



Metóda medzných stavov strojových súčiastok

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:

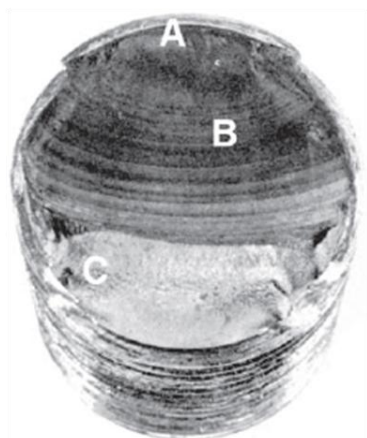
- nadmerné priehyby (deformácie)
- neprijateľná veľkosť dynamickej odozvy (napr. kmitanie)

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.

Únavová porucha je náhla, a teda nebezpečná. **Únavová porucha neposkytuje žiadne varovanie!**

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.



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

Únavová porucha strojovej súčiastky



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

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 napäťového cyklu, keď zvyšný materiál nemôže uniesť zaťaženie, čo má za následok náhly a rýchly zlom oblasť C na obr. 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.

Metódy únavovej životnosti

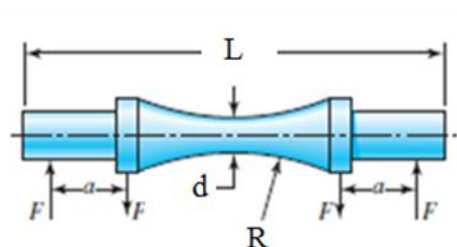
Tri hlavné metódy únavovej životnosti použité pri navrhovaní a analýze sú **napäťová životnostná metóda, metóda deformácie a metóda lineárnej pružnej lomovej mechaniky**. Tieto metódy sa pokúšajú predpovedať životnosť v počte cyklov do zlyhania N pre konkrétnu úroveň zaťaženia. Životnosť $1 \leq N \leq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

Napäťová 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 deformácie 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.

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.

Napäťová životnostná metóda

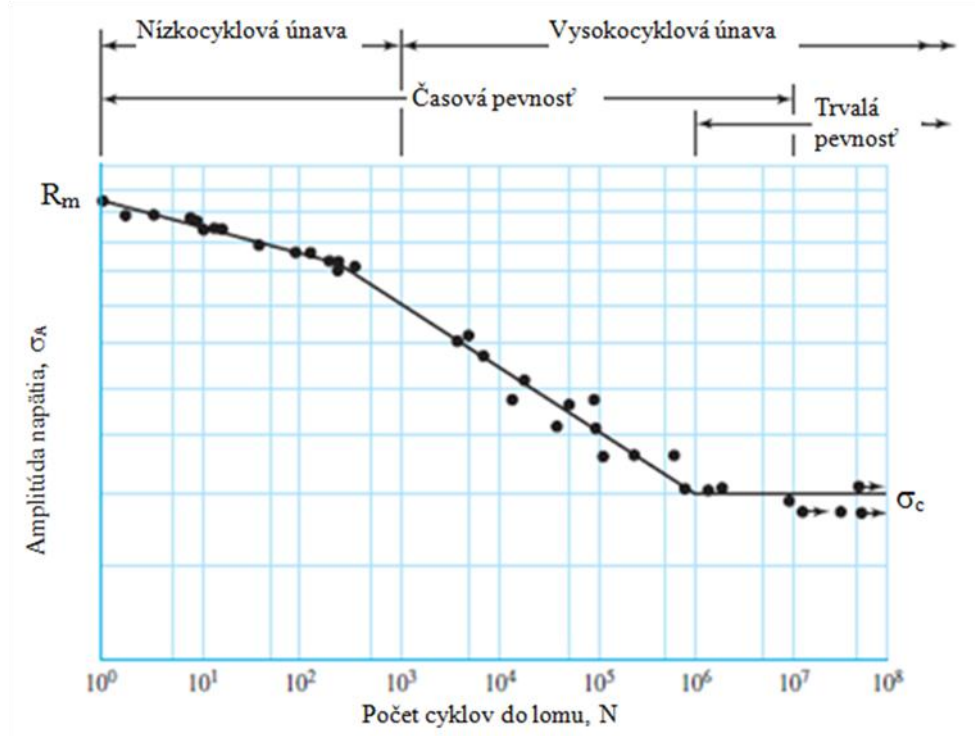




Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.



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 zodpovedajúce tejto zmene sa nazýva medza trvalej pevnosti alebo medza únavy σ_c . Priebeh na obr. sa nikdy nestane vodorovným pre neželezné kovy a zliatiny, a preto tieto materiály nemajú medzu únavy.

Vysokocyklová únava sa potom týka zlyhania zodpovedajúceho záťažovým cyklom väčším ako 10^3 cyklov obr.

Oblasť časovej pevnosti a oblasť trvalej pevnosti rozlišujeme. 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.

Faktory ovplyvňujúce medzu únavy

Je nereálne očakávať, že medza únavy skutočného konštrukčného prvku sa bude zhodovať s hodnotami získanými v laboratóriu. Niektoré rozdiely zahŕňajú:

- Materiál: zloženie, vlastnosti materiálu, premenlivosť štruktúry
- Výrobu: metóda, tepelné spracovanie, povrchovú úpravu, koncentráciu napätia



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

- 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.

$$\sigma_c^* = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_c$$

kde:

k_a - súčiniteľ akosti povrchu,

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,

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

Koncentrácia napätia a citlivosť na vrub

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

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

$$\sigma_{\max} = \beta \cdot \sigma_{\text{nom}} \quad \text{alebo} \quad \tau_{\max} = \beta_r \cdot \tau_{\text{nom}}$$

Kde:

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

σ_{nom} - je nominálne napätie.

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

$$\beta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} = \frac{\sigma_c}{\sigma_c^*}$$

kde:

σ_c - medza únavy hladkej tyče,

σ_c^* - medza únavy tyče s vrubom.



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

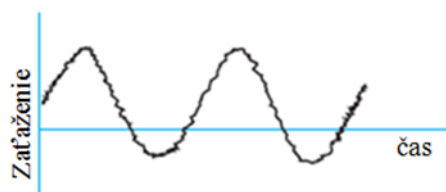
Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

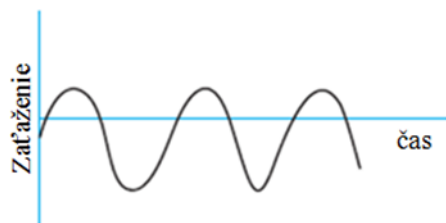
Charakterizovanie premenlivého zaťaženia

Premenlivé napätia v strojových zariadeniach majú často vzhľadom na povahu niektorých rotačných strojov sínusový priebeh.

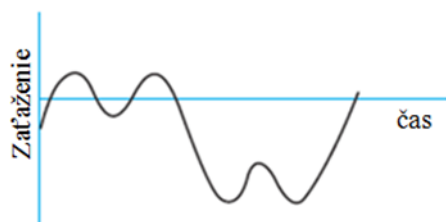
$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \right|$$



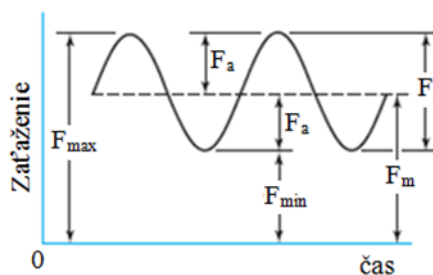
a)



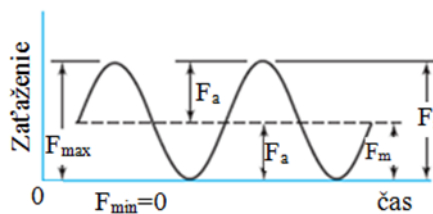
b)



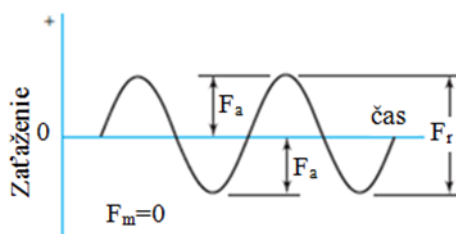
c)



d)



e)



f)

Priebehy zaťaženia a) až c) neperiodické, d) až e) periodické

Zložky sily, ktoré sú znázornené na obrázku, 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 !!!

Zaťaženie vytvorené počiatočným stavom sa nazýva stabilná alebo statická zložka zaťaženia (predpätie). Predpätie nie je to isté ako stredné napätie!

Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

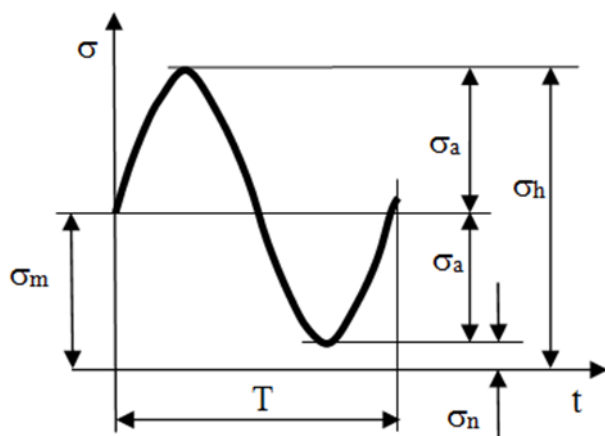
Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Druhy premenlivého napätia

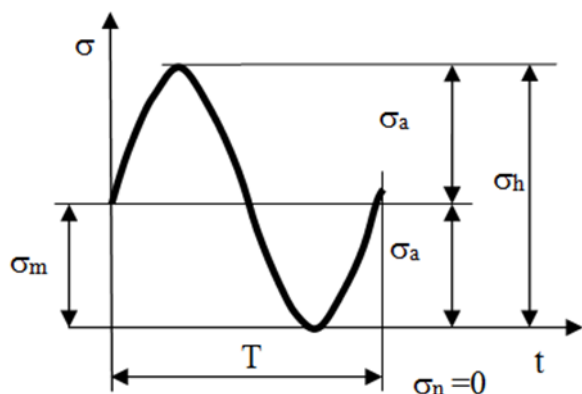
Každá strojná súčiastka reaguje na zaťaženie vznikom napätia. Predpokladajme že napätie ktoré bolo vyvolané zaťažením, bude mať rovnaký charakter, a teda môžeme vzniknuté napätie v súčiastke definovať a zobraziť nasledovne:

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.



Obr.2.19 Závislosť únavovej životnosti na amplitúde skutočnej deformácie

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



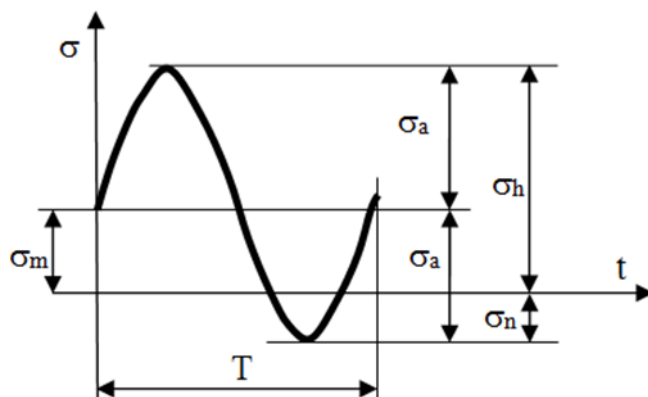
Obr.2.20 Závislosť únavovej životnosti na amplitúde skutočnej deformácie

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 strojov a strojových súčiastok

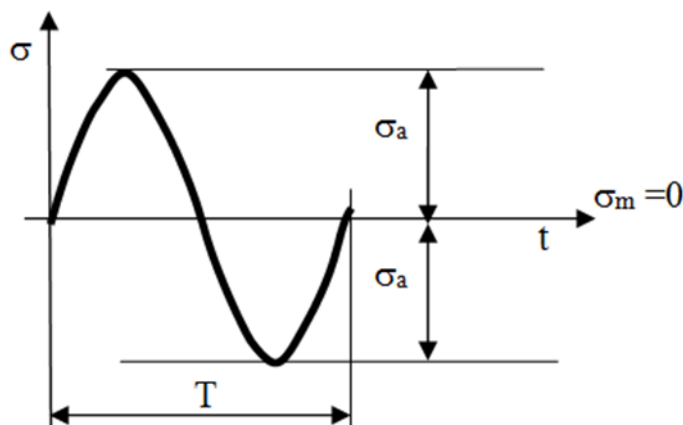
Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.



Obr.2.21 Závislosť únavovej životnosti na amplitúde skutočnej deformácie

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 Závislosť únavovej životnosti na amplitúde skutočnej deformácie

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

Horné napätie:

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

Dolné napätie:

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

Stredné napätie:

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

Amplitúda napätia:

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



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Súčiniteľ asymetrie cyklu:

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

Kritériá únavovej poruchy pre premenlivé zaťaženie

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

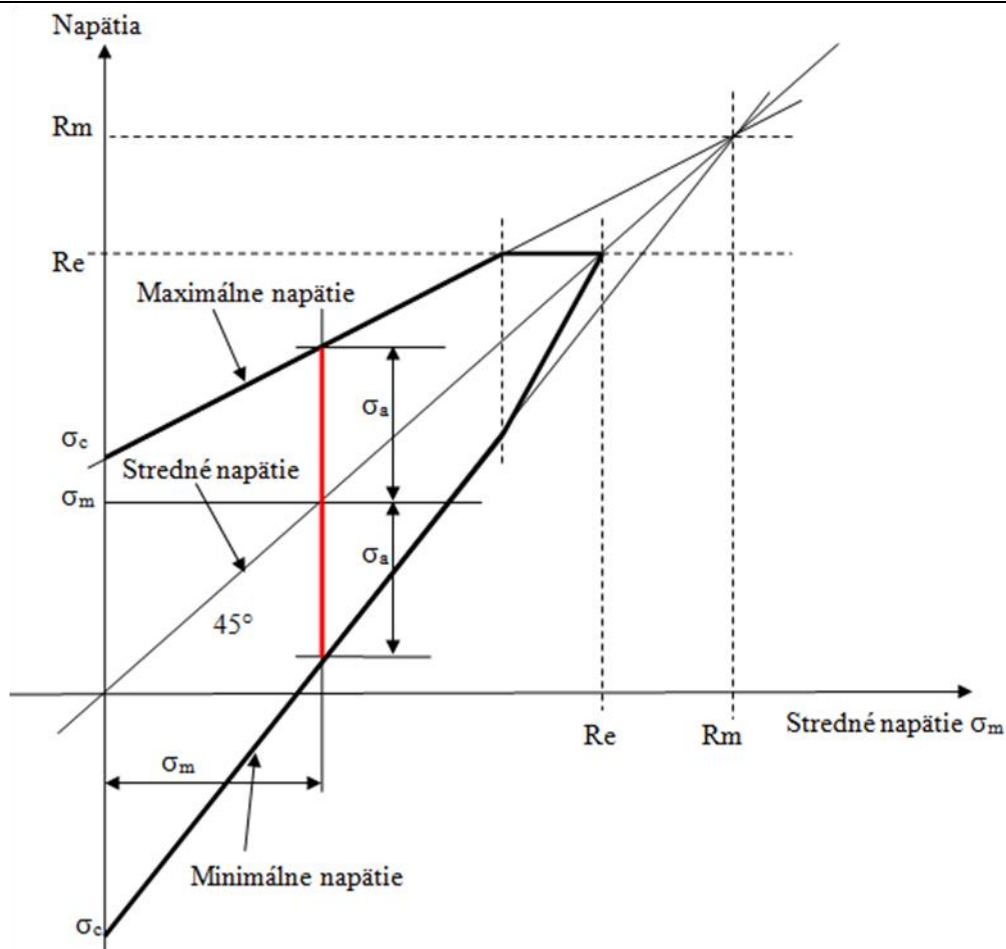
Najrozšírenejším diagramom používaným v technickej praxi je Smithov diagram ktorý je možné získať modifikáciou Goodmanovho diagramu.

Modifikovaný Goodmanov (Smithovov) 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_c (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 $\sigma_{\max}$ prekročí R_e .

Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.



Obr.2.23 Modifikovaný Goodmanov (Smithovov) diagram

Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu

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

[3] F. Boháček a kol. , Části a mechanismy stroju I, Edičný stredisku 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 vyššie. Konštrukcia diagramu je totožná s všeobecnou konštrukciou Smithovho diagramu v kap.2.5.

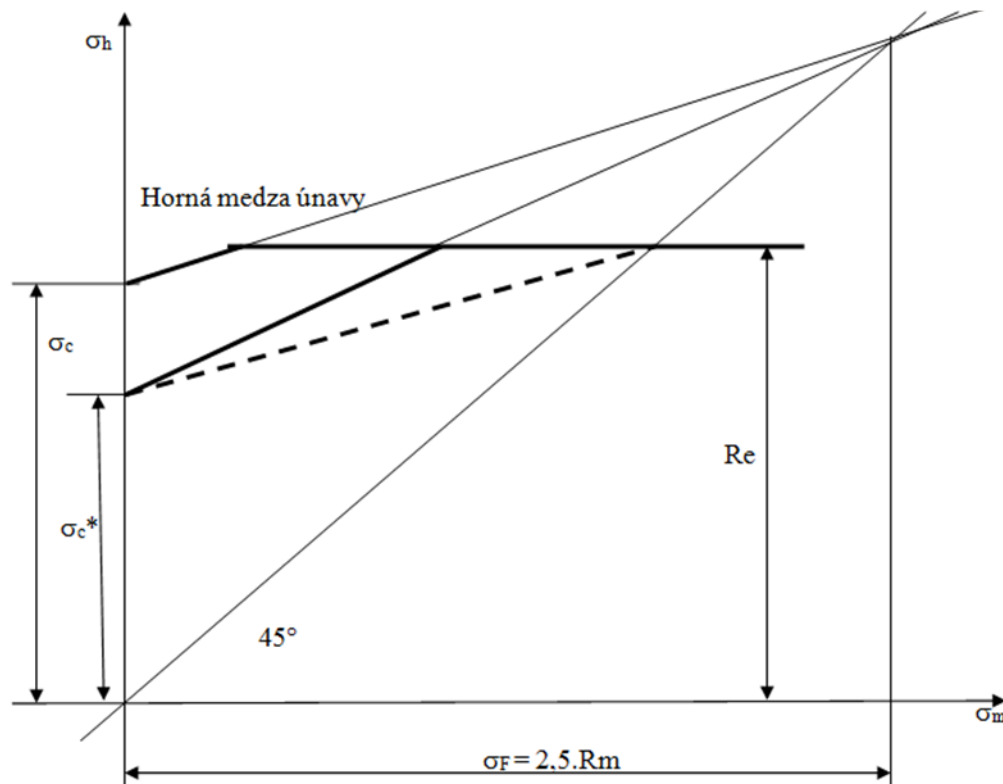


Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Tento príklad Smithovho diagramu obr.2.24, pre stanovenie priebehu medze únavy vychádza od: [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 strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

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 $k_a=2,5-4$

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

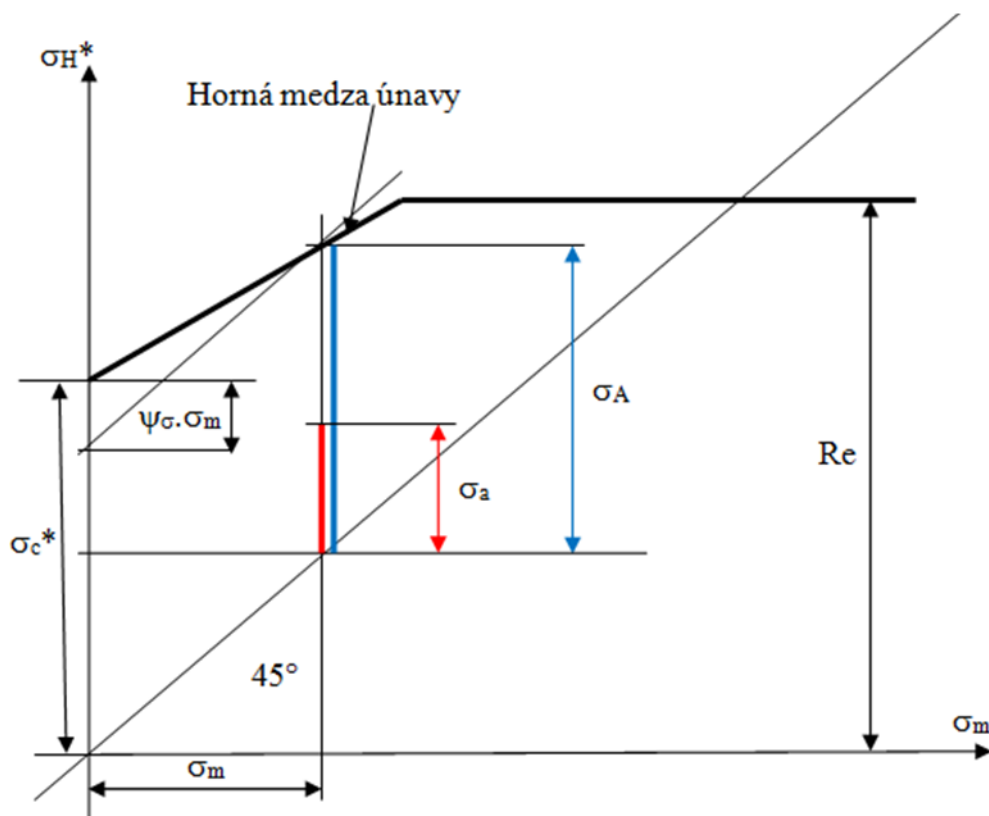
Bezpečnosť k hornej medze únavy: odporúčaná hodnota $k=1,25-2,5$

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

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

Potom miera bezpečnosti:

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

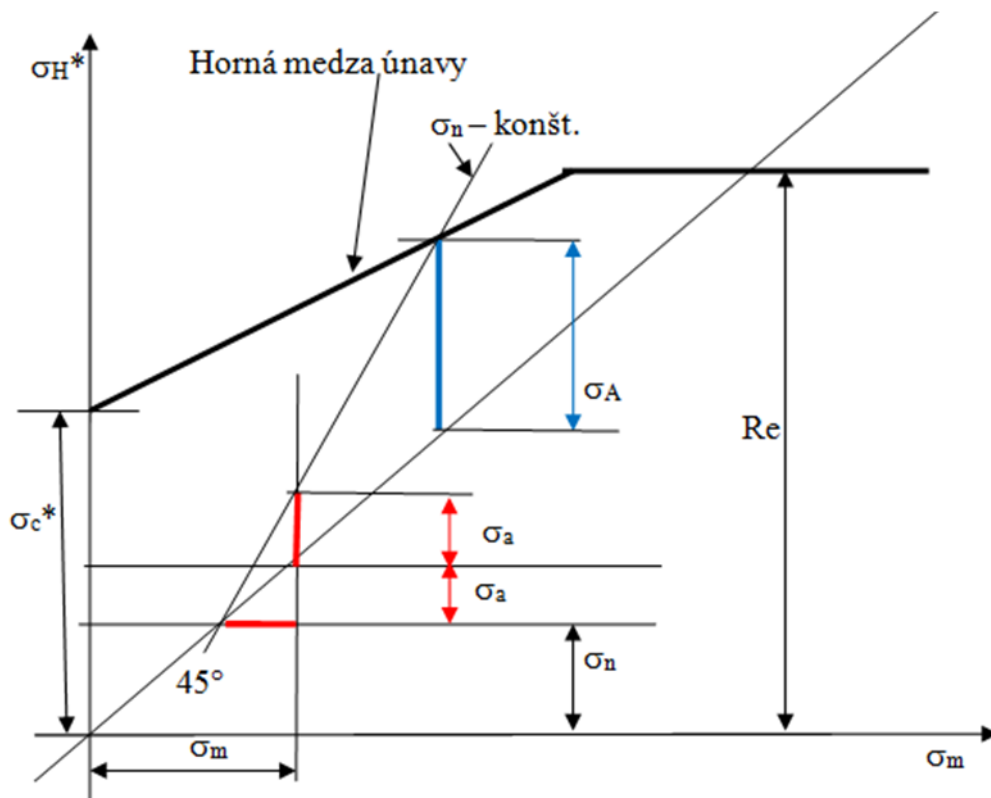
Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

b) Dolné napätie σ_n je konštantné

Tento prípad je typickým prípadom pre skrutku s predpätím.



Obr.2.33 Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu

Potom miera bezpečnosti:

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

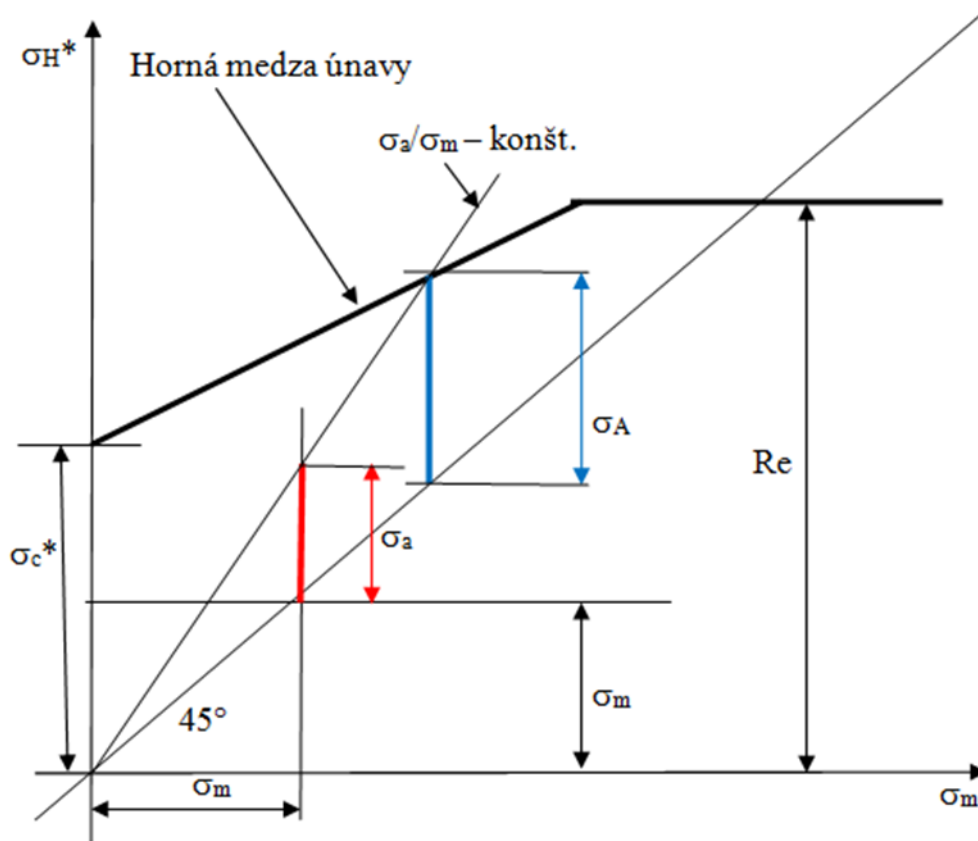


Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

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



Obr.2.34 Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu

Potom miera bezpečnosti:

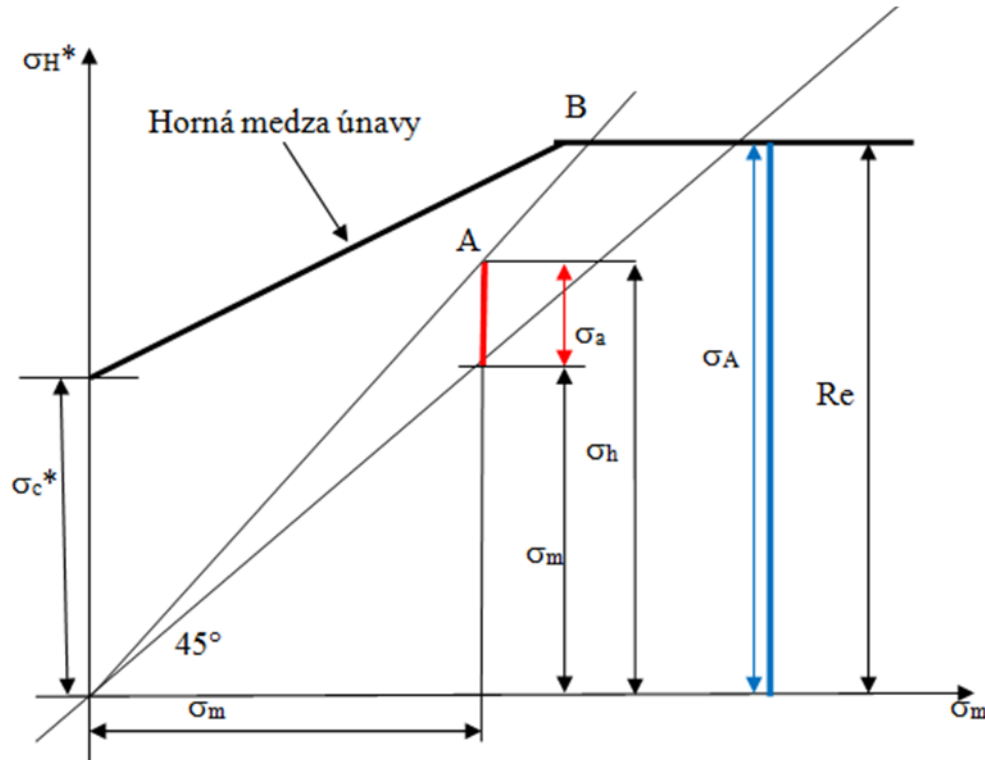
$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (2.48)$$

Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

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



Obr.2.35 Všeobecná konštrukcia Smithovho diagramu

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 HMM:

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

Teória τ_{max} :

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

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:



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 2

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

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

Miera bezpečnosti pre krut:

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

Výsledná miera bezpečnosti:

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

Metóda kontaktnej únavovej pevnosti súčiastky

Kontaktná únava spôsobuje praskliny ktoré sa spájajú do momentu kým nevytvoria malé plochy, ktoré sa začnú oddeľovať od povrchu a vytvárajú povrchové krátery – pittingy obr.2.36.



Kontaktná porucha

Kontaktný tlak nevytvára poruchu priamo, ale podporuje vznik poruchy a je indexom jej veľkosti. 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]