

20. TVAROVÁ A ÚNAVOVÁ PEVNOSŤ

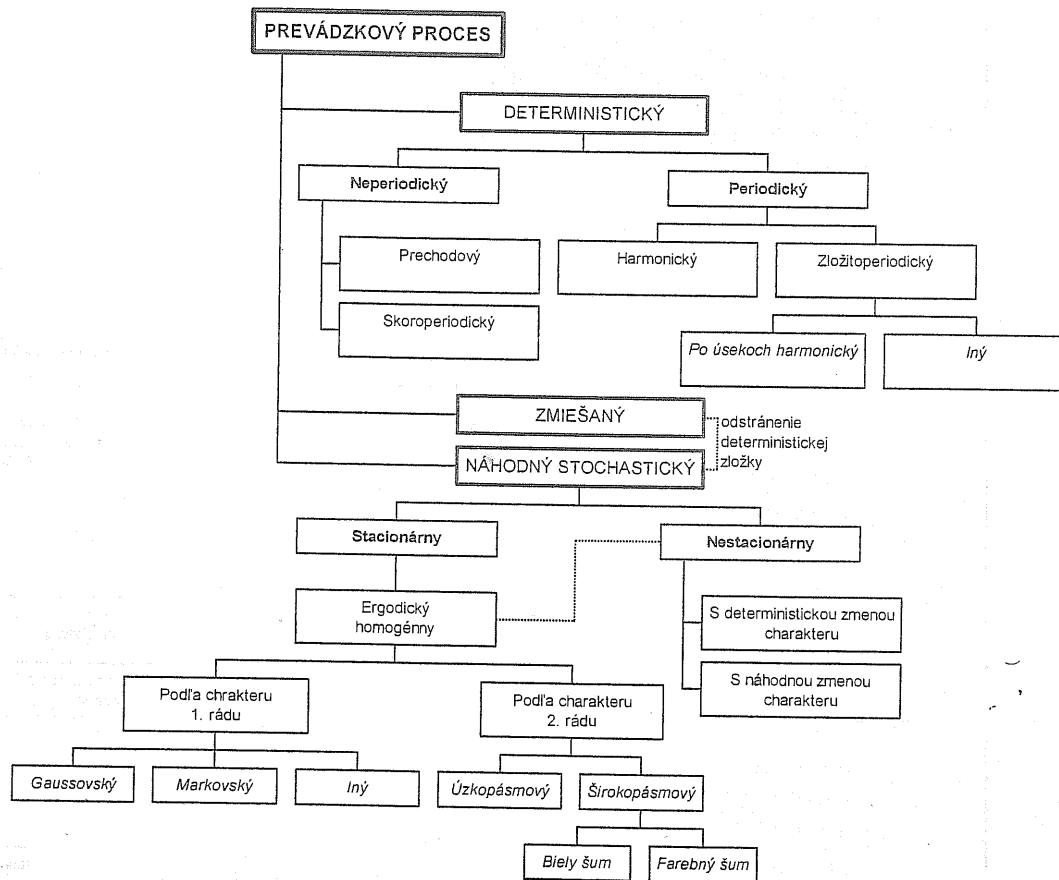
Pružnosť a pevnosť má dávať odpovede aj na niektoré otázky týkajúce sa funkčnej spoľahlivosti strojov. V súvislosti s tým nemožno obísť skutočnosť, že počas prevádzky sa silový účinok na mnohé prvky vo všeobecnosti mení svojou veľkosťou i smerom. Charakter týchto zmien (rýchlosť, frekvencia, amplitúda a pod.) má vplyv na to, či súčiastka bude spoľahlivo pracovať do konca predpokladanej životnosti.

Väčšina výpočtov v pružnosti a pevnosti je založená na výsledkoch skúšky ťahom. Táto skúška spôsobom zaťaženia a tvarom skúšobnej tyčinky nezodpovedá prevádzkovým podmienkam súčiastok strojov, ktoré sú stále zložitejšie (extrémne vysoké či nízke teploty, korózne vplyvy, účinky povrchového opotrebenia), so stále vyššími nárokmi na pevnosť a tuhosť. Pre vysvetlenie niektorých zákonitostí je potrebné upustiť od predstavy dokonalej stavby a dokonalých vlastností materiálu, a to hlavne v prípadoch, kde je snaha znížiť koeficient bezpečnosti s cieľom produkovať ekonomicky zdôvodnené konštrukcie. Je známe, že skutočný materiál má vo svojej stavbe množstvo nepravidelností a defektov, ktoré ovplyvňujú vlastnosti materiálu. V poslednej dobe sa čoraz viac presadzuje vykonávanie skúšok materiálu pri podmienkach bližších prevádzkovým, napr. pri vysokých teplotách, pri premenlivom namáhaní, kombinovanom zaťažení nielen skúšobných tyčiniek, ale aj konkrétnych súčiastok, či konštrukčných uzlov.

Výrazný vplyv na pevnosť konštrukčných prvkov má charakter časovej závislosti zaťažujúceho účinku. Priebehy zaťaženia mechanických sústav možno rozdeliť na dve základné triedy - na deterministické zaťaženia, ktorých veľkosť v ľubovoľnom okamihu možno definovať matematickou závislosťou, a na zaťaženia stochastické (obr. 20.1), ktoré môžu byť v závislosti od časovej zmeny stacionárne alebo nestacionárne. K prvej triede patrí napríklad harmonické zaťaženie nápravy železničného vagóna pohybujúceho sa po hladkých koľajniciach a tiež aj zložité periodické zaťaženie mechanizmu barana tvarovacieho stroja, Druhú triedu môže reprezentovať zaťaženie podvozku automobilu pohybujúceho sa po nerovnom teréne, zaťaženie zemných strojov určených pre terénne úpravy, zaťaženie lietadiel, lodí a pod.

Prípady s deterministickým zaťažením sa riešia v prevažnej miere metódami klasickej dynamiky, ktoré sú dobre rozpracované a pomerne presné. Náhodné procesy sú zložitejšie ako procesy deterministické, komplikovanejšia a časovo náročnejšia je aj ich registrácia a vyhodnocovanie. Preto sa v mnohých prípadoch nahrádzajú harmonickým procesom, často bez záruky aspoň približne odpovedajúcej náhrady skutočného procesu. Na základe citovaných prieskumov [4,40,45,67] len asi v 20% prípadoch možno považovať amplitúdy zaťaženia za konštantné. Pre ostávajúce prípady boli vypracované mnohé hypotézy týkajúce

sa spôsobu redukcie náhodných zaťažení na zaťaženie meniace sa podľa periodickej harmonickej funkcie, ktoré však ťažko môžu brať do úvahy niektoré skutočnosti, ako napr. vplyv preťaženia a splastizovania, redistribúciu reziduálnych napätí, miesto iniciácie únavovej trhliny a pod. Dôkladné vyšetrenie týchto procesov predpokladá individuálny prístup, často veľmi zdĺhavý a ekonomicky náročný, rešpektujúci špecifiká vyšetřovaného javu. Ďalej sa preto obmedzíme len na analýzu účinku periodického harmonického namáhania konštrukčných prvkov.



obr. 20.1

20.1. KLASIFIKÁCIA PERIODICKÉHO HARMONICKÉHO ZAŤAŽENIA

Napätie v materiáli vyjadrené intenzitou silového pôsobenia vnútorných síl je vo vzťahu k vonkajším mechanickým účinkom definované v predchádzajúcich kapitolách. V oblasti pružných deformácií je táto závislosť medzi zaťažením

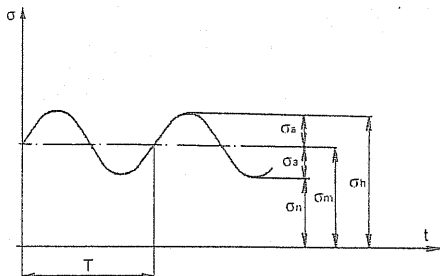
a napätím lineárna. Možno preto konštatovať, že v tejto oblasti bude zmena napätí kvalitatívne rovnaká ako zmena zaťažujúceho účinku. Vyjadríme časovú závislosť vonkajšieho účinku vzťahom

$$Q(t) = Q_0 + Q_1 \cdot \sin \omega t, \quad (20.1)$$

kde Q_0 je statická zložka zaťažujúcej sily,

Q_1 - amplitúda dynamickej zložky,

ω - kruhová frekvencia.



obr. 20.2

Kombináciou konštánt Q_0 , Q_1 , ω možno vyjadriť priebeh ľubovoľného harmonického zaťaženia. Pre známe funkcie $\sigma = f_1(Q)$, resp. $\tau = f_2(Q)$ možno určiť napätia $\sigma = \sigma(t)$, resp. $\tau = \tau(t)$, ktoré možno klasifikovať na základe nasledujúcich charakteristických veličín (obr. 20.2):

σ_h je horné napätie (algebraicky najväčšie napätie),

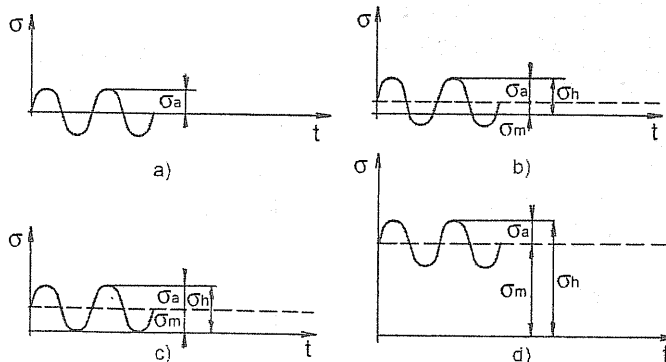
σ_n - dolné napätie (algebraicky najmenšie napätie),

$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2}$ - stredné napätie (algebraická stredná hodnota horného a dolného napätia), (20.2)

$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2}$ - amplitúda napätia,

$R = \frac{\sigma_n}{\sigma_h}$ - súčiniteľ nesúmernosti zaťaženia, (20.3)

T - perióda kmitov.



obr. 20.3

Jednotlivé typy periodického namáhania s hodnotami charakteristických veličín sú na obr. 20.3.

- striedavo súmerné napätie (obr. 20.3 a)

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_h = \sigma_a, \quad R = -1,$$

- striedavo nesúmerné napätie (obr. 20.3 b)

$$|\sigma_m| < \sigma_a, \quad R \in (-1, 0),$$

- miznúce napätie (obr. 20.3 c)

$$|\sigma_m| = \sigma_a, \quad \sigma_h = 2 \cdot \sigma_a, \quad R = 0,$$

- pulzujúce napätie

$$|\sigma_m| > \sigma_a, \quad R \in (0, 1).$$

20.2. ÚNAVOVÝ LOM

Únavový lom charakterizuje porušenie materiálu pri premenlivom zaťažení. Lom sa vyvíja počas dlhšej doby bez toho, aby sa jeho okolie podstatnejšie deformovalo. Má svoje charakteristické vlastnosti vyplývajúce z mechanizmu procesu porušenia, pre ktorý sa zaužíval termín únava materiálu. Únavu materiálu možno teda vo všeobecnosti definovať ako proces zmien vlastností a stavu materiálu vyvolaný premenlivým zaťažením. Aj pri zaťažení materiálu napätím nižším ako je medza pružnosti dochádza v submikroskopických štruktúrach k nevratným zmenám. Pri premenlivom zaťažení, na rozdiel od zaťaženia statického, mení sa veľkosť ako pružnej deformácie, tak aj súbežne vznikajúcej mikroplastickej deformácie. Pri takto namáhanom materiáli dochádza postupne k nevratným zmenám, k vzniku malých plastických deformácií, ktoré po určitom počte napätíových zmien vedú k porušeniu materiálu pri napätí nižšom ako je medza pružnosti. Takto porušený materiál má charakteristickú lomovú plochu. Takzvaná únavová časť plochy lomu závisí od spôsobu namáhania, veľkosti statickej zložky napätia, od koncentrácie napätia, od teplotných a vnútorných napätí a pod. V tabuľke 20.1 sú uvedené lomové plochy odpovedajúce rôznym hladinám statickej zložky napätia a počiatocnej koncentracii napätia. Na obrázku je šrafovaním vyznačená plocha krehkého lomu. Tá je tým väčšia, čím je vyššia statická zložka napätia. Veľká počiatočná koncentrácia napätia je charakterizovaná zaoblenými okrajmi rozhrania medzi únavovým a krehkým lomom.

20.2.1. Wöhlerova krivka

Skúmame odolnosť materiálu vyjadrenú počtom cyklov potrebných na jeho porušenie pri striedavom zaťažení. Voľme súčiniteľ nesúmernosti $R = -1$, t. j. striedavo súmerný cyklus. Nezávisle premennou veličinou nech je veľkosť horného napätia (amplitúdy pre $R = -1$). Je zrejmé, že s klesajúcou hodnotou horného napätia bude počet cyklov do porušenia rásť.

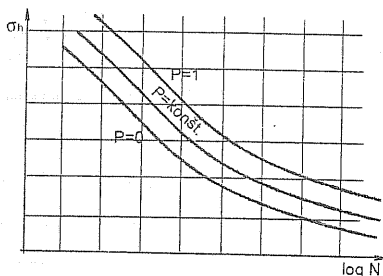
Tabuľka 20.1

Namáhanie		Hladké tyče		Tyče s miestnou koncentráciou napätia			
Názov	Schéma	veľmi namáhané 1	miernie namáhané 2	veľmi namáhané 3	miernie namáhané 4	veľmi namáhané 5	miernie namáhané 6
Ťah tlak		a) 0	b) 0	c) 0	d) 0	e) 0	f) 0
Jednostranný ohyb		g) 0	h) 0	i) 0	j) 0	k) 0	l) 0
Obojstranný ohyb		m) 0	n) 0	o) 0	p) 0	r) 0	s) 0
Ohyb za rotácie		t) 0	u) 0	v) 0	w) 0	y) 0	z) 0

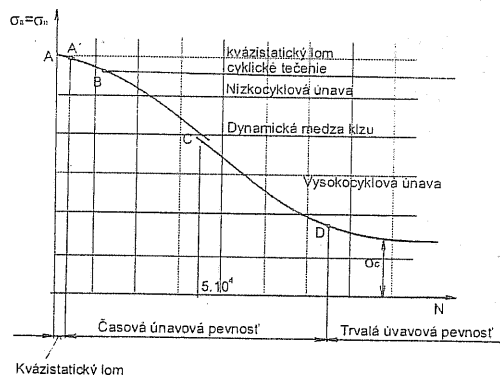
Výsledky týchto skúšok možno graficky znázorniť v rovine $\sigma - N$. Takto získané závislosti sa nazývajú *Wöhlerove krivky*. Na obr. 20.4 sú Wöhlerove krivky s konštantnou pravdepodobnosťou vzniku lomu pri striedavom namáhaní, pričom P_σ značí pravdepodobnosť, že skúšobná tyčinka pri danom napätí σ_h nevydrží N cyklov zaťaženia.

Pre konštrukciu a výpočet pevnosti strojných súčiastok sa využíva krivka $P_\sigma \rightarrow 0$, lebo teoreticky určuje napätie, pri ktorom pre daný počet cyklov nemôže dôjsť k únavovému lomu. Wöhlerovu krivku (obr. 20.5) možno rozdeliť na dve

základné oblasti - oblasť nízkokycklovej a oblasť vysokocycklovej únavy. Podľa publikovaných údajov hrubý odhad hranice medzi nízkokycklovou a vysokocycklovou únavou je 10^4 až 10^5 cyklov. Napätie prislúchajúce tejto hranici sa nazýva dynamická medza klzu, ktorá nemusí zodpovedať medzi klzu pri statickom namáhaní. Medzi jednotlivými úsekmi Wöhlerovej krivky sa môžu vyskytnúť prechodové pásma prejavujúce sa zmenou sklonu krivky a niekedy aj bodmi nespojitosti funkcie.



obr. 20.4



obr. 20.5

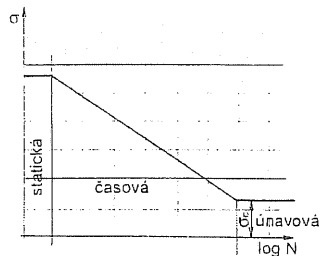
Oblasť nízkokycklovej únavy možno rozdeliť na tri úseky. Na úseku kvázistatického lomu AA' sa skúšobná vzorka poruší po niekoľkých desiatkach cyklov. Úsek cyklického tečenia AB je charakterizovaný nepretržitým narastaním plastickej deformácie až do lomu, ktorý sa tvarom nelíši od lomu statického. Prejavuje sa iba pri cyklicky mäknúcich alebo cyklicky stabilných materiáloch. Na úseku BC sa makroplastická deformácia hromadí menej intenzívne ako na úseku cyklického tečenia. Príčinou porušenia je striedavá plastická deformácia a v dôsledku nej vznikajúce únavové trhlinky. Tento proces prevláda pri spevňujúcich sa materiáloch, ktoré nemajú úsek cyklického tečenia.

Proces vysokocycklovej únavy možno rozdeliť vo všeobecnosti na štyri etapy - etapu plastickej mikrodeformácie, pri ktorej mechanické vlastnosti materiálu sa ešte nemenia, etapu mikroporušenia, charakterizovanej iniciáciou a šírením mikrotrhlín, etapu šírenia mikrotrhliny do kritického rozmeru a napokon etapu záverečného lomu.

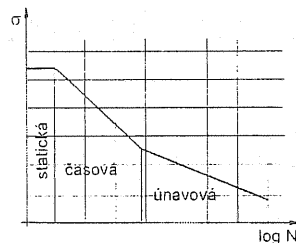
Wöhlerove krivky je vhodnejšie znázorňovať v systéme logaritmickej súradnic $\log \sigma - \log N$ alebo semilogaritmickej súradnic $\sigma - \log N$. Krivka únavy v súradniciach $\sigma - \log N$ pre striedavo súmerné zaťaženie je na obr. 20.6.

Posledná časť Wöhlerovej krivky sa blíži asymptoticky k hodnote medze únavy σ_c a možno ju považovať za rovnobežnú s osou počtu cyklov N . Tento tvar krivky možno považovať za typický pre materiály vyznačujúce sa deformačným starnutím, ktoré sa pri premenlivom namáhaní prejavuje cyklickým spevnením a zvýšením odolnosti voči únavy. Materiály, u ktorých sa nevyskytuje

efekt deformačného starnutia (najmä zliatiny hliníka), nemajú asymptotickú časť krivky (obr. 20.7), takže k porušeniu dochádza pri konečnom počte cyklov aj pri malých napätiach.



obr. 20.6

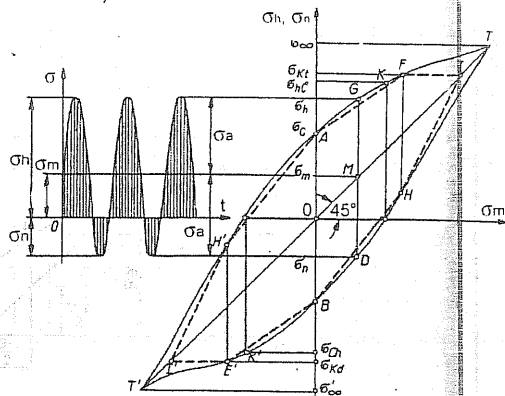


obr. 20.7

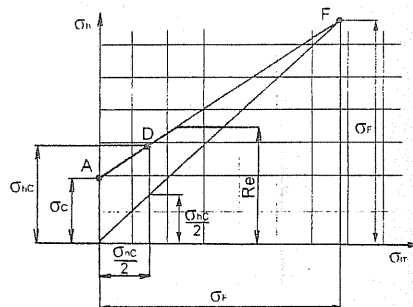
20.2.2. Vplyv stredného napätia na medzu únavy

Výrazný vplyv na medzu únavy má spôsob namáhania. Ukazuje sa, že striedavý súmerný cyklus zaťaženia je z hľadiska únavy najnepriaznivejší (medza únavy je najnižšia). S rastúcou hodnotou stredného napätia medza únavy rastie. Hraničné čiary pre rôzne hladiny požadovaných cyklov v súradnicovom systéme $\sigma_h - \sigma_m$ sú zrejmé zo Smithovho diagramu (obr. 20.8).

Oblasť ohraničená slučkami predstavuje najčastejší tvar Smithovho diagramu. Je vymedzená hraničnou čiarou pre počet cyklov považovaný za medzu únavy materiálu. V praktických aplikáciách sú hraničné čiary v Smithovom diagrame nahradzované priamkami, ktoré sa pretínajú s priamkou zvierajúcou s osami súradnicového systému upol 45° v tzv. fiktívnom bode F . Smithov diagram teda možno zostrojiť na základe hodnoty medze únavy pri striedavom súmernom namáhaní σ_c , hodnoty fiktívneho napätia σ_F a medze klzu R_e (obr. 20.9).



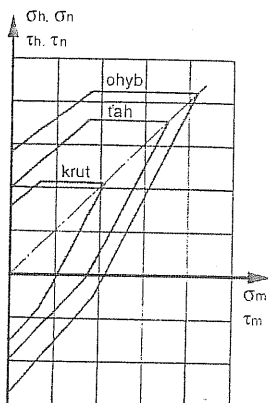
obr. 20.8



obr. 20.9

Ak nie je pre materiál k dispozícii medza únavy a fiktívne napätie, možno na základe doporučení Štátneho výskumného ústavu v Prahe pre ocele s medzou pevnosti $500 \div 1500 \text{ MPa}$ určiť údaje potrebné pre konštrukciu Smithovho diagramu zo vzťahov

- striedavo súmerný ťah – tlak $\sigma_C = 0,35 \cdot R_m$,
- miznúci ťah $\sigma_{hC} = 0,61 \cdot R_m$,
- striedavo súmerný krut $\tau_{Ct} = 0,25 \cdot R_m$,
- miznúci krut $\tau_{hCt} = 0,49 \cdot R_m$,
- striedavo súmerný ohyb $\sigma_{Co} = 0,43 \cdot R_m$,
- miznúci ohyb $\sigma_{hCo} = 0,74 \cdot R_m$.



obr. 20.10

Hodnoty boli získané skúškami na hladkých tyčiach s $\varnothing 10 \text{ mm}$. Pre iný priemer treba vyjadriť hodnotu medze únavy pre striedavo súmerný ohyb a krut sa zreteľom na súčinitele veľkosti. Zjednodušené diagramy pre rôzne druhy namáhania sú na obr. 20.10. Na základe uvedených údajov možno hodnotu fiktívneho napätia σ_F určiť vyjadrením súradnic priesečníka priamky preloženej bodmi $A [0, \sigma_C]$

a $D \left[\frac{\sigma_{hC}}{2}, \sigma_{hC} \right]$, (obr. 20.9) a priamky $\sigma_h = \sigma_m$, čím dostaneme bod F so súradnicou

$$\sigma_F = \frac{\sigma_C \cdot \sigma_{hC}}{2 \cdot \sigma_C - \sigma_{hC}} \quad (20.4)$$

20.2.3. Vplyv veľkosti namáhanej súčiastky na medzu únavy v ohybe a v krútení

Experimentálne bolo potvrdené, že skúšky pri cyklickom zaťažení nedávajú pri niektorých druhoch namáhania reprezentatívne výsledky pre skúšobné vzorky síce rovnakého tvaru, ale rôznych veľkostí. Predpokladá sa, že táto skutočnosť je dôsledkom viacerých faktorov súvisiacich s technológiou výroby vzoriek, homogenitou materiálu a podobne. Vplyv veľkosti sa jednoznačne uplatňuje pri tých druhoch namáhania, pri ktorých je napätie po priereze rozložené nerovnomerne (krútenie, ohyb). Medza únavy je tým vyššia, čím je väčší gradient napätia v priečnom priereze.

Pri striedavom ťahu je napätie po priereze rozložené rovnomerne. Vplyv veľkosti súčiastok na medzu únavy pri súčiastkach bežných rozmerov pri namáhaní striedavým ťahom tlakom sa zanedbáva. Preto medza únavy pri ťahu tlaku predstavuje základný údaj o chovaní sa materiálu.

Vplyv veľkosti pri výpočte berieme na zreteľ pomocou súčiniteľov veľkosti (tabuľka 20.2). Pre ohyb platí

$$\sigma_{Co} = \sigma_C \cdot v_o, \quad (20.5)$$

kde v_o je súčiniteľ veľkosti pri ohybe.

Podobne pre krut

$$\tau_{Ct} = \tau_C \cdot v_t, \quad (20.6)$$

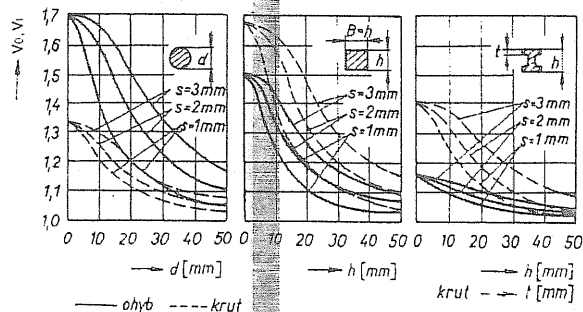
kde v_t je súčiniteľ veľkosti pri krute.

Pretože pri šmyku ide o rovinnú napätosť, ekvivalentné napätie, ktoré možno porovnať s údajom napätia pri namáhaní na ťah, určíme pre túto napätosť na základe teórií pevnosti. Tak napríklad pri použití HMM teórie pevnosti platí $\tau_C = 0,57 \cdot \sigma_C$.

Tabuľka 20.2

Medza klzu R_e [MPa]	Medza pevnosti R_m [MPa]	Pomer medze únavy pri striedavom ohybe k základnej medzi únavy $\frac{\sigma_{Co}}{\sigma_C} = v_o$	Pomer medze únavy pri striedavom krute k medzi únavy pri striedavom ohybe $\frac{\tau_{Ct}}{\sigma_{Co}} \approx 0,57 \cdot \frac{v_t}{v_o}$
180	370	1,41	0,53
200	400	1,39	0,54
220	450	1,30	0,58
260	540	1,24	0,59
280	580	1,27	0,59
320	680	1,34	0,59

Súčinitele veľkosti možno určiť z diagramov koncipovaných v závislosti od tvaru namáhaného prvku a od spôsobu namáhania. Typická závislosť súčiniteľa veľkosti od rozmeru (napr. od priemeru d , veľkosti strany, prípadne od iného parametra) je na obr. 20.11, kde symbolom s je označená hrúbka povrchovej vrstvy materiálu, ktorá zohľadňuje vplyv technologických úprav povrchu súčiastky.



obr. 20.11

Z uvedeného vyplývajú tieto závery:

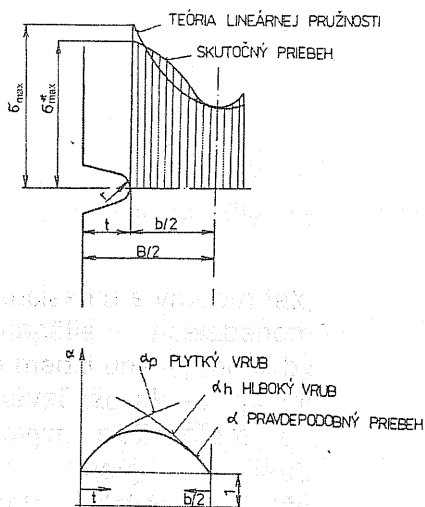
- Medza únavy pri striedavom ohybe je vyššia ako medza únavy pri ťahu a tlaku. Tento rozdiel je tým väčší, čím menší je rozmer prierezu tyče. Pre väčšie prierezy sa blíži hodnota súčiniteľa veľkosti k jednotke.
- Zvýšenie medze únavy pri striedavom súmernom ohybe oproti základnej medzi únavy pri striedavom súmernom ťahu a tlaku závisí od tvaru prierezu.

20.3. VPLYV TVARU NA MEDZU ÚNAVY

Výrazný vplyv na veľkosť medze únavy súčiastky má koncentrácia napätia predovšetkým na jej povrchu. Koncentrátormi napätia sú náhle zmeny tvaru súčiastky, nazývané *vruby*. V dôsledku koncentrácie napätia sa priamková napätosť v mieste vrubu mení na priestorovú, čím sa mení mechanizmus vzniku a šírenia trhliny pri únave.

Otázkami tvarovej pevnosti sa zaoberal Neuber, ktorý pri riešení volil dva krajné, kvalitatívne rozdielne prípady – hlboký vrub $t \gg b$ a plytký vrub $t \ll b$ (obr. 20.12). V prípade hlbokého vrubu, keď je oslabenie prierezu veľké, zasiahne zvýšenie napätia celý oslabený prierez a hĺbka vrubu sa výrazne neuplatní. Pri plytkom vrube sa nominálne napätie mení v závislosti od šírky b málo, výraznejšie sa však uplatní hĺbka vrubu t .

Súčinitele tvaru hlbokého vrubu α_h , plytkého vrubu α_p a súčinitele tvaru všeobecného vrubu α v závislosti od hĺbky vrubu t sú na obr. 20.12. Závery Neuberových výpočtov sú spracované v nomogramoch.



obr. 20.12

Jeden z nomogramov je pre ilustráciu uvedený na obr. 20.13. Na základe *súčiniteľa tvaru* α možno napätovú špičku v koreni vrubu vyjadriť vzťahom

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot \alpha, \quad (20.7)$$

kde $\sigma = F \cdot A_{\text{osf}}^{-1}$ je nominálne napätie na oslabenej ploche.

Ak zaťažíme súčiastku s vrubom tak, že nominálne napätie v oslabenom priereze bude rovné medzi únavy, mohli by sme teoreticky očakávať, že ak sa uplatní vplyv vrubu s tvarovým súčiniteľom α , zníži sa medza únavy α -krát. Experimentálne bolo dokázané, že maximálne napätie v mieste vrubu σ_{\max}^* je nižšie ako teoretické maximum.

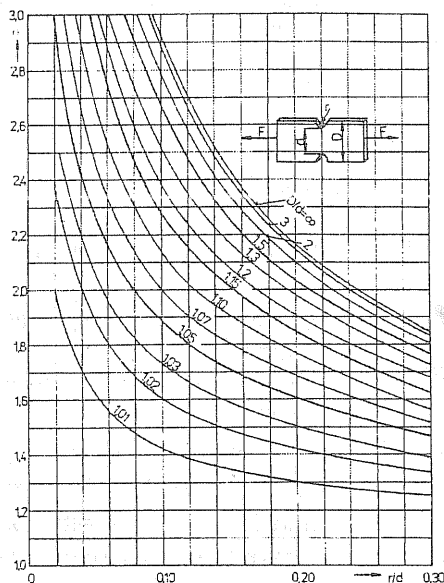
Možno ho vyjadriť ako násobok nominálneho napätia v tvare

$$\sigma_{\max}^* = \beta \cdot \sigma, \quad (20.8)$$

kde β je vrubový súčiniteľ.

Pomer efektívneho a teoretického zvýšenia napätia vo vrube závisí od materiálu a je charakterizovaný *súčiniteľom vrubovej citlivosti*

$$\eta_c = \frac{\sigma_{\max}^* - \sigma}{\sigma_{\max} - \sigma} = \frac{\beta - 1}{\alpha - 1}. \quad (20.9)$$



obr. 20.13

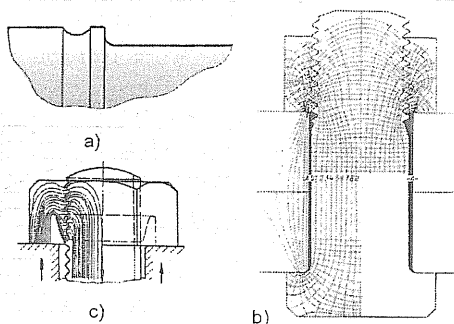
Ak je touto medznou hodnotou základná medza únavy, bude napätie na povrchu väčšie. Trhlinka sa môže šíriť, ak má určitú hĺbku a vzniká tiež pod povrchom. Ďalšie hypotézy vychádzajú z predstavy, že vznik únavového lomu závisí od priemernej veľkosti napätia pripadajúceho na určité zoskupenie (blok) zrn v koreni vrubu.

Z nomogramu na obr. 20.13 je zrejмый súvis medzi polomerom zaoblenia koreňa vrubu a veľkosťou tvarového súčiniteľa α . Ak konštrukčné riešenie vyžaduje náhlu zmenu prierezu, napríklad pri uložení ložísk, pri vytvorení lôžka pre poistný krúžok, vybrania pre pero a pod., možno vrubový účinok zmierniť voľbou väčších polomerov zaoblení koreňa vrubu alebo vytvorením ďalších vrubov, ktoré síce nie sú funkčne nevyhnutné, ale ak ich berieme ako celok, tvoria akoby jeden vrub s väčším polomerom zaoblenia (obr. 20.14).

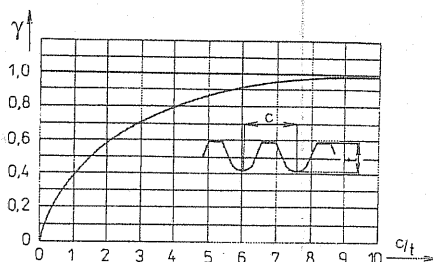
Ak pre daný materiál nie je k dispozícii presná hodnota súčiniteľa vrubovej citlivosti, možno použiť približný vzťah

$$\eta_c \cong \frac{R_e}{R_m}. \quad (20.10)$$

Celý rad výskumníkov sa pokúšal o vytvorenie dokonalejšej a ucelenejšej teórie umožňujúcej predpovedať nebezpečie vzniku únavového lomu vhodným pevnostným výpočtom. Rozdielne hodnoty tvarového a vrubového súčiniteľa možno vysvetliť niekoľkými hypotézami. Prvá skupina hypotéz vychádza z predstavy o vlastnostiach povrchovej vrstvy, v ktorej sa šíri únavový lom s prihľadnutím na gradient napätia. Podľa Petersona je ku vzniku únavového poškodenia potrebné, aby napätie dosiahlo medznú (kritickú) hodnotu v určitej hĺbke pod povrchom súčiastky.



obr. 20.14



obr. 20.15

Zmierňujúci účinok susedných vrubov sa pri určovaní tvarového súčiniteľa α berie do úvahy zavedením výpočtovej hĺbky vrubu

$$t^* = t \cdot \gamma, \quad (20.11)$$

kde γ je *zmierňujúci súčiniteľ*, ktorého závislosť od pomeru rozstupu vrubov c k hĺbke vrubu t je na obr. 20.15.

20.4. VPLYV POVRCHU NA ÚNAVOVÚ PEVNOSŤ

Pri výskume vplyvu akosti povrchu na únavovú pevnosť sa ukázalo, že čím má povrch hrubšie vruby, resp. mikrovruby spôsobené technológiou výroby alebo účinkom okolitého prostredia, tým je medza únavy nižšia. Najvyššiu medzu únavy vykazuje povrch jemne leštený, ktorý je normalizovaným povrchom pre skúšobné tyčinky. Hodnotu medze únavy pre inú kvalitu povrchu je potrebné korigovať pomocou *súčiniteľa akosti povrchu* η_P , ktorý udáva pomer medze únavy $\tilde{\sigma}_C$ súčiastky daného opracovania k medzi únavy σ_C vzorky s povrchom jemne lešteným. V zmysle uvedeného tvrdenia pre namáhanie cyklickým ťahom – tlakom platí

$$\eta_P \equiv \frac{\tilde{\sigma}_C}{\sigma_C} \quad (20.12)$$

a podobne pre ohyb a krútenie

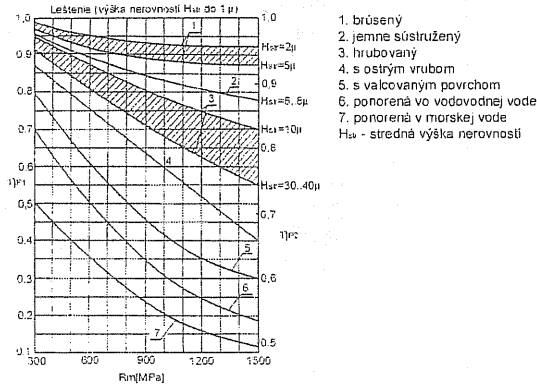
$$\eta_{p0} = \frac{\tilde{\sigma}_{C0}}{\sigma_{C0}}, \quad \text{resp.} \quad \eta_{pt} = \frac{\tilde{\tau}_{Ct}}{\tau_{Ct}}. \quad (20.13)$$

Najnepriaznivejší účinok na medzu únavy má trieskové opracovanie povrchu, pretože porušuje povrchovú vrstvu. Keďže táto technológia je najrozšírenejšia, sú hodnoty súčiniteľa povrchu udávané spravidla pre tento spôsob opracovania. V spojení s trieskovo obrobeným povrchom sa negatívne prejavuje vplyv korózie a všetkých procesov, ktoré narušujú väzby v koreni trhlín.

V prvej fáze vzniku únavových trhlín je rozhodujúca odolnosť povrchovej vrstvy materiálu. Postupy spevňujúce povrch sú napríklad valčekovanie, otryskávanie guľčkami, tepelné a chemicko-tepelné spracovanie (cementovanie,

otryskávanie s nasledujúcim kalením). Pokovovanie a elektrolytické leštenie medzi únavy znižujú. Vplyv kvality

povrchu, resp. pracovného prostredia súčiastky na hodnotu súčiniteľa akosti povrchu v závislosti od pevnosti materiálu je zrejmý z obr. 20.16.



obr. 20.16

Ak pri výpočte nie sú k dispozícii diagramy pre súčinitele povrchu pre ohyb a krútenie, možno použiť približné vzťahy

$$\eta_{po} \cong \eta_p \quad \text{pre ohyb,} \quad (20.14)$$

$$\eta_{pt} \cong \frac{1}{2} \cdot (1 + \eta_{po}) \quad \text{pre krut.}$$

20.5. MIERA BEZPEČNOSTI PRI CYKLICKOM NAMÁHANÍ

Miera bezpečnosti pri cyklickom zaťažení udáva (podobne ako pri statickom zaťažení), rezervu vytvorenú vzhľadom na namáhanie vyvolávajúce nebezpečný stav konštrukcie (súčiastky).

Vymedzme v ďalšom medze napätí, ktoré možno so zreteľom na únavu materiálu považovať za nebezpečné. Vychádzajme pritom z hodnôt medze únavy materiálu s prihliadnutím na vplyv stredného napätia. Hodnoty získané z definovaných, z hľadiska únavy materiálu výhodných podmienok, je potrebné korigovať a uplatniť všetky faktory, ktoré túto medzu v závislosti od reálnych podmienok (povrch, vrub, citlivosť materiálu na vrub) znižujú. Zjednodušený Smithov diagram pre súčiastku možno zostrojiť podobne ako pre materiál na základe nasledujúcich parametrov

- σ_C^* , σ_F , σ_K^* - pre cyklické zaťaženie ťahom,
- σ_{Co}^* , σ_F , σ_{Ko}^* - pre cyklické zaťaženie ohybom,
- τ_{Ct}^* , τ_F , τ_K^* - pre cyklické zaťaženie krutom.

Pritom σ_C^* , σ_{Co}^* , τ_{Ct}^* sú medze únavy pre striedavo súmerné zaťaženie ($R = -1$), pričom platí

$$\sigma_C^* = \sigma_C \cdot \frac{1}{\beta} \cdot \eta_p,$$

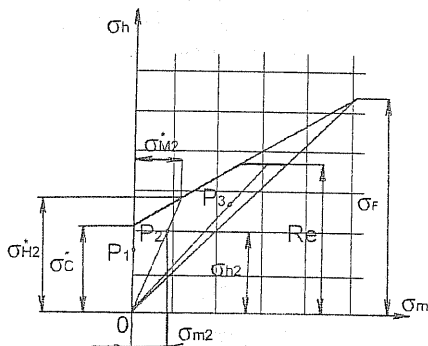
$$\sigma_{Co}^* = \sigma_C \cdot \frac{1}{\beta_o} \cdot \eta_{po} \cdot v_o,$$

$$\tau_{Ct}^* = \tau_C \cdot \frac{1}{\beta_t} \cdot \eta_{pt} \cdot v_t. \quad (20.15)$$

Pre medze klzu pre jednotlivé druhy namáhania na únavu môžeme približne písať

$$\begin{aligned}\sigma_K^* &\equiv R_e, \\ \sigma_{K0}^* &\equiv 1,2 \cdot R_e, \\ \tau_K^* &= (0,5 - 0,6) \cdot R_e.\end{aligned}\quad (20.16)$$

Konstruktúra Smithovho diagramu pre súčiastku namáhanú ťahom je zrejmä



obr. 20.17

z obr. 20.17. Pri určovaní miery bezpečnosti je potrebné porovnávať namáhania s rovnakým súčiniteľom nesúmernosti. Určme mieru bezpečnosti pre rôzne pracovné režimy súčiastky, definované bodmi $P_i [\sigma_{mi}, \sigma_{hi}]$ ($i = 1, 2, 3$), ktorej Smithov diagram je na obr. 20.17. Najväčšiu prípustnú hodnotu zaťaženia pri zachovaní súčiniteľa nesúmernosti charakterizuje priesečník medznej čiary diagramu s priamkou preloženou bodmi 0 a P_i .

Miera bezpečnosti pre jednotlivé pracovné režimy, ako vyplýva z obrázku, je

$$k_1 = \frac{\sigma_C^*}{\sigma_{h1}}, \quad k_2 = \frac{\sigma_{H2}^*}{\sigma_{h2}} = \frac{\sigma_{M2}^*}{\sigma_{m2}}, \quad k_3 = \frac{\sigma_K^*}{\sigma_{h3}}. \quad (20.17)$$

Pretože hraničné čiary sú v zjednodušenom Smithovom diagrame matematicky jednoznačne definované, možno horné napätie na medzi únavy súčiastky, a tým mieru bezpečnosti vyjadriť analyticky vzťahom

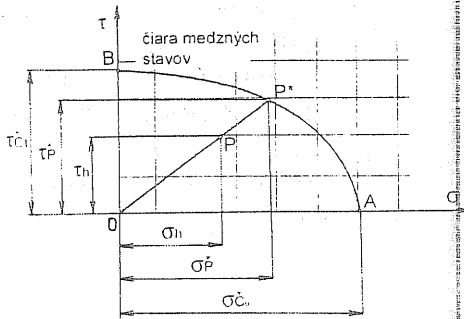
$$\sigma_H^* = \frac{\sigma_C^* \sigma_F \sigma_h}{\sigma_F \sigma_h + \sigma_C^* \sigma_m}, \quad (20.18)$$

pre $\sigma_H^* \leq \sigma_K^*$.

20.6. MIERA BEZPEČNOSTI PRI ZLOŽENOM NAMÁHANÍ NA ÚNAVU

Kombináciou dvoch alebo viacerých základných druhov namáhání pri vonkajšom s časom sa meniacom zaťažení dostávame zložené namáhanie na únavu. O zloženom namáhaní na únavu hovoríme aj v prípade, ak sa s časom menia napätia len od jedného druhu namáhania a napätia od ostatných druhov sú konštantné.

Typickým príkladom zloženého namáhania na únavu je rotujúci hriadeľ namáhaný na krut a ohyb. Pri rotácii sa napätia od ohybu menia striedavo súmerne. Napätie od krútenia môže byť konštantné, alebo s časom premenné.



obr. 20.18

Mieru bezpečnosti pri zloženom namáhaní určíme pomocou čiary medzných stavov (obr. 20.18). Hraničné hodnoty – úseky na súradnicových osiach sú dané medzou únavy vyšetrovanej súčiastky pri ohybe (bod A) a medzou únavy vyšetrovanej súčiastky pri krútení (bod B).

Pri jednej zložke nezávislej od času hraničnou hodnotou je medzná hodnota pri statickom zaťažení.

Medznú čiaru medzi hraničnými hodnotami A a B pre daný materiál a spôsob namáhania s dostatočnou presnosťou možno nahradiť elipsou, ktorej rovnica je

$$\left(\frac{\sigma_P}{\sigma_{Co}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_P}{\tau_{Ci}} \right)^2 = 1. \quad (20.19)$$

Aby bola miera bezpečnosti k_v súčiastky pri zloženom namáhaní väčšia ako 1, musí ležať prevádzkový bod $P(\sigma_h, \tau_h)$ pod medznou čiarou. Ak bod P je bodom medznej čiary, je miera bezpečnosti $k_v = 1$.

Pri určovaní odpovedajúceho medzného zaťaženia pri zloženom namáhaní zachováваме pomer medzi zaťažieniami. Miera bezpečnosti pri zloženom namáhaní je rovná

$$k_v = \frac{\sigma_P}{\sigma_h} = \frac{\tau_P}{\tau_h}. \quad (20.20)$$

Zo vzťahu (20.20) vyplýva

$$\begin{aligned} \sigma_P &= k_v \cdot \sigma_h, \\ \tau_P &= k_v \cdot \tau_h. \end{aligned} \quad (20.21)$$

Dosadením vzťahov (20.21) do rovnice (20.19) dostaneme

$$\left(\frac{k_v \cdot \sigma_h}{\sigma_{Co}} \right)^2 + \left(\frac{k_v \cdot \tau_h}{\tau_{Ci}} \right)^2 = 1. \quad (20.22)$$

So zreteľom na vzťahy (20.17) a po zavedení označení

$$k_o = \frac{\sigma_{Co}}{\sigma_h} \quad \text{a} \quad k_t = \frac{\tau_{Ci}}{\tau_h}$$

sú miery bezpečnosti pri čistom ohybe, resp. čistom krútení rovné

$$k_v = \frac{k_o \cdot k_t}{\sqrt{k_o^2 + k_t^2}} \quad (20.23)$$

Uvedený spôsob určenia miery bezpečnosti pri zloženom namáhaní na únavu je univerzálny. Nahradením skutočnej krivky, ktorú možno získať len experimentálnymi skúškami, časťou elipsy sa však zavádza do výpočtu určitá nepresnosť.

Pri zloženom namáhaní je možné jednoduchšie postupovať tak, že zloženú napätosť nahradíme kvázijednoosovou napätosťou pomocou niektorej teórie pevnosti. Podľa vhodne zvolenej teórie pevnosti určíme redukované napätie $\sigma_{C\text{red}}$ pri premenlivom namáhaní.

Pevnostná podmienka analogicky ako pri statickom zaťažení bude mať tvar

$$\sigma_{C\text{red}} \leq \sigma_H^* \quad (20.24)$$

Ekvivalentné napätia pri zloženom premenlivom namáhaní, napr. pre rovinnú napätosť (ohyb a krut) podľa jednotlivých teórií pevnosti budú:

- podľa Guestovej teórie pevnosti

$$\sigma_{C\text{red}}^G \leq \sqrt{\sigma_h^2 + 4 \cdot \tau_h^2} \quad (20.25)$$

Ak $\sigma_h = 0$, potom $\sigma_{C\text{red}}^G = 2 \cdot \tau_h$ a podmienka pevnosti má tvar

$$\sigma_{C\text{red}}^G = 2 \cdot \tau_h \leq \sigma_H^* \quad (20.26)$$

- podľa Huber – Mises – Henckyovej teórie pevnosti

$$\sigma_{C\text{red}}^{HMH} = \sqrt{\sigma_h^2 + 3 \cdot \tau_h^2} \quad (20.27)$$

Ak $\sigma_h = 0$, potom $\sigma_{C\text{red}}^{HMH} = \sqrt{3} \cdot \tau_h$

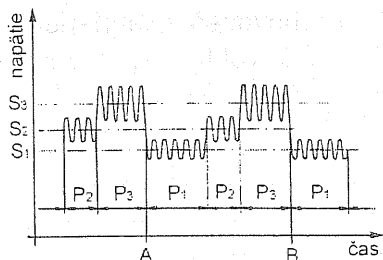
$$\sigma_{C\text{red}}^{HMH} = \sqrt{3} \cdot \tau_h \leq \sigma_H^* \quad (20.28)$$

Veľmi dobré výsledky dáva Huber – Mises – Henckyova teória pevnosti. Pri dimenzovaní podľa HMH a Guestovej teórie pevnosti pre tú istú mieru bezpečnosti sú rozmery súčiastky pri použití Guestovej teórie väčšie, Rankinovu teóriu možno použiť len pre materiály v krehkom stave.

20.7. KUMULÁCIA ÚNAVOVÉHO POŠKODENIA

Doteraz sme predpokladali, že zaťažovací cyklus je periodický. Množstvo strojových častí je namáhaných tak, že okrem pravidelne sa opakujúceho cyklu zaťaženia vznikajú občasné preťaženia (napr. pri rozbehu alebo zastavovaní stroja) a v iných častiach sa mení (plynule alebo skokovite) celý prevádzkový

režim. Predpokladajme, že celý cyklus zaťaženia sa skladá z blokov dielčích sínusových priebehov podľa obr. 20.19.



obr. 20.19

Jeden takýto blok prebehne v časovom intervale AB . Je zložený z p_1 cyklov S_1 (tak je symbolicky označená dvojica napätí σ_a, σ_m), z p_2 cyklov S_2 a z p_3 cyklov S_3 . Tento blok napätia sa opakuje do poruchy n -krát, takže cykly S_1 sa vyskytnú celkovo $np_1 = n_1$ -krát, podobne $n_2 = np_2$, $n_3 = np_3$.

Keby pôsobilo len napätie S_1 , bola by životnosť súčiastky N_1 -cyklov, podobne aj pre ostatné cykly zaťaženia pri napätí S_2 by bola životnosť súčiastky N_2 -cyklov a pri napätí S_3 by bola životnosť N_3 -cyklov. Ak je počet cyklov S_1 menší než N_1 , napr. n_1 , vzniká len čiastočné poškodenie materiálu, ktorého mierou je pomer $\frac{n_1}{N_1}$. Ak je tento pomer rovný jednej, vznikne porucha. Pre cykly podľa obr. 20.19 je mierou poškodenia materiálu súčet čiastkových poškodení

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3}. \quad (20.29)$$

Ak je tento súčet rovný jednej, vznikne porucha. Všeobecne môže blok zaťaženia pozostávať z väčšieho počtu dielčích sínusových cyklov. V takomto prípade je

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i}. \quad (20.30)$$

Porucha vzniká pri $D=1$. To je podstata Palmgrenovej – Minerovej lineárnej teórie poškodenia. Nepresnosť tejto teórie spočíva v tom, že zanedbáva význam poradia cyklov zaťaženia (poradie sčítancov nemá vplyv na súčet), že nepredpokladá žiadne poškodenie napätím pod medzou únavy (pre ktorú počet cyklov zaťaženia do lomu $N = \infty$) a že uvažuje lineárnu závislosť poškodenia materiálu na počte cyklov (čiastočne poškodenie spôsobené cyklami S_1 je priamo úmerné n_1). Zo skúsenosti je možné očakávať, že priebeh poškodenia bude prinajmenšom iný v dobe tvorenia zárodku únavového lomu ako v štádiu šírenia trhliny a že bude tiež závisieť od veľkosti napätia. Preto bola Minerova teória, ktorá často dáva príliš priaznivé predpovede životnosti súčiastok, korigovaná alebo nahradzovaná inými teóriami. Avšak väčšia prácnosť a zložitnosť nebýva vyvážená úmerným zvýšením presnosti. Prehľad týchto teórií je v početnej špeciálnej literatúre, [4,40,45,68].

20.8. ÚNAVA SÚČIASTOK NÁHODNÝM PRIEBEHOM ZAŤAŽENIA (STOCHASTICKÉ ZAŤAŽOVANIE)

Niektoré strojové časti sú namáhané napätím všeobecným v čase, závislom od okolností dopredu nedeterminovaných. Ako príklad uvidíme namáhanie automobilového rámu, ktoré prebieha podľa nepredvídateľných nerovností vozovky. Priebeh takéhoto zaťaženia je znázornený na obr. 20.20. Je možné vyjadriť ho rovnicou $\sigma = \sigma(t)$. Funkcia $\sigma(t)$ nie je síce periodická, avšak podlieha určitým štatistickým zákonitostiam. V intervale $-T < t < T$ je možné určiť strednú hodnotu napätia

$$\langle \sigma \rangle = \frac{1}{2T} \cdot \int_{-T}^T \sigma(t) dt, \quad (20.31)$$

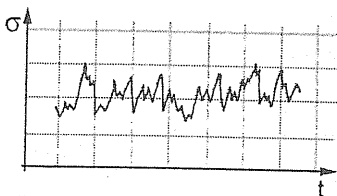
alebo strednú hodnotu kvadrátu napätia

$$\langle \sigma^2 \rangle = \frac{1}{2T} \cdot \int_{-T}^T \sigma^2(t) dt. \quad (20.32)$$

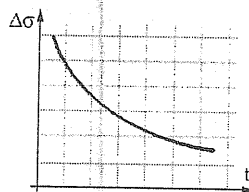
V limitnom prípade $T \rightarrow \infty$ (časovo neobmedzený proces zaťažovania), je tiež možné určiť autokorelačnú funkciu

$$\langle \sigma(t), \sigma(t + \tau) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \cdot \int_{-T}^T \sigma(t) \sigma(t + \tau) dt. \quad (20.33)$$

Ak je autokorelačná funkcia nezávislá od časového posunutia τ , je zaťažovací dej stacionárny, v tom prípade nezávisí $\langle \sigma \rangle$ ani $\langle \sigma^2 \rangle$ pri dostatočne veľkom T od voľby počiatku (od posunutia intervalu). Ak sleduje pravdepodobnosť odchýlky napätia od jeho strednej hodnoty nejaký štatistický zákon, napr. Gaussov zákon normálneho rozloženia, je taký proces úplne charakterizovaný parametrami tohto rozloženia, napr. stredným napätím $\langle \sigma \rangle$ a smerodajnou odchýlkou $\Delta\sigma$.



obr. 20.20



obr. 20.21

Obdobou Wöhlerovho diagramu je potom diagram získaný pre určitú hodnotu $\langle \sigma \rangle$, v ktorom sa na os úsečiek vynáša čas do poruchy súčiastky únavovým lomom a na os poradnic $\Delta\sigma$ (obr. 20.21). Ak poznáme taký diagram pre danú súčiastku, môžeme určiť jej životnosť.