené:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{\frac{1}{6} \cdot e^2 \cdot l} \quad (6.57)$$

V prípade ak bude vôľa medzi hriadeľom a nábojom potom bude ohybový moment definovaný:

$$M_o = \frac{F_Q \cdot D_s}{4} \quad (6.58)$$

V prípade ak bude presah medzi hriadeľom a nábojom potom bude ohybový moment definovaný:

$$M_o = \frac{F_Q \cdot D_s}{8} \quad (6.59)$$

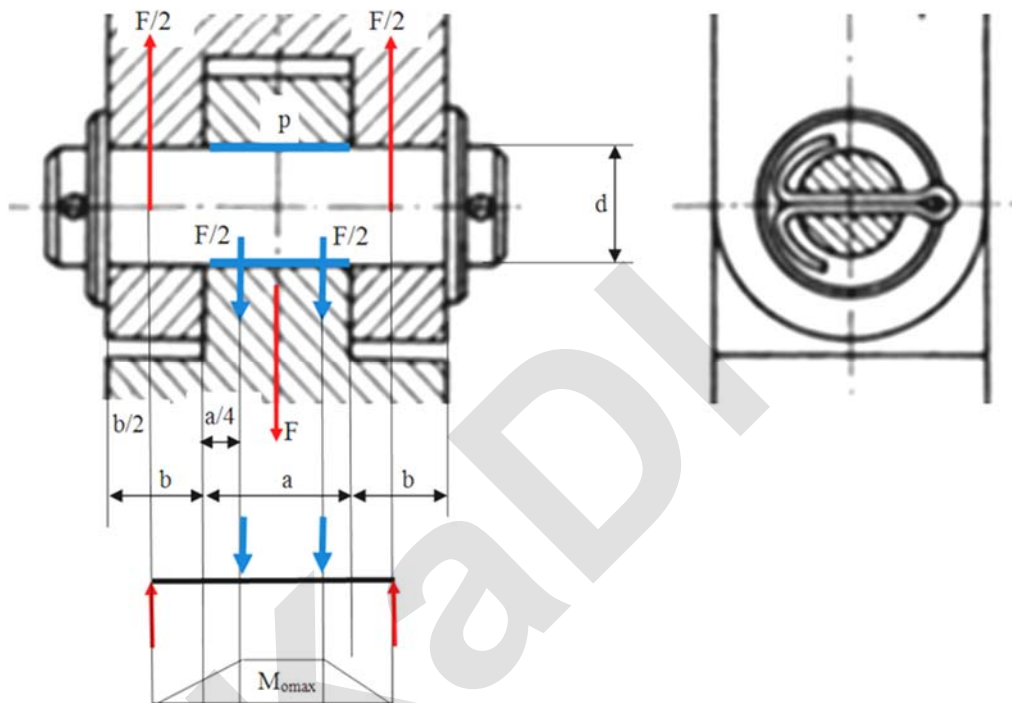
6.8 Čapové spoje

Spojovacie čapy patria medzi súčiastky ktorých tvar, rozmery a vlastnosti definuje norma. Spojovacie čapy môžu byť vyhotovené v dvoch základných prevedeniach a to ako čapy s hlavou, alebo čapy bez hlavy. Pre axiálne poistenie je na čape vyhotovený otvor pre závlačku, drážka pre poistný krúžok alebo závit. Valcový driek čapov je tolerovaný v toleranciách h8 alebo f8.

Spojovacie čapy sa používajú k rozoberateľnému spájaniu dvoch súčiastok. Čapové spojenia umožňujú spojeným súčiastkam vzájomné kývanie, alebo rotáciu s nízkymi otáčkami. Čapy smú byť zaťažené len silou kolmou na os čapu. V prípade intenzívneho zaťaženia čapu pohybom spájaných súčiastok je vhodné upraviť čap tak, aby bolo možné čapové spojenie dostatočne mazať.

Osamelá sila, ktorá bude zaťažovať čapový spoj obr.6.19, vyvolá namáhanie čapu na ohyb, strih a otláčenie.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.6.19 Rozoberateľný spoj vytvorený spojovacím valcovým čapom

V čape sa kontroluje vzniknuté napätia podľa nasledovného postupu. Zo silovej analýzy obr. 6.19, sa stanoví priebeh momentu ohybového a určí sa maximálny ohybový moment a jeho pôsobisko.

$$M_{omax} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4} \right) \quad (6.60)$$

Ohybový moment vyvolá v čape normálové napätie, ktoré sa určí z pevnostnej podmienky v ohybe takto:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{0.1 \cdot d^3} \quad (6.61)$$

V kontaktných plochách medzi čapom, tiahlom a vidlicou vzniká normálové napätie od namáhania na otláčenie. Vzniknuté napätie sa stanoví nasledovne:

$$p = \frac{F}{a \cdot d} \leq p_D \quad , \quad p = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_D \quad (6.62)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Kde:

$p_D = 15\text{MPa}$ – dovoľená hodnota pre kývavý pohyb,

$p_D = 60\div 120\text{MPa}$ - dovoľená hodnota bez vzájomného pohybu, vyššie hodnoty sú pre oceľové súčiastky.

Miesta prechodu z vidlice na tiahlo sú identifikované ako strižné miesta, v ktorých je čap namáhaný na strih. Šmykové napätie v čape sa stanoví z podmienky v strihu takto:

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_D \quad (6.63)$$

Dovoľená hodnota v strihu τ_D , sa pohybuje v rozsahu 50 až 80MPa, v závislosti od materiálu čapu.

6.9 Návrh čapových spojov podľa normy Eurokód 3

V tejto kapitole je podobne ako v kapitole 5 uvedený výber z normy STN EN 1993-1-8 Eurokód 3 – Navrhovanie oceľových konštrukcií, časť 1-8: Navrhovanie uzlov “ pre postup návrhu čapových spojov.

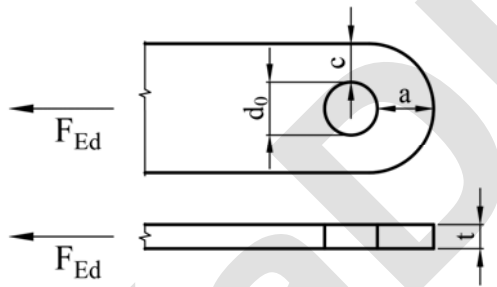
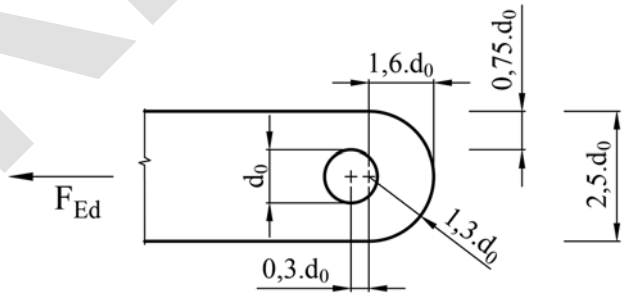
6.9.1 Všeobecne

- (1) Ak existuje nebezpečenstvo, že sa čapy uvoľnia, majú sa zabezpečiť proti uvoľneniu.
- (2) Čapové spoje, pri ktorých sa nepožaduje voľné pootáčanie, sa môžu navrhnúť ako spoje s jednou skrutkou za predpokladu, že dĺžka čapu je menšia ako trojnásobok priemeru čapu (pozri kap. 5.3). Vo všetkých ostatných prípadoch sa má použiť metóda uvedená v kapitole 6.9.2.

Konštruovanie strojových súčiastok

- (3) Pri prútoch s čapovými spojmi má geometria nevystuženého prvku s dierou pre čap spĺňať rozmerové požiadavky uvedené v Tab. 6.1.

Tab. 6.1 Geometrické požiadavky na prúty zakončené čapom

<p>Typ A: Daná hrúbka t</p> <div style="text-align: center;">  </div> $a \geq \frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{2 \cdot d_0}{3} ; \quad c \geq \frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{d_0}{3}$
<p>Typ B: Daná geometria</p> <div style="text-align: center;">  </div> $t \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{f_y}} ; \quad d_0 \leq 2,5 \cdot t$

- (4) Prúty s čapovými spojmi sa majú konštruovať tak, aby sa vylúčila excentricita a majú mať dostatočnú veľkosť, aby sa zaťaženie roznieslo z plochy prúta s dierou pre čap do prierezu prúta mimo čapu.

Konštruovanie strojových súčiastok

6.9.2 Navrhovanie čapov

- (1) Návrhové požiadavky na plné kruhové čapy sú uvedené v Tab. 6.2.
- (2) Ohybové momenty v čape sa majú počítať za predpokladu, že pripojené časti vytvárajú kĺbové uloženie. Tiež sa predpokladá, že reakcie medzi čapom a pripojenými časťami sa rovnomerne rozdeľujú na kontaktnej dĺžke, ako je znázornené na Obr. 6.20.
- (3) Ak má byť čap vymeniteľný, kontaktné napätie má okrem ustanovení uvedených v 6.9.1 až 6.9.2 vyhovovať vzťahu:

$$\sigma_{h,Ed} \leq f_{h,Rd} \quad (6.64)$$

kde:
$$\sigma_{h,Ed} = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot F_{Ed,ser} \cdot (d_0 - d)}{d^2 \cdot t}} \quad (6.65)$$

$$f_{h,Ed} = 2,5 \cdot f_y / \gamma_{M6,ser} \quad (6.66)$$

pričom:

d je priemer čapu;

d_0 priemer diery pre čap;

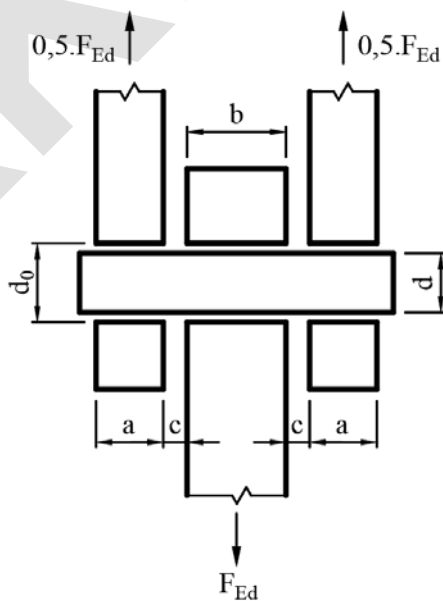
$F_{Ed,ser}$ návrhová hodnota pôsobiacej sily od charakteristickej kombinácie zaťažení v medznom stave používateľnosti.

Tab. 6.2 Návrhové kritériá pre čapové spoje

Spôsob porušenia	Návrhové podmienky
Odolnosť čapu proti strihu	$F_{v,Rd} = 0,6 \cdot A \cdot \frac{f_{up}}{\gamma_{M2}} \geq F_{v,Ed}$
Odolnosť dosky a čapu proti otláčaniu	$F_{b,Rd} = 1,5 \cdot t \cdot d \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M0}} \geq F_{b,Ed}$
Ak má byť čap vymeniteľný, má sa splniť aj táto podmienka.	$F_{b,Rd,ser} = 0,6 \cdot t \cdot d \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M6,ser}} \geq F_{b,Ed,ser}$

Konštruovanie strojových súčiastok

Ohybová odolnosť čapu	$M_{Rd} = 1,5 \cdot W_{et} \cdot \frac{f_{yp}}{\gamma_{M0}} \geq M_{Ed}$
Ak má byť čap vymeniteľný, má sa splniť aj táto podmienka.	$M_{Rd,ser} = 0,8 \cdot W_{et} \cdot \frac{f_{yp}}{\gamma_{M6,ser}} \geq M_{Ed,ser}$
Odolnosť čapu pri kombinácii strihu a ohybu	$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \right]^2 \leq 1$
<p>d je priemer čapu;</p> <p>f_y menšia z hodnôt medze klzu čapu a pripojenej časti;</p> <p>f_{up} pevnosť čapu v ťahu;</p> <p>f_{yp} medza klzu čapu;</p> <p>t hrúbka pripojenej časti;</p> <p>A plocha prierezu čapu.</p>	



$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed}}{8} \cdot (b + 4 \cdot c + 2 \cdot a)$$

Obr. 6.20 Ohybový moment v čape

Konštruovanie strojových súčiastok

7 Silové spájanie strojových súčiastok

Rozoberateľné silové spájané strojových súčiastok zabezpečuje sila vyvinutá medzi spájanými súčiastkami. Sila, ktorá zabezpečuje prenos zaťaženia v silovom spoji, je trecou silou. Pri dimenzovaní silových spojov je predovšetkým dôležité kontrolovať únosnosť vyhotoveného spojenia, t.j. kontrolovať, či je vytvorené spojenie schopné preniesť požadované zaťaženie. Keďže silové spájanie využíva trenie medzi spájanými súčiastkami na prenos zaťaženia, podmienka únosnosti je vždy postavená tak, že sa kontroluje či vytvorená trecia sila alebo trecí moment sú väčšie ako prenášané zaťaženie.

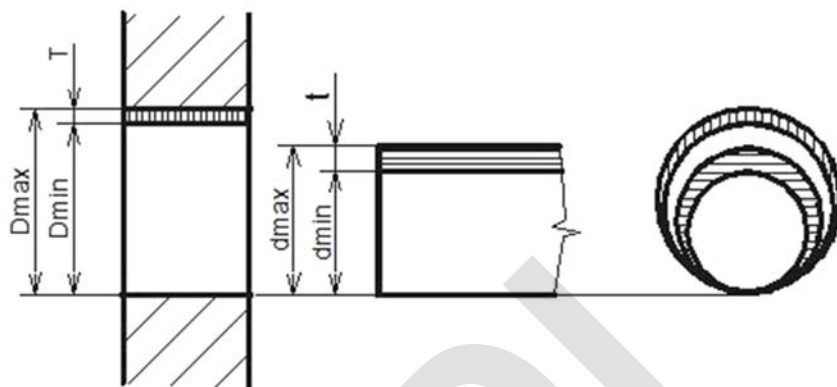
7.1 Nalisované spoje

Konštruktér si môže zvoliť formu lícovania pre hriadele a otvory, ktorá zabezpečí zamýšľanú funkciu. Existuje dostatok skúseností s lícovaním, aby bolo možné vybrať vhodnú tolerančnú sústavu ale aj vhodnú kombináciu uloženia, tak aby bol dosiahnutý požadovaný efekt nalisovaného spoja. Pri použití normy sa veľké písmená vždy vzťahujú na dieru; pre hriadeľ sa používajú malé písmená.

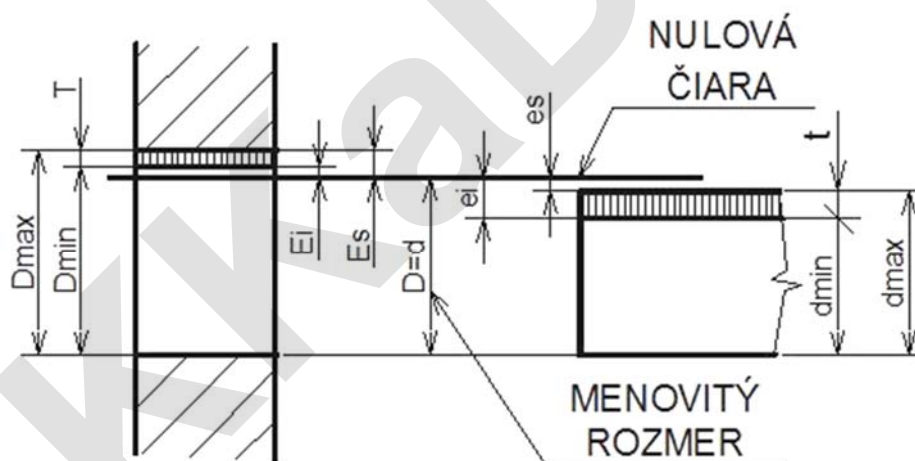
7.1.1 Základné používané pojmy pri lícovaní

Pri vytvorení nalisovaného spojenia musí byť zabezpečená funkčnosť spoja pomocou vzájomne zatolerovaných rozmerov tak, aby bolo vytvorenie s presahom – čiže, aby sme dosiahli nehybné uloženie. Takýto stav je možné dosiahnuť za rešpektovania nasledovných údajov: Pri výrobe hriadeľa a náboja musia byť vybrané rozmery vyrobené s požadovanou presnosťou a ich hodnota musí byť v rozsahu prípustných rozmerov, teda medzi najväčším a najmenším dovoleným rozmerom (D_{max} , D_{min} - diera; d_{max} , d_{min} - hriadeľ). Rozdiel daných rozmerov sa volá *tolerancia* - T , t (T -pre dieru, t -pre hriadeľ), teda $T = D_{max} - D_{min}$, $t = d_{max} - d_{min}$ obr.7.1. Tolerancia je vždy kladné číslo a udáva sa absolútnou hodnotou bez znamienka + alebo -. Toleranciu môžeme charakterizovať aj ako hodnotu ohraničenú dvomi dovolenými - *medznými odchýlkami rozmerov* (ES , EI ; es , ei), ktoré určujú, o koľko sa bude skutočný rozmer odchyľovať od menovitého rozmeru obr.7.2.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.7.1 Charakteristika základných rozmerov pri lícovaní



Obr.7.2 Základné parametre lícovania

Horná odchýlka diery - ES , resp. *hriadeľa* - es , je daná algebraickým rozdielom medzi horným medzným a menovitým rozmerom: $ES = D_{max} - D$; $es = d_{max} - d$.

Dolná odchýlka diery - EI , resp. *hriadeľa* - ei , je daná algebraickým rozdielom medzi dolným medzným a menovitým rozmerom: $EI = D_{min} - D$; $ei = d_{min} - d$.

Menovitý rozmer - $D=d$ je základný rozmer predpísaný na výkrese, ku ktorému sa vzťahujú obidve odchýlky.

Tak vzniká *horný medzný rozmer* - D_{max} , d_{max} (najväčší dovolený rozmer súčiastky) a *dolný medzný rozmer* - D_{min} , d_{min} (najmenší dovolený rozmer súčiastky).

Konštruovanie strojových súčiastok

Čiara prechádzajúca menovitým rozmerom sa volá *nulová čiara* - *NČ*. Je čiarou nulovej odchýlky. Odchýlky, ktoré sa nachádzajú nad nulovou čiarou, sú *kladné* odchýlky, pod ňou *záporné*.

Skutočný rozmer je ten, ktorý sa pri výrobe dosiahne a nameria s dovolenou nepresnosťou. Jeho hodnota sa musí nachádzať medzi horným a dolným medzným rozmerom, čiže v tolerančnom poli.

V nasledujúcich tabuľkách sú uvedené najpoužívanejšie uloženia zabezpečujúce nalisovaný spoj.

kde:

SJD – sústava jednotnej diery

SJH – sústava jednotného hriadeľa

Tab.7.1 Charakteristika odporúčaných druhov uložení prechodných a príklady ich najčastejšieho použitia

Uloženie		Charakteristika uloženia	Príklady použitia
SJD	SJH		
H6/k5 H7/k6	K7/h6	Uloženie už s malým presahom; súčiastky možno spojiť a rozobrať ručne alebo miernym tlakom.	Zriedka rozoberané súčiastky (poistené proti otáčaniu) - spojky, kľuky, ozubené kolesá, páky montážne kolíky a pod.
H7/m6 H7/n6	M7/h6 N7/h6	Uloženie spravidla už s malým presahom; súčiastky možno už obťažnejšie zložiť alebo rozobrať. Obvykle sa montáž a demontáž uskutočňuje lisom alebo montážnymi pomôckami.	Súčiastky, ktoré majú byť pevne uložené. Musia sa poistiť proti vzájomnému posunutiu: ozubené kolesá, spojky, páky, kľuky na čapoch, hrubostenné ložiskové puzdrá, licované skrutky, valcové kolíky.

Konštruovanie strojových súčiastok

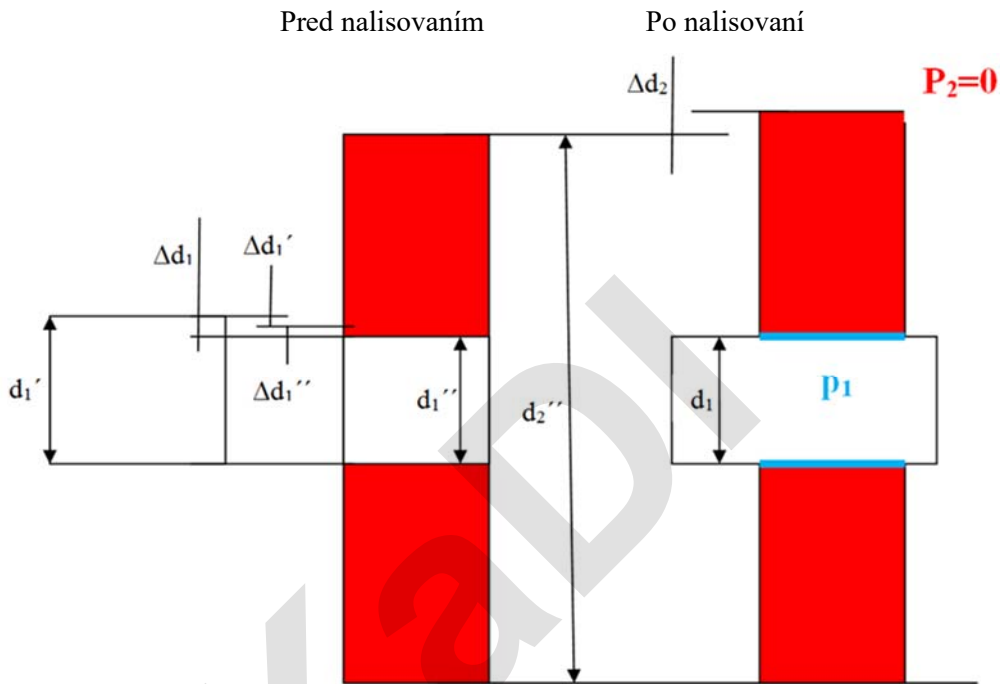
Tab.7.2 Charakteristika odporúčaných druhov uložení s presahom a príklady ich najčastejšieho použitia

Uloženie		Charakteristika uloženia	Príklady použitia
SJD	SJH		
H7/p6 H7/r6	P7/h6 R7/h6	Uloženie so zaručeným presahom; súčiastky sa dajú zložiť alebo rozobrať len veľkou lisovacou silou za studena, prípadne zložiť za tepla.	Súčiastky, ktoré majú byť pevne uložené bez zvláštneho poistenia proti otáčaniu; ložiskové puzdrá, nalisované ozubené kolesá, náboje spojok, vence ozubených kolies, bandáže pojazdových kolies.
H7/s6 H7/s7	S7/h6	Uloženie s veľkým presahom; súčiastky možno zložiť len veľmi veľkou lisovacou silou za studena alebo montovať za tepla.	Súčiastky, ktoré sú trvale nasadené na hriadeľoch a ktoré prenášajú veľké striedavé alebo nárazové zaťaženie. Netreba ich poisťovať voči otáčaniu.
H7/t6 H7/u7	T7/h6 U8/h7	Uloženie s veľmi veľkým presahom; súčiastky sa dajú zložiť len za tepla a sú prakticky nedemontovateľné.	Súčiastky, ktoré majú byť zhotovené z jedného kusa, ale z výrobných dôvodov sa zhotovujú ako skladané.

7.2 Napätie a únosnosť v nalisovanom spoji

Nehybné uloženie medzi hriadeľom a nábojom sa dá niekedy efektívne využiť na minimalizáciu potreby rôznych tvarových spojovacích prvkov. Napätie na hriadeľi spôsobené uložení s presahom sa rozloží v podobe valca s rovnomerným vonkajším tlakom a v náboji sa napätie rozloží ako dutý valec s rovnomerným vnútorným tlakom obr.7.3.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.7.3 Nalisovaný spoj hriadeľa a náboja

Nalisovaný spoj hriadeľa a náboja vznikne len za podmienky, že pomocou líčovania priemerov dosiahneme potrebný presah. Vzniknutý presah sa určí z tolerancií hriadeľa a otvoru náboja nasledovne:

$$\Delta d_1 = \Delta d_1' + \Delta d_1'' \quad (7.1)$$

kde:

$\Delta d_1'$ - tolerancia hriadeľa

$\Delta d_1''$ - tolerancia diery

Pomernú deformáciu je možné stanoviť pomocou priemeru d , alebo polomeru r hriadeľa nasledovne:

$$\varepsilon = \frac{\Delta r}{r} = \frac{\Delta d}{d} \quad (7.2)$$

Analýzou z obr.7.3 sa identifikujú napätia na hriadeli po nalisovaní a zistí sa, že napätia v radiálnom aj tangenciálnom smere budú rovnaké a budú nadobúdať hodnotu $\sigma_{t1}' = \sigma_{r1}' = -p$.

Po dosadení do vzorca (7.2) sa stanoví deformácia hriadeľa:

Konštruovanie strojových súčiastok

$$\varepsilon_1' = \frac{\Delta d_1'}{d_1} = \frac{1}{E'} (\sigma_{t1}' - \mu' \cdot \sigma_{r1}') = \frac{-p}{E'} (1 - \mu') \quad (7.3)$$

A deformácia náboja takto:

$$\varepsilon_1'' = \frac{\Delta d_1''}{d_1} = \frac{1}{E''} (\sigma_{t1}'' - \mu'' \cdot \sigma_{r1}'') = \frac{p}{E''} (c + \mu'') \quad (7.4)$$

Z deformácií hriadeľa a náboja, dosadením do rovnice (7.1) bude určený minimálny presah pre nalisovaný spoj:

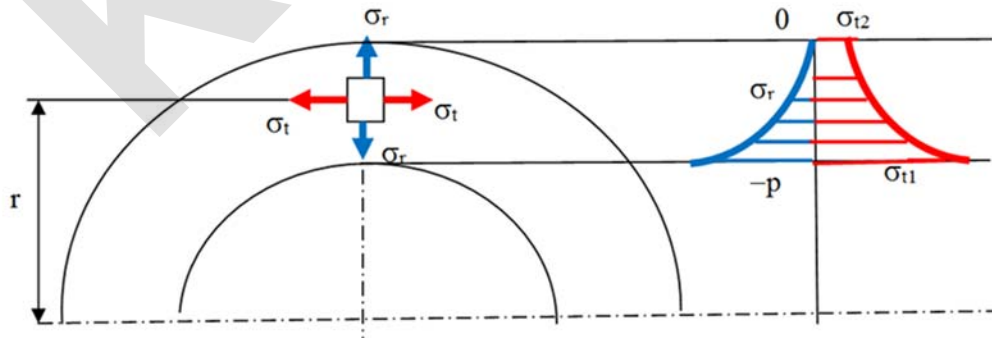
$$\Delta d_1 = \left[\frac{-p \cdot d_1}{E'} (1 - \mu') \right] + \left[\frac{p \cdot d_1}{E''} (c + \mu'') \right] \quad (7.5)$$

V prípade ak hriadeľ a náboj budú vyhotovené z materiálu s rovnakými vlastnosťami a bude platiť, že $E' = E'' = E$ a $\mu' = \mu'' = \mu$ potom bude rovnica (7.5) upravená pre minimálny presah nasledovne:

$$\Delta d_1 = \left[\frac{p \cdot d_1}{E} (c + 1) \right] \quad (7.6)$$

7.2.1 Napätie v náboji

Vplyvom presahu a následného nalisovania náboja na hriadeľ vzniknú v náboji aj v hriadeľi normálové napätia v tangenciálnom a v radiálnom smere podľa obr.7.4.



Obr.7.4 Napät'ová analýza v nalisovanom spoji

Analýzou elementu nalisovaného spoja podľa obr.7.4, je možné postaviť základné napät'ové podmienky a to pre:

radiálne napätie nasledovne:

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} \quad (7.7)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

a tangenciálne napätie nasledovne:

$$\sigma_t = A + \frac{B}{r^2} \quad (7.8)$$

Ak budú splnené rozmerové podmienky, a teda $r=r_2=d_2/2$ potom bude radiálne napätie na obvode náboja $\sigma_{r2}=0$. A ak bude rozmer $r=r_1=d_1/2$ potom radiálne napätie v otvore náboja bude $\sigma_{r1}=-p$.

Výsledné radiálne napätie v nalisovanom spoji bude nadobúdať nasledovné hodnoty:

$$\sigma_{r2} = 0 \quad (7.9)$$

$$\sigma_{r1} = -p \quad (7.10)$$

Výsledné tangenciálne napätie v nalisovanom spoji bude nadobúdať tieto hodnoty:

$$\sigma_{t2} = p \cdot (c - 1) \quad (7.11)$$

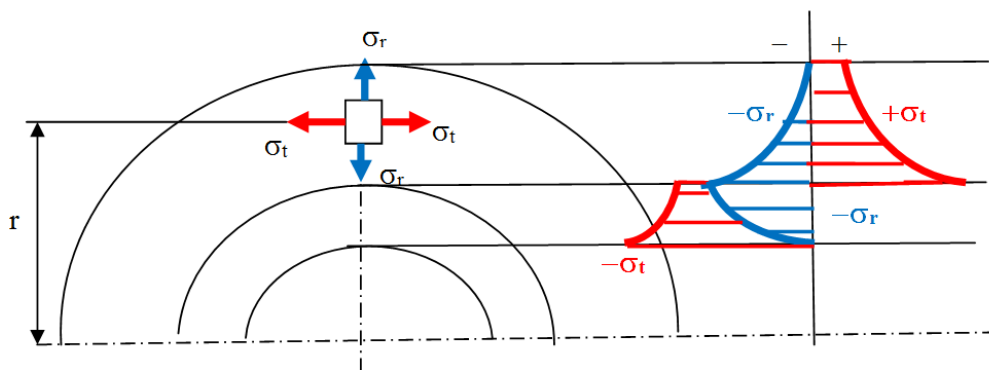
$$\sigma_{t1} = p \cdot c \quad (7.12)$$

Rozmerová konštanta nalisovaného spoja používaná pri výpočte napätí sa určí ako:

$$c = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (7.13)$$

7.2.2 Napätie v dutom hriadeľi

Nalisovaný spoj je možné vyhotoviť aj spojením dutého hriadeľa s nábojom. V náboji a v hriadeľi budú vznikať napätia podľa analýzy na obr.7.5.



Obr.7.5 Napät'ová analýza v nalisovanom spoji s dutým hriadeľom

Konštruovanie strojových súčiastok

Kde:

d_0 – vnútorný priemer dutého hriadeľa,

d_1 – vonkajší priemer dutého hriadeľa,

d_2 – vonkajší priemer nalisovaného kotúča.

Rozmerová konštanta nalisovaného spoja s dutým hriadeľom je definovaná:

$$c^* = \frac{d_1^2 + d_0^2}{d_1^2 - d_0^2} \quad (7.14)$$

Potrebný presah pre nalisovaný spoj s dutým hriadeľom sa určí ako:

$$\Delta d_1 = \left[\frac{p \cdot d_1}{E} (c + c^*) \right] \quad (7.15)$$

Definuje sa presah v diere dutého hriadeľa:

$$\Delta d_0 = \left[\frac{p_1 \cdot d_0}{E} (c^* + 1) \right] \quad (7.16)$$

Po splnení predpokladov:

$$\text{ak } r=r_2=d_2/2$$

$$\text{ak } r=r_1=d_1/2$$

$$\text{ak } r=r_0=d_0/2$$

Definuje sa radiálne napätie v nalisovanom spoji:

$$\begin{aligned} \sigma_{r2} &= p_2 = 0 \\ \sigma_{r1} &= -p = -p_1 \\ \sigma_{r0} &= p_0 = 0 \end{aligned} \quad (7.17)$$

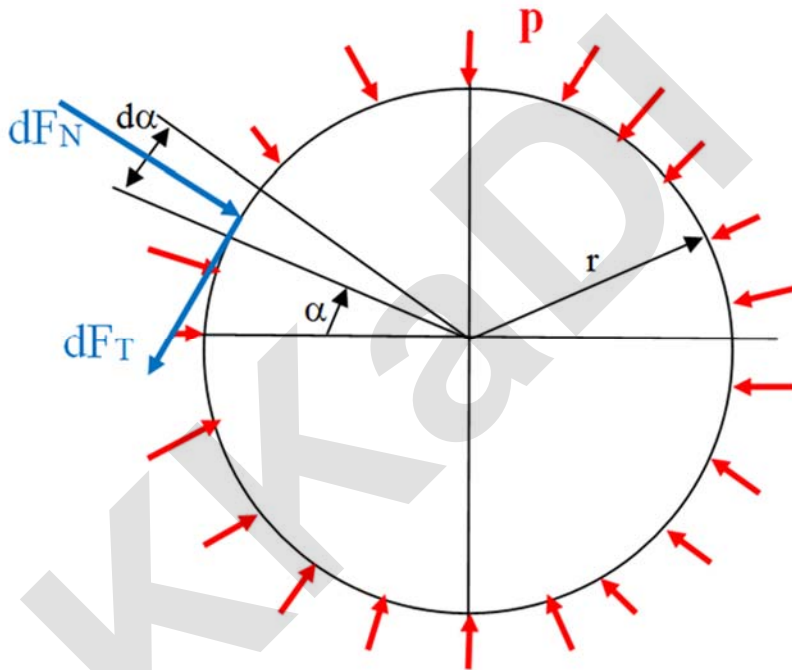
Definuje sa tangenciálne napätie v nalisovanom spoji:

$$\begin{aligned} \sigma_{t2} &= p \cdot (c - 1) \\ \sigma_{t1} &= p \cdot c = -p_1 \cdot c^* \\ \sigma_{t0} &= -p_1 \cdot (c^* + 1) \end{aligned} \quad (7.18)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

7.2.3 Únosnosť nalisovaného spoja

Pod pojmom únosnosť nalisovaného spoja sa rozumie schopnosť nalisovaného spojenia prenášať zaťaženie. Únosnosť nalisovaného spoja je závislá predovšetkým od veľkosti presahu, akosti dosadacích plôch, prevádzkovej teploty, spôsobu montáže, materiálu hriadeľa a náboja, dĺžky spojenia.



Obr.7.6 Rozloženie tlaku v nalisovanom spoji

Základná podmienka únosnosti nalisovaného spoja pre prenos krútiaceho momentu je definovaná:

$$M_k \leq M_T \quad (7.20)$$

Kde:

M_k – krútiaci moment [Nm]

M_T – trecí moment [Nm]

Z obr.7.6 sa vyjadří trecí moment v nalisovanom spoji. Trecí moment vznikne v dôsledku presahu. Presah vyvolá v nalisovanom spoji tlak. Trecí moment sa zdefinuje:

Konštruovanie strojových súčiastok

$$\begin{aligned}dM_T &= dF_T \cdot r \\dM_T &= dF_N \cdot f \cdot r \\dM_T &= f \cdot p \cdot l \cdot r \cdot d\alpha \\M_T &= \int_0^{2\pi} f \cdot p \cdot l \cdot r^2 \cdot d\alpha \\M_T &= 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot l \cdot r^2 = \frac{\pi}{2} \cdot d_1^2 \cdot l \cdot f \cdot p\end{aligned}\quad (7.21)$$

Z pohľadu kontroly únosnosti nalisovaného spoja je nutné vychádzať z okrajovej podmienky funkčnosti, ktorá je daná minimálnym presahom. Minimálny presah v nalisovanom spoji potrebný pre prenos krútiaceho momentu:

$$p_{min} \geq \frac{2 \cdot M_k}{\pi \cdot f \cdot d_1^2 \cdot l}\quad (7.22)$$

Základná podmienka únosnosti pre prenos axiálnej sily v nalisovanom spoji sa určí:

$$F_A \leq F_T\quad (7.23)$$

Kde:

F_A – axiálna zaťažujúca sila [N]

F_T – trecia sila v spoji [N]

7.2.4 Montáž nalisovaných spojov

Montáž nalisovaného spoja sa vyhotoví lisovaním za studena, lisovaním za tepla, alebo lisovaním podchladením.

Lisovanie za studena

Hriadeľový čap je do otvoru lisovanej súčiastky zatláčaný mechanickým lisom. Pre montáž takéhoto spojenia sú potrebné pomerné veľké lisovacie sily a preto sa tento spôsob používa pre menšie priemery a menšie presahy.

Potrebná sila pre nalisovanie sa určí ako sila potrebná na prekonanie trenia v spoji:

$$F_{lis} = F_T = \pi \cdot d_1 \cdot l \cdot f \cdot p\quad (7.24)$$

Určenie celkového presahu pre lisovanie za studena sa určí:

Konštruovanie strojových súčiastok

$$\Delta d = \Delta d_1 + \Delta d_z = \left[\frac{p \cdot d_1}{E} (c + 1) \right] + \Delta d_z \quad (7.25)$$

Tlak v nalisovanom spoji potrebný pre lisovanie za studena sa stanoví:

$$p = \frac{\Delta d \cdot E}{d_1 \cdot (c + 1)} \quad (7.26)$$

Kde:

Δd_z – presah povrchu – tento presah je závislý na drsnosti spájaných plôch,

$$\Delta d_z = (R_{zh} + R_{zd})/2,$$

R_{zh} , R_{zd} – horná a dolná hodnota nerovnosti (drsnosti) povrchu.

Lisovanie za tepla

Teplota hriadeľa bude zodpovedať teplote okolia „ t_o “ pri lisovaní. Pre zabezpečenie nalisovania sa otvor lisovanej súčiastky ohreje na montážnu teplotu „ t_n “ tak, aby sa znížila lisovacia sila.

Potrebná montážna teplota pre lisovanie za tepla sa určí z presahu:

$$\Delta d_1 + v = \alpha_n \cdot d_1 \cdot (t_n - t_o) \quad (7.27)$$

Následne sa vyjadrí montážna teplota:

$$t_n = t_o + \frac{\Delta d_{1max} + v}{\alpha_n \cdot d_1} \quad (7.28)$$

Montážna vôľa potrebná pre lisovanie za tepla je určená ako:

$$v = (0,2-0,4)10^{-3} \cdot d^{1/2} \quad [\text{mm}],$$

α_n – súčiniteľ teplotnej rozťažnosti pre oceľ: $1,1 \cdot 10^{-5} \text{mm}^\circ\text{C}$.

Lisovanie podchladením

Postup výpočtu tohto spôsobu lisovania je podobný ako v predchádzajúcom prípade, len s tým rozdielom, že sa podchladí hriadeľ.

Potrebná montážna teplota sa určí z presahu:

$$t_n = t_o - \frac{\Delta d_{1max} + v}{\alpha_n \cdot d_1} \quad (7.29)$$

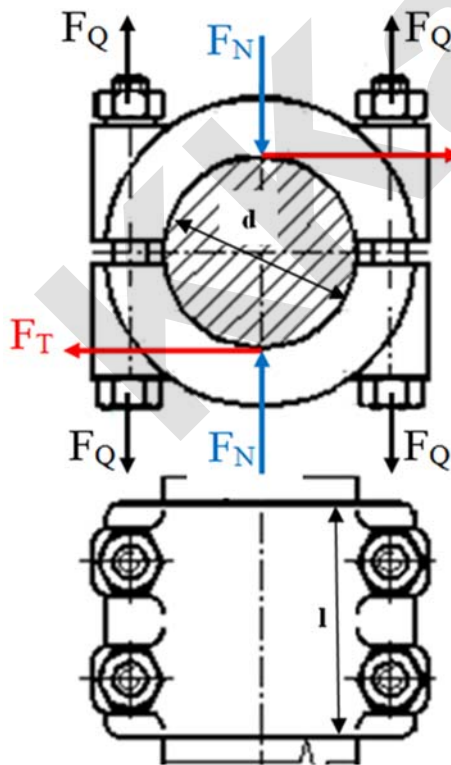
Konštruovanie strojových súčiastok

7.3 Zverné spoje hriadeľa a náboja

Zverné spoje patria k ľahko rozoberateľným silovým spojom strojových súčiastok. Pre vyhotovenie zverných spojov sa využíva princíp zovretia alebo rozovretia, čím sa vyvolá trecí odpor v mieste kontaktu. Trecí odpor môže byť v podobe trecej sily alebo trecieho momentu.

7.3.1 Delený náboj

Konštrukčné vyhotovenie deleného náboja je zobrazené na obr.7.7. Delený náboj je tvorený z dvoch častí, medzi ktoré je umiestnený hriadeľ alebo čap a následne časti náboja sú k sebe priskrutkované. Konštrukcia deleného náboja môže byť vyhotovená ako tuhý náboj, v takomto prípade sa pri montáži náboj nedeformuje. Ak sa náboj pri montáži deformuje nazýva sa pružný náboj.



Obr.7.7 Konštrukcia a silový rozklad deleného náboja

Konštruovanie strojových súčiastok

V prípade tuhého náboja sa predpokladá, že pri montáži sa jednotlivé časti nebudú deformovať a teda rozloženie tlaku vo zvernom spoji bude konštantné $p = \text{konst.}$

Základná podmienka únosnosti je definovaná:

$$M_k \leq M_T \quad (7.30)$$

Trecí moment sa vyjadří z obr.7.7 takto:

$$M_T = F_T \cdot d \quad (7.31)$$

Po dosadení sa vyjadří trecí moment:

$$M_T = F_N \cdot f' \cdot d \quad (7.32)$$

Redukovaný koeficient trenia pre prípad konštantného tlaku v spoji $p = \text{konst.}$ sa stanoví:

$$f' = \frac{\pi}{2} \cdot f \quad (7.33)$$

Normálová sila je určená priemetom plochy a tlaku pôsobiacim na túto zvieranú plochu:

$$F_N = d \cdot l \cdot p \quad (7.34)$$

Po dosadení do vzorca (7.32) bude výsledný trecí moment:

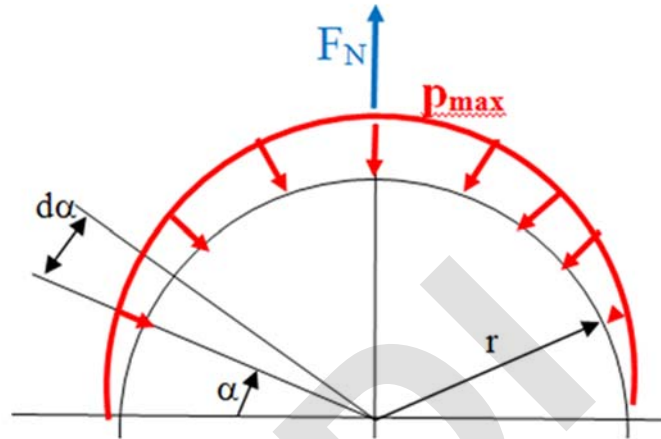
$$M_T = \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot d^2 \cdot l \cdot p \quad (7.35)$$

Normálová sila vo zvernom spoji je vyvodená silami v skrutkách, pomocou ktorých je náboj zverného spoja zmontovaný a teda potrebná sila v skrutke bude:

$$F_Q = \frac{F_N}{i} \quad (7.36)$$

V prípade pružného náboja sa predpokladá, že pri montáži sa jednotlivé časti budú pružne deformovať obr.7.8, a teda rozloženie tlaku vo zvernom spoji bude kosínusové podľa rovnice $p = p_{\text{max}} \cdot \cos \alpha$.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.7.8 Rozloženie tlaku vo zvernom spoji s pružným nábojom

Základná podmienka únosnosti je definovaná:

$$M_k \leq M_T \quad (7.37)$$

Trečí moment sa vyjadří z obr.7.7 takto:

$$M_T = F_T \cdot d \quad (7.38)$$

Po dosadení sa vyjadří trečí moment:

$$M_T = F_N \cdot f' \cdot d \quad (7.39)$$

Redukovaný koeficient trenia pre $p \neq \text{konst.}$ sa určí:

$$f' = \frac{\pi}{4} \cdot f \quad (7.40)$$

Normálová sila je určená priemetom plochy a tlaku pôsobiaceho na túto zvieranú plochu:

$$F_N = d \cdot l \cdot p_{max} \quad (7.41)$$

Po dosadení do vzorca (7.39) bude výsledný trečí moment:

$$M_T = \frac{\pi}{4} \cdot f \cdot d^2 \cdot l \cdot p_{max} \quad (7.42)$$

Sila v skrutke potrebná pre vyvolanie požadovanej normálovej sily v delenom pružnom náboji bude:

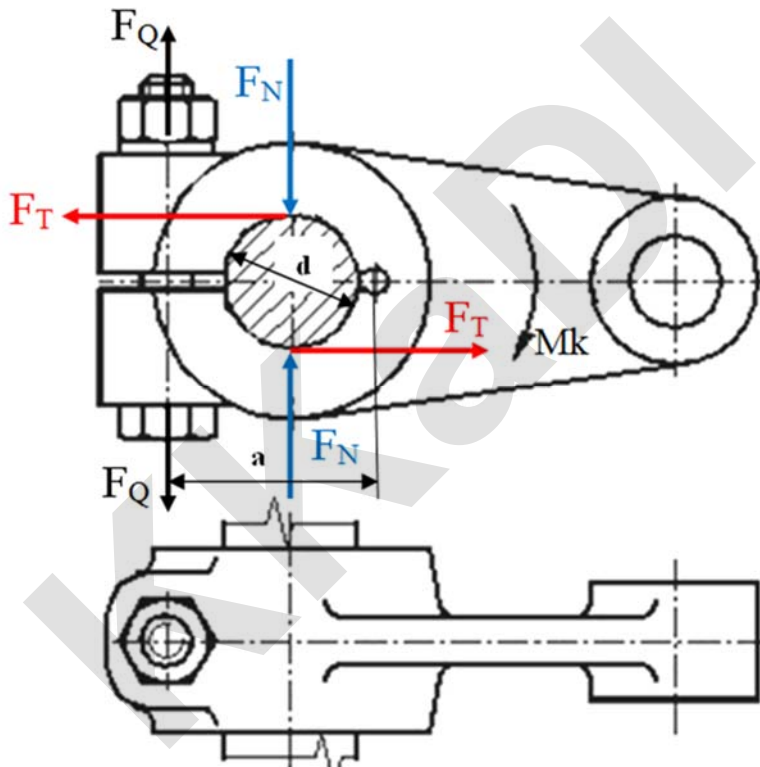
$$F_Q = \frac{F_N}{i} \quad (7.43)$$

i – počet skrutiek zverného spoja.

Konštruovanie strojových súčiastok

7.3.2 Rozrezaný náboj

Zverný spoj s rozrezaným nábojom obr.7.9 využíva pružnosť náboja. Odpor náboja proti deformácii je závislý od tuhosti náboja. Štrbina v rozrezanom náboji musí byť upravená tak, aby nevytvárala koncentráciu napätia a nebola iniciátorom únavovej trhliny.



Obr.7.9 Zverný spoj s rozrezaným nábojom

Základná podmienka únosnosti je definovaná:

$$M_k \leq M_T \quad (7.44)$$

Trecí moment sa vyjadří z obr.7.9 takto:

$$M_T = F_T \cdot d \quad (7.45)$$

Po dosadení sa vyjadří trecí moment:

$$M_T = F_N \cdot f \cdot d \quad (7.46)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Potrebnú silu v skrutke bude definovať podmienka rovnováhy:

$$F_N \cdot \frac{d}{2} = F_Q \cdot a \quad (7.47)$$

Sila v skrutke bude:

$$F_Q = \frac{F_N \cdot d}{2 \cdot a} \quad (7.48)$$

Výsledný trecí moment vo zvernom spoji s rozrezaným nábojom bude:

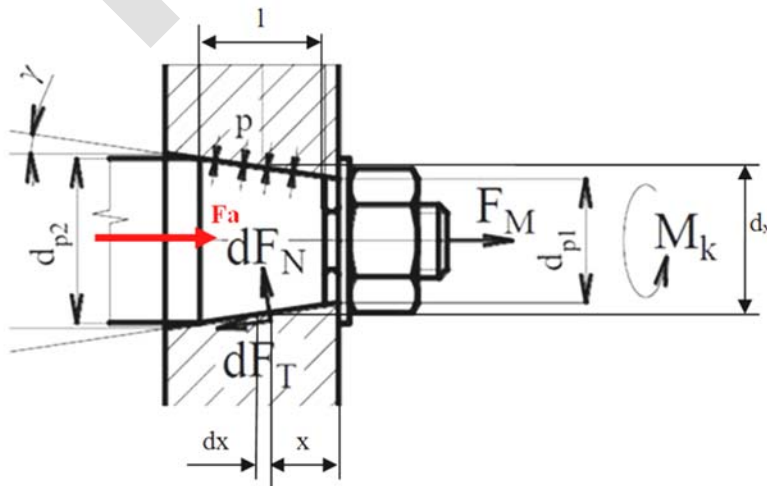
$$M_T = F_Q \cdot \frac{2 \cdot a}{d} \cdot f \cdot d \quad (7.49)$$

Výsledná minimálna sila v skrutke pre vyhotovenie zverného spoja je stanovená nasledovne:

$$F_{Qmin} = \frac{M_k}{2 \cdot a \cdot f} \quad (7.50)$$

7.4. Kuželový náboj

Kuželové spojenia hriadeľa s nábojom obr.7.10, je vnímané ako spojenie pomocou trenia. Veľkosť trenia sa docielí rozoprením dosadacích kuželových plôch v ktorých vznikne merný tlak vyvolaný v spoji pomocou axiálnej sily F_a . Táto axiálna sila môže byť vytvorená montážnou silou F_M a to: ťahovou silou v matici, alebo v upevňovacej skrutke, alebo iným spôsobom v závislosti od spôsobu prevedenia kuželového spojenia hriadeľa s nábojom.



Obr.7.10 Kuželový náboj

Konštruovanie strojových súčiastok

Predpokladá sa kontakt po celej dĺžke kuželového spoja, potom normálová sila môže z obr.7.10 byť vyjadrená ako:

$$dF_n = p \cdot \frac{dx}{\cos\gamma} \cdot \pi \cdot dx \quad (7.51)$$

$$d_x = d_{p1} + 2 \cdot x \cdot \tan\gamma = d_{p1} + \frac{d_{p2} - d_{p1}}{l} \cdot x \quad (7.52)$$

$$\begin{aligned} F_n &= p \cdot \frac{dx}{\cos\gamma} \cdot \pi \cdot \int_0^l \left(d_{p1} + \frac{d_{p2} - d_{p1}}{l} \cdot x \right) \cdot dx = \\ &= \frac{p}{\cos\gamma} \cdot \pi \cdot \left(d_{p1} \cdot l + \frac{d_{p2} - d_{p1}}{l} \cdot \frac{1}{2} \cdot l^2 \right) = \frac{p}{\cos\gamma} \cdot \pi \cdot \frac{d_{p2} + d_{p1}}{l} \cdot l \end{aligned} \quad (7.53)$$

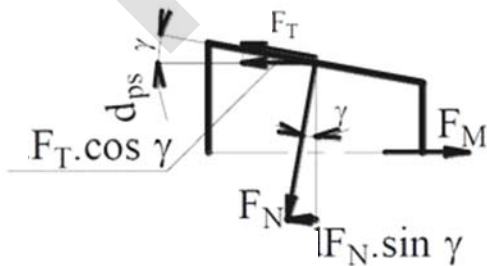
Normálová sila v kuželovom zvernom spoji bude:

$$F_n = \frac{p}{\cos\gamma} \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \quad (7.54)$$

Kde:

$$d_{ps} = \frac{d_{p2} + d_{p1}}{2} \quad (7.55)$$

Z podmienky rovnováhy síl obr.7.11, kedy účinok tlaku nahradí osová sila v spoji, sa určí montážna sila.



Obr.7.11 Silová analýza kuželového spoja

Montážna axiálna sila v spoji bude:

$$F_M = F_n \cdot \sin\gamma + F_T \cdot \cos\gamma \quad (7.56)$$

$$F_M = F_n \cdot (\sin\gamma + f \cdot \cos\gamma) \quad (7.57)$$

Konstruovanie strojových súčiastok

$$F_M = \frac{p}{\cos\gamma} \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \cdot (\sin\gamma + f \cdot \cos\gamma) \quad (7.58)$$

$$F_M = p \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \cdot (\tan\gamma + f) \quad (7.59)$$

Ak spoj bude prenášať krútiaci moment, tak trecí moment v spoji musí byť väčší ako zaťažujúci moment. Pre trecí moment sa definuje podmienka únosnosti:

$$M_T = F_T \cdot \frac{d_{ps}}{2} = F_n \cdot f \cdot \frac{d_{ps}}{2} = \frac{p}{2 \cdot \cos\gamma} \cdot \pi \cdot d_{ps}^2 \cdot l \cdot f \quad (7.60)$$

Odporúčaná kuželovitosť čapu hriadeľa K je 1:5 až 1:10. Nižšia hodnota kuželovitosti zvyšuje náročnosť na uvoľňovaciu silu pri demontáži. Zvyčajne sa volí: $\tan\gamma = 1:2K$.

Vplyvom montáže vzniká v kuželovom spoji namáhanie na otláčenie a napätie sa vyjadri:

$$p = \frac{2 \cdot n \cdot M_k \cdot \cos\gamma}{\pi \cdot d_{ps}^2 \cdot l \cdot f} \leq p_D \quad (7.61)$$

Kde:

n - bezpečnosť kuželového spoja, zvyčajne $n=2$,

p_D – dovolené napätie v otláčení [MPa].

Pre prenos axiálnej sily pomocou kuželového spoja platí:

$$F_{Ta} > F_a \quad (7.62)$$

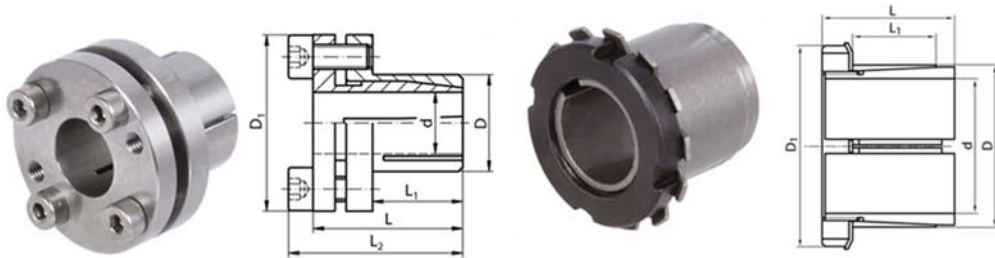
$$F_{Ta} = F_n \cdot \sin\gamma + F_T \cdot \cos\gamma = p \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \cdot (\tan\gamma + f) \quad (7.63)$$

$$F_a = \frac{1}{n} p \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \cdot (\tan\gamma + f) \quad (7.64)$$

7.5 Zverný spoj s kuželovým puzdrom

Kuželové upínacie puzdra alebo kuželové upínacie alebo rozperné krúžky majú široké uplatnenie pre svoj jednoduchý montážny postup. Prevedenie je možné vyhotoviť podľa obr.7.12. Ako jednostranné kuželové puzdro alebo ako dvojstranné puzdro v prípade dlhších nábojov.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.7.12 Prevedenie kužeľových upínacích puzdier [31]

Kužeľovitosť puzdier sa pohybuje v rozmedzí 1:10 až 1:15 a uloženie na hriadeľ sa odporúča H8/j7.

Prenášaný krútiaci moment sa môže vyjadriť:

$$M_k = \frac{\pi}{2n} \cdot p \cdot d^2 \cdot L_1 \cdot f \quad (7.65)$$

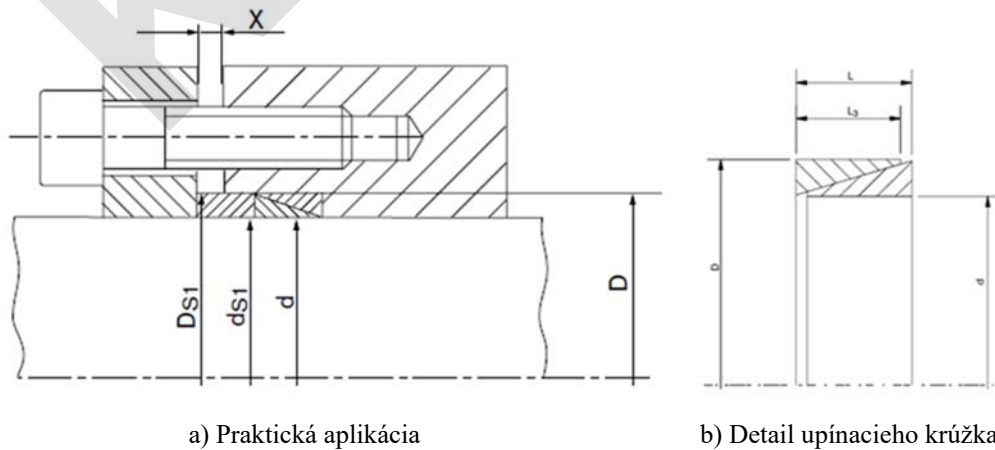
Kde:

n – bezpečnosť spoja, obvykle sa navrhuje n=2,

d – priemer hriadeľa [mm],

L₁ – dĺžka puzdra [mm], vid' obr.7.12.

Pre prenos veľkých krútiacich momentov, ktoré majú striedavý charakter, je vhodné použiť rozperné upínacie krúžky ktorých plochy sú kužeľové obr.7.13.



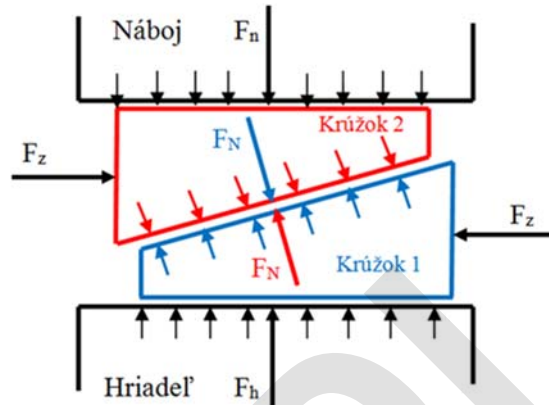
a) Praktická aplikácia

b) Detail upínacieho krúžka

Obr.7.13 Aplikácia kužeľových upínacích krúžkov [29]

Silový rozbor kužeľového krúžka je na obr.7.14.

Konštruovanie strojových súčiastok



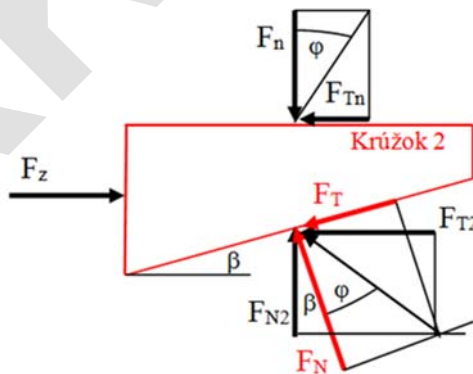
Obr.7.14 Silový rozbor kuželových krúžkov

Silová rovnováha vo zvislom smere bude:

$$F_n = F_h = F_{N1} = F_{N2} \quad (7.66)$$

Obece je uhol sklonu krúžkov β viac ako 15° .

Detailný silový rozbor na krúžku č.2 vychádza z obr.7.15 a definuje sily vo vodorovnom smere.



Obr.7.15 Sily pôsobiace na krúžku č.2

Silová rovnováha vo vodorovnom smere pre krúžok č.2:

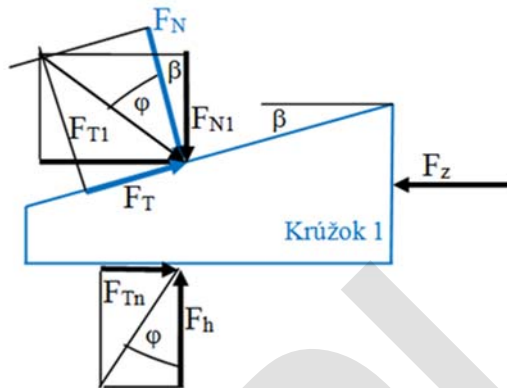
$$F_z = F_{Tn} + F_{T2} = F_{tn} + F_{N2} \cdot \tan(\beta + \varphi) = F_N \cdot [f + \tan(\beta + \varphi)] \quad (7.67)$$

Ak $\tan\varphi = f$ potom:

$$F_z = F_N \cdot [f + \tan\beta + \tan\varphi] = F_N \cdot [2 \cdot f + \tan\beta] \quad (7.68)$$

Detailný silový rozbor na krúžku č.1 z obr.7.16.

Konštruovanie strojových súčiastok



Obr.7.16 Detail kuželového krúžku č.1

Obdobne sa určí momentová rovnováha pre krúžok č.1:

$$M_T = F_n \cdot f \cdot \frac{d}{2} = n \cdot M_k \quad (7.69)$$

Bezpečnosť únosnosti silového spojenia pomocou kuželových krúžkov sa odporúča $n > 1,2$.

Kontrola únosnosti silového prevedenia sa definuje:

$$M_k = \frac{F_n \cdot f \cdot d}{2 \cdot n} \quad (7.70)$$

Normálová sila v silovom spojení bude:

$$F_n = \frac{2 \cdot n \cdot M_k}{f \cdot d} \quad (7.71)$$

Tlak medzi vnútorným krúžkom č.1 a hriadeľom bude:

$$p_h = \frac{F_h}{l_1 \cdot d} = \frac{F_n}{l_1 \cdot d} \leq p_D \quad (7.72)$$

Tlak medzi vonkajším krúžkom č.2 a nábojom bude:

$$p_n = \frac{F_n}{l_2 \cdot D} \leq p_D \quad (7.73)$$

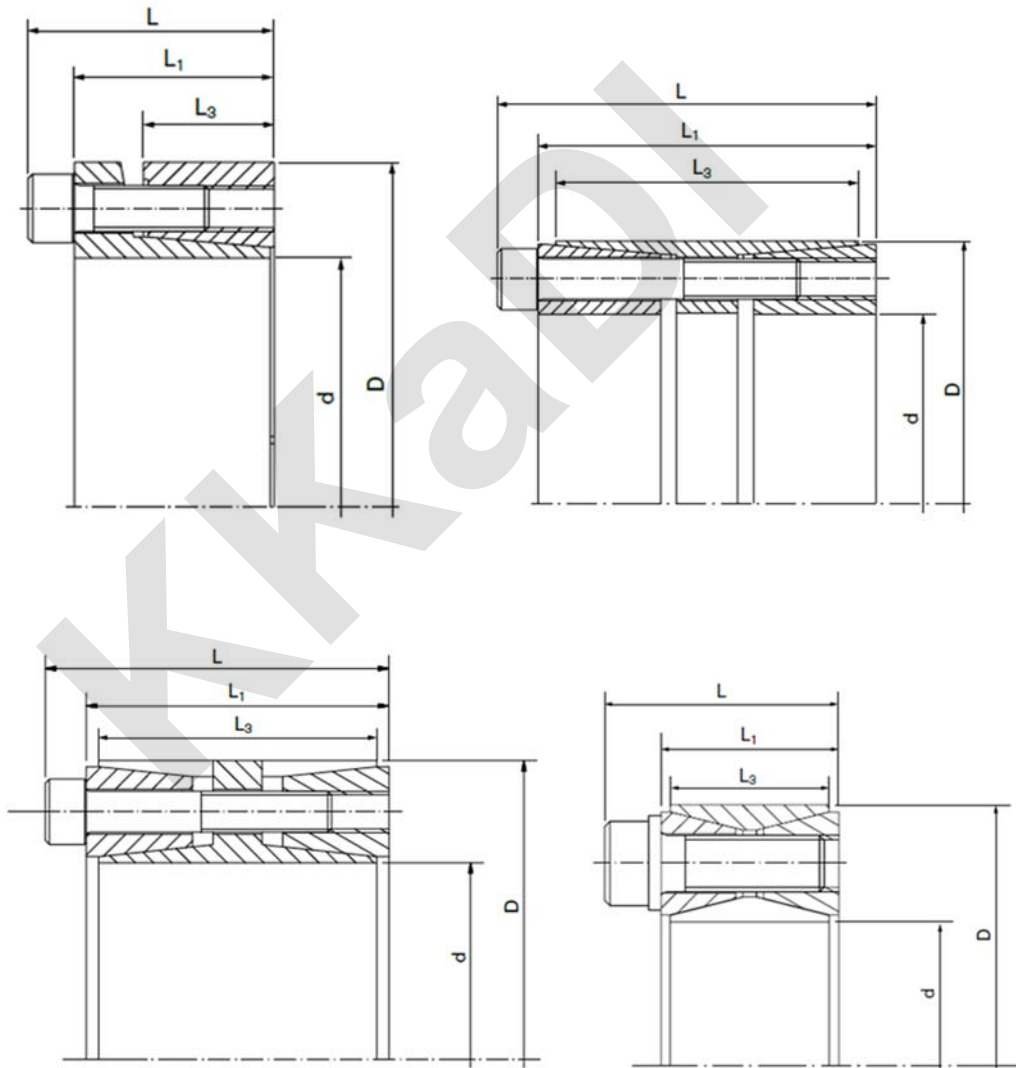
Kde:

p_D – 210MPa hriadeľ – krúžok,

p_D – 90MPa krúžok – náboj pre oceľ – oceľ.

Konštruovanie strojových súčiastok

Pre prenos veľkého zaťaženia je vhodné použiť viacero párov krúžkov. Typickým príkladom sú krúžky typu Ringfeder obr.7.17. Používajú sa však maximálne 4 krúžky za sebou.



Obr.7.17 Aplikácia krúžkov typu Ringfeder [30]

Ak bude použitých viacero krúžkov za sebou, potom bude zaťaženie na páry krúžkov rozložené podľa geometrického radu nasledovne:

Konštruovanie strojových súčiastok

$$M_{kn} = M_{k1} + M_{k1} \cdot q^1 + M_{k1} \cdot q^2 + M_{k1} \cdot q^3 \dots + M_{k1} \cdot q^{n-1} \quad (7.74)$$

$$q = \frac{\tan \beta}{2 \cdot f + \tan \beta} \quad (7.75)$$

Pre krúžok $\beta = 16^\circ 42'$ a súčiniteľ trenia $f = 0,15$ bude $q = 0,5$, potom pre aplikáciu štyroch párov krúžkov bude vzťah pre krútiaci moment nasledovný:

$$M_{k4} = M_{k1} + \frac{1}{2} \cdot M_{k1} + \frac{1}{4} M_{k1} + \frac{1}{8} M_{k1} \quad (7.76)$$

Konštruovanie strojových súčiastok

Použitá literatúra

- [1] HOMIŠIN J., a kol. : Základy konštruovania v strojárstve, Strojnícka fakulta TU v Košiciach, 2014, ISBN 978-80-553-1593-5
- [2] MÁLIK L., a kol.: Konštruovanie II, EDIS - vydavateľstvo Žilinskej univerzity v Žiline, 2013, ISBN 978-80-554-0755-5
- [3] BOHÁČEK,F. a kol.: Části a mechanizmy strojů I. - zásady konstruování, spoje, ES VUT Brno 1980.
- [4] BOHÁČEK, F. a kol.: Části a mechanizmy strojů II. – hřídele, tribologie, ložiska, ES VUT Brno, 1982.
- [5] BOLEK, A. a kol.: Částí strojů 1, SNTL , Praha , 1989.
- [6] KRÁLĚ, Š. a kol.: Části a mechanizmy strojov I., STU Bratislava, 2000.
- [7] MÁLIK, L. – MEDVECKÝ, Š.: Části a mechanizmy strojov, ŽU Žilina, 2002.
- [8] STRADIOT,J.: Dynamika strojov, Alfa, Bratislava 1991
- [9] MORAVEC V.: Konstrukce strojů a zařízení II, Montanex Ostrava 2001
- [10] RICHARD G. BUDYNAS, J. KEITH NISBETT.: Shigley's Mechanical Engineering Design, Tenth Edition, Published by McGraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York, NY 10121., 2015
- [11] R. VASUDEVAN: Engineering Drawing Practice for Schools and Colleges, New Delhi 110002, 2003.
- [12] JOSEPH E. SHIGLEY, CHARLES R. MISCHKE, THOMAS H. BROWN.: Standard Handbook of Machine Design, Third edition, The McGraw-Hill Companies, 2004.
- [13] JOHN M. AMISS, FRANKLIN D. JONES, AND HENRY H. RYFFEL,: Machinery's Handbook 27th Edition, 2004, Industrial Press, Inc., New York
- [14] KRÁLĚ, Š. a kol.: Části a mechanizmy strojov II STU Bratislava, 2002
- [15] SGLUNDA R.: Diagnostika stavu valivých ložisk, Adash
- [16] DEJL Z.: Konstrukce strojů a zařízení, Montanex a.s., 2000, ISBN 80-7225-018-

Konštruovanie strojových súčiastok

- [17] EUROKÓD 3, Návrh skrutkových spojov podľa STN EN 1993-1-8 Eurokód 3 – Navrhovanie oceľových konštrukcií, časť 1-8: Navrhovanie uzlov
- [18] BOCKO J., a kol.: Elasticity and Strength I., TU of Košice, 2021.
- [19] PAČAIOVÁ, H., a kol.: Posudzovanie a riadenie rizík strojových zariadení, 1. vyd. - Košice-Šebastovce : BEKI Design - 2020, ISBN 978-80-553-3698-5
- [20] HOMIŠIN, J., MEDVECKÁ – BEŇOVÁ, S., VOJTKOVÁ, J.. : Praktické riešenie úloh v predmetoch konštruovania, Košice, 2013.
- [21] MEDVECKÝ, Š. a kol.: Konštruovanie I, EDIS – ŽU, 2007.
- [22] ČILLÍK, L. a kol.: Konštruovanie I, návody na cvičenia, ŽU v Žiline, 2009.
- [23] BRONČEK, J.,-a kol.: Konštruovanie 1, EDIS, Žilina, 2015.
- [24] VÁVRA, P. a kol.: Strojnícke tabuľky pre SPŠ strojnícke, Alfa-press, Bratislava, 2009.
- [25] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnícke tabuľky, Albra 2005.
- [26] MANTIČ, M.; Application of Sensors for Incorrect Behavior Identification in a Transport System, Sensors 2023, 23, 1635, <https://doi.org/10.3390/s23031635>.
- [27] BOLEK A., KREJČÍ V. : Hřídelové spojky, SNTL, Praha, 1967.
- [28] MEDVEC A., STRADIOT J., ZÁHOREC O., CABAN S. : Mechanika III-dynamika, Alfa, Bratislava, 1988.
- [29] Ringfeder, Locking element RfN 8006, EN 01.2023, www.ringfeder.com
- [30] Ringfeder, Locking Assemblies, EN 11.2022, www.ringfeder.com
- [31] Rexnord Tollok Locking Assemblies Catalog, Catalog PT2-001_MA4, 04/21, Rexnord Corporation, www.rexnord.com

Konštruovanie strojových súčiastok

Autori : prof. Ing. Robert GREGA, PhD.
 doc. Ing. Martin MANTIČ, PhD.

Lektori: doc. Ing. Štefan Gašpár, PhD.
 doc. Ing. František Brumerčík, PhD.

Názov: **Konštruovanie strojových súčiastok**

Vydavateľ: Technická univerzita v Košiciach

Tlač: Univerzitná knižnica Technickej univerzity v Košiciach

Rok: 2022

Vydanie: prvé

Náklad: 50 ks

Rozsah: 180 strán

ISBN: 978-80-553-4306-8

© Robert Grega, 2022