

3.0 SPOLEHLIVOST A ŽIVOTNOST TLAKOVÝCH NÁDOB

Zvyšování výkonů zařízení s ohledem na zatěžovací parametry, rostoucí složitost konstrukcí, velikost a vyšší nároky na provoz kladou nároky na dimenzování všech navrhovaných částí tlakových nádob i na jejich spolehlivost a životnost.

3.1 Dimenzování rozdílně zatěžovaných systémů tlakových nádob

Při dnešním rychlém technickém rozvoji a velké spotřebě kovových materiálů je snaha dimenzovat zařízení z hlediska ekonomické účelnosti. Nejedná se jako dříve o zajištění dostatečně dlouhé provozní použitelnosti, tu lze zajistit vhodným předdimenzováním součástí. Současná tendence je vyžadovat provoz zařízení v optimálním časovém rozmezí s vysokou zárukou spolehlivosti, s maximálním využitím materiálu a jeho vlastností. Při dimenzování podle klasického postupu nesmí napětí, které vzniká v nádobě nebo její části účinkem provozního namáhání či jiných namáhání, překročit tzv. "dovolená namáhání" odvozená z materiálových vlastností, např. z meze kluzu nebo pevnosti v tahu, meze pevnosti v tečení, únavové pevnosti, atd. Podmínka bezpečnosti zní

$$x \cdot \sigma_e \leq \sigma_m \quad (3-1)$$

kde x je součinitel bezpečnosti, σ_e - ekvivalentní napětí a σ_m - mezní materiálová vlastnost; ta bývá udána většinou jako střední hodnota z řady naměřených hodnot.

Podmínku (3-1) je třeba napsat pro všechny kritické průřezy a materiály vyskytující se v zařízení. Uvedené kritérium však vyžaduje pouze splnění nerovnosti, čímž pro každý průřez vlastně platí jiný stupeň spolehlivosti. I když se v uvedené nerovnosti může používat různá velikost bezpečnosti x s ohledem na zatížení a tvar součástí, neexistuje žádné součtové měřítko spolehlivosti i s ohledem na to, zda v zařízení existuje pouze jeden nebo řada kritických průřezů. Ptejme se tedy, co nám v takovém případě součinitel bezpečnosti vypovídá. V původním pojetí by se měla uvažovaná součást nebo zařízení porušit teprve při x -násobném zatížení. Tato interpretace má však platnost pouze tehdy, jedná-li se jen o krátkodobé mechanické vlastnosti. V oblasti únavy nebo tečení, kde se tyto materiálové vlastnosti mohou měnit, to již neplatí. Ještě více pak vystoupí do předí obtížnost původní interpretace v případě, kdy musíme přihlídnout k náhodnému chování zatížení a materiálových vlastností. Vyjdeme-li ze vztahu (3-1), kde veličinu σ_m považujeme za náhodnou, pak i součinitel bezpečnosti definovaný poměrem $\sigma_m : \sigma_e$ musí být náhodnou veličinou; zde je pak možno použít pravděpodobnosti jako měřítko spolehlivosti. Stejně tak lze nalézt pravděpodobnost, že $\sigma_e < \sigma_m$, kde pod veličinou σ_e si lze představit závislost $\sigma_e(X_1)$, která vyjadřuje namáhání součástí nebo zařízení a X_1 jsou náhodné veličiny zahrnující jednotlivá zatížení. Obdobně $\sigma_m(Z_1)$ je veličinou pro popis mezního stavu a Z_1 jsou náhodné veličiny popisující vlastnosti materiálu.

Podle toho, jaký se vyžaduje vztah mezi uvedenými veličinami σ_e a σ_m , lze pravděpodobnostní metody roztrždit do tří skupin, tj. na metodu

- 1) extrémních hodnot,
- 2) funkcionálních extrémů,
- 3) exaktní.

1) Metoda extrémních hodnot vychází z podmínky, že

$$\sigma_e (X_{i \text{ ex}}) < \sigma_m (Z_{j \text{ ex}}) \quad (3-2)$$

kde $X_{i \text{ ex}}$ a $Z_{j \text{ ex}}$ jsou extrémní hodnoty, které mohou být překročeny nebo podkročeny jen s určitou pravděpodobností $P(X_{i \text{ ex}})$ nebo $P(Z_{j \text{ ex}})$. Při vzájemné nezávislosti veličin $X_{i \text{ ex}}$ a $Z_{j \text{ ex}}$ lze dokázat, že pravděpodobnost dosažení mezního stavu (riziko dosažení mezního stavu) podle podmínky (3-2) bude ležet v intervalu [4, 19]

$$\prod_{i=1}^m P(X_{i \text{ ex}}) \cdot \prod_{j=1}^n P(Z_{j \text{ ex}}) \leq P(\sigma_e \geq \sigma_m) \leq \max_{i,j} \{P(X_{i \text{ ex}}), P(Z_{j \text{ ex}})\} \quad (3-3)$$

2) Metoda funkcionálních extrémů je vyjádřena podmínkou

$$\sigma_{e, \max} (X_i) < \sigma_{m, \min} (Z_j) \quad (3-4)$$

kde $\sigma_{e, \max}$, $\sigma_{m, \min}$ jsou hodnoty odpovídající určité pravděpodobnosti $P(\sigma_e)$ a $P(\sigma_m)$. Při vzájemné nezávislosti funkcionálů σ_e , σ_m lze stanovit interval pro riziko dosažení mezního stavu

$$P(\sigma_e) \cdot P(\sigma_m) \leq P(\sigma_e \geq \sigma_m) \leq \max \{P(\sigma_e), P(\sigma_m)\} \quad (3-5)$$

3) Exaktní metoda vychází z toho, že se buď rozdíl $\sigma_e - \sigma_m$ nebo podíl σ_m / σ_e bere jako jediná náhodná veličina a riziko pro dosažení mezního stavu je dáno pravděpodobnostmi

$$P(\sigma_e - \sigma_m \geq 0) \text{ nebo } P\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_e} \leq 1\right) \quad (3-6)$$

Přibližný odhad v tomto případě již nelze provést, protože je nezbytné stanovit distribuční funkci veličin $\sigma_e - \sigma_m$ nebo σ_m / σ_e .

Pravděpodobnosti se vyjadřují distribučními funkcemi jednotlivých náhodných veličin σ_e , σ_m , které budou mít určité rozdělení pravděpodobností (např. normální rozdělení, Weibullovo normální, useknuté normální nebo logaritmicke-normální [3-20] dané funkcemi veličin σ_e a σ_m . Jako pro součást lze nyní uvažovat řetězec složený z jednotlivých součástí, jejichž pevnostní charakteristika je dána distribuční funkcí jako v případě jedné součásti. Řetězec je zatěžován silou nebo napětím σ_e opět podle použité distribuční funkce. Pak se zapíše podmínka dosažení mezního stavu. V tomto případě platí, že k poruše dojde tehdy, když napětí σ_e převyší pevnost nejslabšího článku řetězce

$$\sigma_e \geq \min \{ \sigma_{m,i} ; i = 1, 2, \dots, n \} = \sigma_{m, \min} \quad (3-7)$$

kde $\sigma_{m,i}$ je pevnost jednotlivých článků řetězce.

Volba pravděpodobnosti dosažení mezních stavů vychází ze tří možností, jež jsou ale subjektivní.

První spočívá v přepočtu stávajících zařízení s použitím pravděpodobnostních metod podle typu zařízení nebo závažnosti jeho bezporuchového provozu, přičemž se vychází ze stanovení určité střední hodnoty. Je to ryze empirická hodnota, protože závisí na zkušenostech výpočtáře.

Druhá vychází z hodnocení pravděpodobnosti výskytu jiných jevů katastrofické povahy. Ze statistik vyplývá, že např. úmrtí při železniční nehodě je 10^{-7} , kdežto při silniční nehodě je to již 10^{-2} ; dále např. pravděpodobnost zničení budov požárem je $2 \cdot 10^{-4}$ za rok.

Třetí varianta vychází ze stanovení rizika poruchy zařízení takovým způsobem, aby sledovaný jev vůbec nenastal. Tomuto požadavku vyhovuje při normálním rozdělení [2] pravděpodobnost řádu 10^{-3} . Při užití uvedených tří metod není vlastně zachycen vliv zařízení, následky škod či jiné aspekty.

Proto čtvrtá, již nesubjektivní cesta, ve které jsou podchyceny další vlivy např. význam zařízení, následky škod aj. vede přes ekonomický rozbor. V něm se vychází z vyjádření zisků Z , sestávajících z ceny na realizace zařízení R a ceny spojené s poruchou P a z výnosů V ; je-li pravděpodobnost poruchy p_r , pak z časové závislosti t se hledá maximalizace $Z(t)$

$$Z(t) = V(t) - R - P \cdot p_r(t) \quad (3-8)$$

Při tečení a únavě materiálů lze použít rovněž modelů distribučních funkcí se stanovením jejich středních hodnot a rozptylu. Setkáváme se zde s pojmem narůstání nebo kumulace poškození při únavě nebo tečení a únavě.

3.2 Narůstání plastických deformací při střídavém zatěžování

Všimneme si nejprve případů, kdy provozní zatížení vede k plastizaci některých vláken stěny konstrukce:

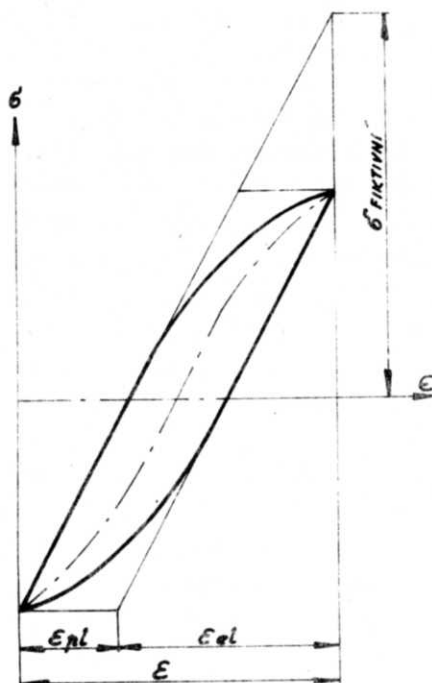
1. Postupné narůstání plastických deformací vedoucí ke kvazistatickému porušení,
2. střídavá plastizace v tahové a tlakové části vedoucí k nízkocyklové únavě materiálu,
3. po několika prvních cyklech překročení meze kluzu vzniká vlivem statické neurčitosti konstrukce zbytkové předpětí; pokud se nedosáhlo meze kluzu v tlaku a nevznikají-li nadále plastické deformace, konstrukce se prvním přetížením přizpůsobila. Ovšem při střídavém zatěžování o absolutním přerušení vzniku plastických deformací nelze mluvit. Při střídavém zatěžovacím cyklu vzniká hysterezní smyčka představující odezvu materiálu. Probíhá-li zatěžování hladkého vzorku uprostřed své životnosti v tahové a následně v tlakové části tak, že v obou oblastech překročí mez kluzu, vytvoří se smyčka podle obr.3.1. Použijeme-li pro vyjádření vztahu napětí a deformace inženýrský přístup, který umožňuje zanedbat relaxaci napětí, pak lze fiktivní napětí (které nemá v podstatě žádný fyzikální význam) vyjádřit celkovou deformací s pružným a plastickým podílem, jako

$$\sigma = E \frac{\epsilon}{2} = E \left(\frac{\epsilon_{el}}{2} + \frac{\epsilon_{pl}}{2} \right). \text{ Při začátku zatěžování se mění napě-}$$

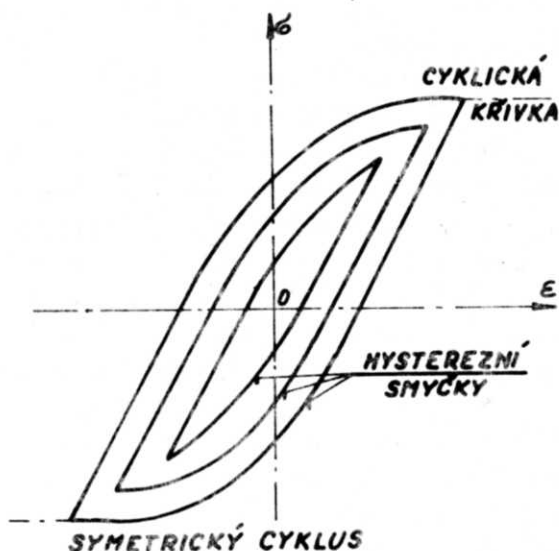
ťové a deformační poměry podle obr.3.2; během určité části únavového života přechází pak do stabilní hysterezní smyčky. Spojnici vrcholů stabilizovaných hysterezních smyček při různých amplitudách napětí nebo deformace tvoří základní cyklická křivka. Pokud nedochází u materiálu k výraznému ustálení vlastností, uvažuje se hysterezní smyčka v polovině doby života. Cyklickou křivku lze s dobrou aproximací popsat rovnicí

$$\sigma_a = K' \cdot \epsilon_{pl}^{n'} \quad (3.9)$$

kde K' je součinitel zpevnění - $K' = k'_f / (\epsilon_f)^{n'}$ a je vyjádřen



Obr. 3.1



Obr. 3.2

- k_f' - součinitelem únavové pevnosti,
- ϵ_f' - součinitelem únavové tažnosti,
- n' - exponentem cyklického zpevnění.

Pak amplituda deformace

$$\epsilon_a = \epsilon_{a\ el} + \epsilon_{a\ pl} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{1/n'} \quad (3.10a)$$

a její rozkmit

$$\Delta \epsilon_a = \frac{\Delta \sigma}{E} + \left(\frac{\Delta \sigma}{2^{1-n'} K'}\right)^{1/n'} \quad (3.10b)$$

Význam cyklické deformační křivky je pro cyklické zatěžování srovnatelný s významem tahového diagramu při statickém zatěžování.

3.2.1 Přizpůsobení se konstrukce přetížení

Při přizpůsobení se konstrukce přetížení vzniká malý rozkmit plastické deformace proti elasticke i při $\Delta \sigma \leq 2 \hat{\sigma}_K$. O absolutně ideálním přizpůsobení se mluví u ideálně pružně-plastického materiálu bez zpevnění. To znamená, že pokud dojde k přizpůsobení, vznikají plastické deformace pouze při prvním překročení meze kluzu; schopnost konstrukce přizpůsobit se přetížení, je takový stav, který je možno, ale nemusí se využít. Pokud se využije, ale nepřekročí se stav únosnosti, konstrukce se při statickém zatížení neporuší. Střídavá plastizace ale naopak vede k místním poruchám, ke změně tvaru konstrukce a ke zkrácení její životnosti. Ne vždy je třeba schopnosti přizpůsobení využívat, je nutno však princip pochopit. Velikost zatížení vedoucí k využití dvojnásobné pružné deformace po přizpůsobení se konstrukce přetížení, lze určit

1. pružnou analýzou,

2. pružně-plastickou analýzou,
3. experimentálně.

Opět se ukazuje, že pro inženýrské výpočty je nejpřístupnější první metoda, protože dává výsledky na straně větší bezpečnosti. Dolní hranici oblasti přizpůsobení lze určit řešením v pružném stavu pomocí statického teorému. Horní hranici určuje teorém kinematický. Nejpoužívanější je první Melanův, druhý Koiterův je na straně nižší bezpečnosti. Melanova věta popisuje princip přizpůsobení takto: Lze-li nalézt libovolnou samorovnovážnou soustavu zbytkových vnitřních sil takovou, že jejich součet s pružnými vnitřními silami, které vznikají vlivem proměnlivého vnějšího zatížení, nevyvolává v žádném místě intenzivní napětí na mezi kluzu (a to v libovolném čase a pro jakoukoliv kombinaci zatížení v čase), pak se konstrukce danému zatížení přizpůsobí.

Druhá kinematická Koiterova věta má následující interpretaci: Přizpůsobení nastane, pokud při všech možných cyklech rychlostí plastických deformací a libovolných zatíženích (v daných mezích) lze nalézt číslo větší než jedna tak, aby práce vnějších sil vynásobená tímto číslem byla větší než energie vnitřních sil. Práce vnějších sil je dána součinem sil působících na povrchu tělesa, rychlostí posuvu a uvedeného čísla; energie vnitřních sil součinem pole mezních napětí a polem přípustných rychlostí plastických deformací.

Výpočet součinitele přizpůsobení není závislý na počtu cyklů, jimiž se lze dostat z jednoho mezního stavu (kdy prvně dosáhneme meze kluzu = zatížení v prvním cyklu F_1^I) do druhého, kdy vzniklé zbytkové napětí při odlehčení dosáhne meze kluzu tlaku (zatížení ve druhém cyklu F_2^{II}); poté nastává již střídavé zplastizování [13]. Říkáme, že součinitel přizpůsobení k_p nezávisí na "historii zatěžování", závisí jen na poměru zatížení ve druhém cyklu F_2 ku zatížení v prvním cyklu s podmínkou

$$k_p = \frac{F_2^{II}}{F_1^I} \leq 2 \quad (3-11)$$

Tímto vztahem je též vyjádřena podmínka plasticity pro jednoosý případ; pokud se konstrukce po první plastizaci přizpůsobila, může pak pracovat s pružnými deformacemi v dvojnásobném rozsahu zatěžování proti zatěžování před plastizací. Při dvojosé napjatosti lze podmínku plasticity matematicky vyjádřit Geustovými (3.12) nebo Misesovými (3.13) podmínkami

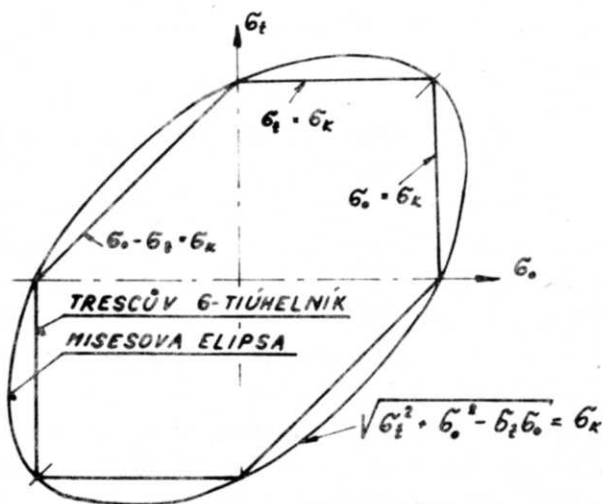
$$|\sigma_o| \leq \sigma_K ; |\sigma_t| \leq \sigma_K ;$$

$$|\sigma_o - \sigma_t| \leq \sigma_K \quad (3-12)$$

$$\sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_t^2 - \sigma_o \cdot \sigma_t} \leq \sigma_K \quad (3.13)$$

Přitom předpokládáme, že osové σ_o a obvodové napětí σ_t jsou napětí hlavní. Graficky je první podmínka vyjádřena Trescovým šestiúhelníkem, druhá Misesovou elipsou (obr.3.3).

Pro trojosou napjatost je nejvhodnější vyjádření podmínky plasticity



obr.3.3

Misesovým vztahem, jehož grafické znázornění dává elipsoid.

$$(\sigma_t - \sigma_o)^2 + (\sigma_o - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 \leq \sigma_K \quad (3-14)$$

Velmi přibližné řešení součinitele přizpůsobení podle Melanovy věty vychází z následujících předpokladů:

1) Zbytkové napětí σ^{zb} je úměrné napětí diskontinuálnímu σ^d a lze tuto závislost vyjádřit dvojím způsobem

$$\sigma^{zb} \sim \sigma^d \quad (3-15a)$$

$$\sigma^{zb} = -\frac{\alpha}{\bar{p}} \sigma^d \quad (3-15b)$$

kde $\bar{p} = \frac{pr}{s}$

2) napětí ve druhém cyklu σ^{II} je úměrné napětí v prvním cyklu σ^I , což opět ve dvojím vyjádření je

$$\sigma^{II} \sim \sigma^I \quad (3-16a)$$

$$\sigma^{II} = \sigma^I + \sigma^{zb} \quad (3-16b)$$

Zbytková napětí se mohou vytvořit buď u vnitřně staticky neurčité konstrukce nebo staticky neurčitě uložené konstrukce. Příkladem nechť je ocelový válec na jednom konci vetknutý (obr.3.4) zatížený vnitřním přetlakem p .

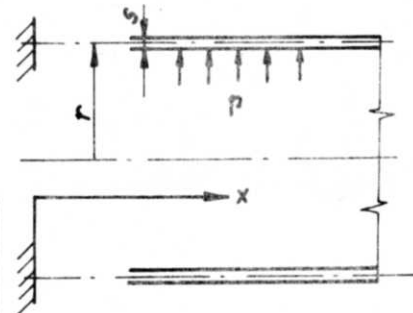
Staticky neurčité veličiny Q_{x0} a M_{x0} působící při rozpojení (pro $\mu = 0,3$)

$$Q_{x0} = -\frac{0,85 \cdot p}{\beta} ; \quad M_{x0} = \frac{0,85 \cdot p}{2 \cdot \beta^2}$$

Je-li vnitřní přetlak $p = 1$ MPa, poloměr válce $r = 1$ m a jeho tloušťka stěny $s = 10$ mm, pak membránové napětí v obvodovém směru $\sigma_t = pr/s = 1/0,01 = 100$ MPa a membránové napětí v osovém směru $\sigma_o = 0,5 \cdot \sigma_t = 50$ MPa.

Je-li hodnota

$$\beta = \frac{1,285}{\sqrt{rs}} = \frac{1,285}{\sqrt{1 \cdot 0,01}} = 12,85 \text{ m}^{-1}, \text{ pak}$$



obr.3.4

diskontinuální napětí osově v místě $x = 0$

$$\sigma_{x0}^d = \pm \frac{6 M_{x0}}{s^2} = \frac{6 \cdot 0,85}{2 \cdot 12,85^2 \cdot 0,01^2} = 154,4 \text{ MPa}$$

síla v obvodovém směru

$$N_{\varphi 0} = 2r \cdot \beta^2 \left[M_{x0} + \frac{Q_{x0}}{\beta} \right] = 2 \cdot 12,85^2 \left[2,574 \cdot 10^{-3} - \frac{6,615 \cdot 10^{-2}}{12,85} \right] = -0,85 \text{ MNm}^{-1}$$

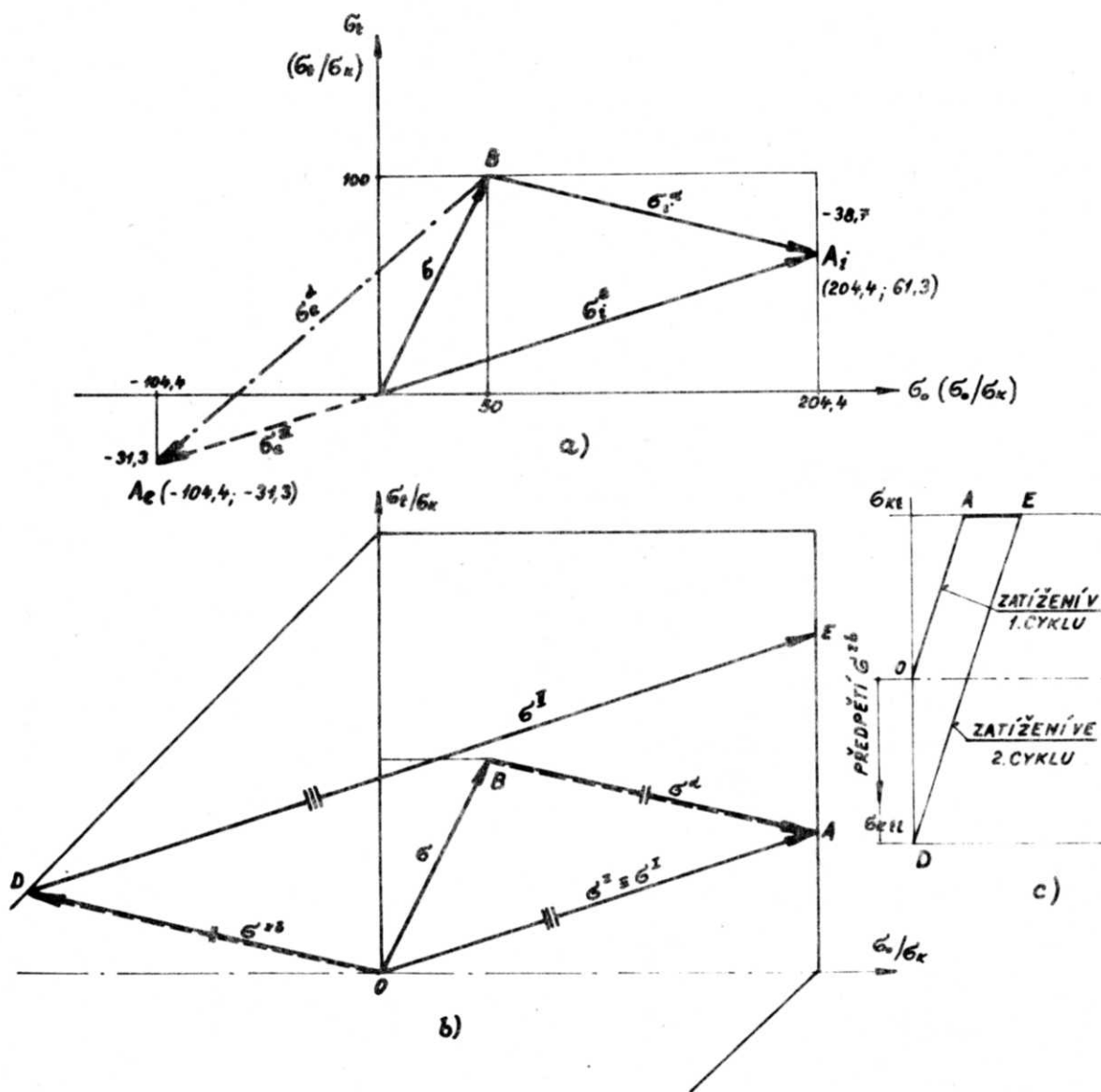
kde $M_{x0} = \frac{0,85}{2 \cdot 12,85^2} = 2,574 \cdot 10^{-3} \text{ MN}$ a $Q_{x0} = -\frac{0,85}{12,85} = -6,615 \cdot 10^{-2} \text{ MNm}^{-1}$

Pak diskontinuální napětí v obvodovém směru

$$\sigma_{\varphi} = \frac{N_{\varphi}}{s} \pm \mu \sigma_x^d = -85 \pm 46,3 = \begin{cases} -38,7 \text{ MPa} \\ -131,3 \text{ MPa} \end{cases}$$

Vypočtené hodnoty napětí lze pro vnitřní a vnější vlákna válce přepsat do přehledné tabulky

| | σ membránové | σ^d diskontinuální | σ^z celkové |
|-----------------|------------------------|------------------------------|-----------------------|
| napětí osové | | | |
| i | 50 | 154,4 | 204,4 |
| e | | -154,4 | -104,4 |
| napětí obvodové | | | |
| i | 100 | -38,7 | 61,3 |
| e | | -131,3 | -31,3 |



obr.3.5

3.2.1.1 Výpočet k_p graficky

Z podmínek (3-15a) a (3-15b) lze vypočítat součinitel přizpůsobení graficky (obr.3.5). Vynesme velikost membránového napětí: na vodorovnou osu osové $\sigma_o = 50$ MPa a na svislou obvodové $\sigma_t = 100$ MPa. Spojením s počátkem obdržíme bod B (obr.3.5a), dalším prodlužováním polopřímky \overline{OB} dostáváme směr růstu membránového napětí. Přičtením diskontinuálních složek osového $+154,4$ a obvodového napětí $-38,7$ MPa dostáváme bod A_1 celkového napětí ($\sigma_o^z = 204,4$ a $\sigma_t^z = 61,3$ MPa) na vnitřním vlákne, podobně přičtením složek $-154,4$ a $-131,3$ pro osové a obvodové diskontinuální napětí na vnějším vlákne dostáváme bod A_e pro celkové napětí na vnějším vlákne. Protože bod A_1 leží blíže k podmínkám plasticity než bod A_e , bude pro výpočet součinitele přizpůsobení rozhodující. Vyjádříme-li vynášené rozměry bezrozměrně jako poměr vypočtených napětí k napětí na mezi kluzu, tj. σ_o/σ_K a σ_t/σ_K , lze umístit podmínku plasticity přímo do bodu A_1 , který je nejvíce vzdálen od počátku a nejdříve protne Trescův šestiúhelník.

Další postup vyplývá z Melanovy věty: je-li zbytkové napětí σ^{zb} úměrné napětí diskontinuálnímu, budou obě napětí rovnoběžná. Zbytkové napětí bude v tlakové části diagramu a maximální hodnoty nabyde při dosažení podmínky plasticity, tj. při protnutí šestiúhelníka v bodě D (obr.3.5b). Analogie pro jednoosý případ ukazuje (obr.3.5c), kde jsou vyneseny odpovídající body z Treskova šestiúhelníka. Bod D je rovněž výchozím bodem pro zatížení ve druhém cyklu; jeho směr je podle (3-16a) dán směrnici celkového napětí v prvním cyklu. Průsečík s podmínkou plasticity určuje bod E. Součinitel přizpůsobení je pak určen poměrem úseček \overline{DE} a \overline{OA} , tj.

$$k_p = \frac{\overline{DE}}{\overline{OA}}$$

Podobný postup lze zvolit i při užití Misesových podmínek, zejména pro trojosou napjatost. Podmínka plasticity je vyjádřena podmínkou (3-14). Pokud σ_o , σ_t a σ_r nejsou hlavní napětí lze jak membránové tak i celkové napětí přepsat maticí

$$\sigma_{i,j,k}^z (\sigma_{i,j,k}^z) = \begin{vmatrix} \sigma_t & \tau_{to} & \tau_{tr} \\ \tau_{ot} & \sigma_o & \tau_{or} \\ \tau_{rt} & \tau_{ro} & \sigma_r \end{vmatrix}$$

Vektory těchto napětí mají opět koncové body B a A. Tyto body s počátkem O vytvářejí rovinu (obr.3.6a)

$$(\sigma_2^z \cdot \sigma_3 - \sigma_3^z \cdot \sigma_2)x - (\sigma_1^z \cdot \sigma_3 - \sigma_3^z \cdot \sigma_1)y + (\sigma_1^z \cdot \sigma_2 - \sigma_2^z \cdot \sigma_1)z = 0$$

Průsečnice roviny a elipsoidu

$$m \cdot x^2 + n \cdot y^2 - o \cdot x \cdot y = \sigma_K^2 \quad (3-17)$$

$$\text{kde } m = 1 - U + U^2$$

$$n = 1 - Z + Z^2$$

$$o = 1 + U + Z - UZ$$

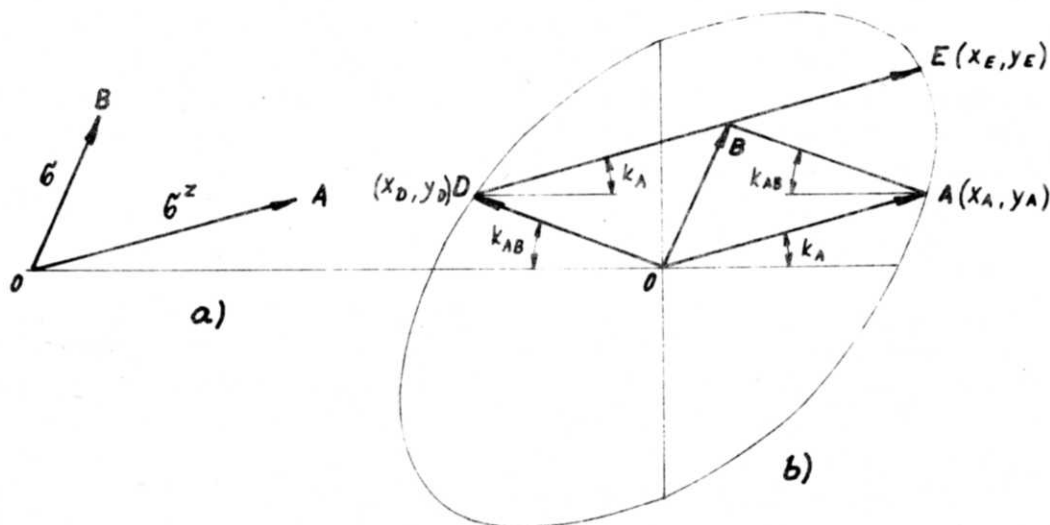
a dále

$$U = \frac{\sigma_3^z \cdot \sigma_2 - \sigma_2^z \cdot \sigma_3}{\sigma_1^z \cdot \sigma_2 - \sigma_2^z \cdot \sigma_1}$$

$$z = \frac{\sigma_1^z \cdot \sigma_3 - \sigma_3^z \cdot \sigma_1}{\sigma_1^z \cdot \sigma_2 - \sigma_2^z \cdot \sigma_1}$$

Směrnice spojnice \overline{OA} v rovině $x - y$

$$k_A = \frac{\sigma_2^z}{\sigma_1^z} \quad (3-18a)$$



obr.3.6

a směrnice pro diskontinuální napětí (spojnice \overline{AB})

$$k_{AB} = \frac{\sigma_2^z - \sigma_2}{\sigma_1^z - \sigma_1} \quad (3-18b)$$

Souřadnice bodu A a D v místech, kde protínají podmínku plasticity (vztažná souřadnice x'_A)

$$x'_A = \frac{x_A}{\sigma_K} = \frac{1}{\sqrt{m + nk_A^2 - ok_A}} \quad ; \quad x'_D = \frac{x_D}{\sigma_K} = \frac{-1}{\sqrt{m + nk_{AB}^2 - ok_{AB}}} \quad (3-19)$$

$$y'_A = k_A \cdot x'_A \quad ; \quad y'_D = k_{AB} \cdot x'_D$$

Rovnice přímky vycházející z bodu D (zatižení ve druhém cyklu)

$$y - y_D = k_A \cdot (x - x_D) \quad (3-20)$$

a její řešení s rovnicí (3-17) určí bod E; souřadnice y_E v bodě E

$$y'_E = K_2 \cdot y'_A \cdot x'_D \left[-K_1 \cdot x'_A \pm \sqrt{(K_1 \cdot x'_A - m + (\frac{1}{K_2 \cdot x'_D})^2)} \right] \quad (3-21)$$

s úpravami $K_1 = \frac{2m - o \cdot k_A}{2}$ a $K_2 = \frac{k_A - k_{AB}}{k_A}$

vedou na součinitel přizpůsobení

$$k_p = \left| 2 \cdot K_2 \cdot x'_D \sqrt{(K_1 \cdot x'_A)^2 - m + \left(\frac{1}{K_2 \cdot x'_D}\right)^2} \right| \quad (3-22)$$

Pro $K_2 < 0,1$ bude vždy $k_p = 2$

Pro obtížnější určení k_p lze pro konstrukci, která se ještě přizpůsobí stanovit, že součin celkového srovnávacího napětí a bezpečnosti x^Σ musí být

$$\sigma_e^\Sigma \cdot x^\Sigma \leq 1,5 \cdot k_p \cdot \sigma_K \quad (3-23)$$

příčemž $x^\Sigma > 1,5$. Srovnávací napětí σ_e^Σ

$$\sigma_e^\Sigma = \sqrt{\sigma_1^{\Sigma 2} + \sigma_2^{\Sigma 2} + \sigma_3^{\Sigma 2} - \sigma_1^\Sigma \cdot \sigma_2^\Sigma - \sigma_2^\Sigma \cdot \sigma_3^\Sigma - \sigma_3^\Sigma \cdot \sigma_1^\Sigma}$$

Redukce výpočtu součinitele přizpůsobení pro dvojosou napjatost spočívá v úpravách rovnic (3-21) a (3-19), kde velikosti $m, n, o = 1$, tedy

$$k_p = \left| 2 \cdot K'_2 \cdot x'_D \sqrt{(K'_1 x'_A - 1 + \left(\frac{1}{K'_2 \cdot x'_D}\right)^2} \right| \quad (3-22a)$$

a protože

$$x'_A = \frac{1}{\sqrt{1 + k_A^2 - k_A}} \quad \text{a} \quad x'_D = -\frac{1}{\sqrt{1 + k_{AB}^2 - k_{AB}}}$$

budou součinitelé

$$K_1 = \frac{2 - k_A}{2} \quad \text{a} \quad K_2 = \frac{k_A - k_{AB}}{k_A}$$

Podmínka plasticity: $\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sigma_K$

3.2.1.2 Výpočet k_p graficko-početní Leckieho metodou [10]

Metoda vychází z Melanovy věty za předpokladu splnění podmínek (3-15b) a (3-16b). Ve vztahu pro zbytkové napětí je konstanta úměrnosti $-\alpha/\bar{p}$, kde $\bar{p} = pr/s$. V tabulkách napětí (kap.3.2.1) jsou pro určitou poruchu membránového napětí membránová, diskontinuální a celková napětí vyjádřena buď v MPa nebo jako násobky některých z veličin pr/s . Pak i u konkrétních číselných údajů pro p, r, s lze tato napětí brát jako násobky \bar{p} a pro jakoukoli z těchto veličin pak získat lineární závislost. Tak např. pro již uvedený příklad vetknutého válce lze dosadit za $\sigma_{oi}^d = 154,4 \bar{p}$ a $\sigma_{ti}^d = -38,7 \bar{p}$; pak zbytková napětí

$$\sigma_{oi}^{zb} = -\frac{\alpha}{\bar{p}} \cdot \sigma_{oi}^d = -154,4 \alpha \quad \text{a} \quad \sigma_{ti}^{zb} = +38,7 \alpha$$

Druhá závislost (3-16b) pro napětí ve druhém cyklu při $\sigma^\Sigma \equiv \sigma^I$ vede na

$$\sigma_{oi}^{II} = \sigma_{oi}^\Sigma + \sigma_{oi}^{zb} = 204,4 \bar{p} - 154,4 \alpha; \quad \sigma_{ti}^{II} = \sigma_{ti}^\Sigma + \sigma_{ti}^{zb} = 61,3 \bar{p} + 38,7 \alpha$$

(3-23)

Podle Melanovy věty by tyto hodnoty neměly překročit ani meze kluzu v tahu ani meze kluzu v tlaku. Podmínky plasticity pro tento případ

$$|\sigma_{oi}^{II}| = \sigma_K ; |\sigma_{ti}^{II}| = \sigma_K ; |\sigma_{oi}^{II} - \sigma_{ti}^{II}| = \sigma_K \quad (3-24)$$

Vydělením těchto napětí mezi kluzu dostáváme bezrozměrné vyjádření těchto podmínek a dosazením z (3-23) lze psát

$$\begin{aligned} \text{a) } & \left| \frac{\sigma_{oi}^{II}}{\sigma_K} \right| = 1 = \left| 204,4 \frac{\bar{p}}{\sigma_K} - 154,4 \frac{\alpha}{\sigma_K} \right| \\ \text{b) } & \left| \frac{\sigma_{ti}^{II}}{\sigma_K} \right| = 1 = \left| 61,3 \frac{\bar{p}}{\sigma_K} + 38,7 \frac{\alpha}{\sigma_K} \right| \\ \text{c) } & \left| \frac{\sigma_{oi}^{II} - \sigma_{ti}^{II}}{\sigma_K} \right| = 1 = \left| (204,4 - 61,3) \frac{\bar{p}}{\sigma_K} - (154,4 + 38,7) \frac{\alpha}{\sigma_K} \right| = \\ & = \left| 143,1 \frac{\bar{p}}{\sigma_K} - 193,1 \frac{\alpha}{\sigma_K} \right| \end{aligned}$$

Zatížení v 1. cyklu \bar{p}_I / σ_K dosáhne meze kluzu v tahu a předpětí je ještě nulové $\alpha / \sigma_K = 0$. Podmínka plasticity se nejdříve dosáhne tam, kde úsek na ose \bar{p} / σ_K nebo α / σ_K , tedy převratná hodnota čísel v rovnicích a) až c) je minimální. Z první rovnice platí, že

$$204,4 \frac{\bar{p}^I}{\sigma_K} = 1 \quad \text{a tedy} \quad \left(\frac{\bar{p}^I}{\sigma_K} \right)_a = \frac{1}{204,4} = 4,89 \cdot 10^{-3}$$

Z druhé rovnice

$$\left(\frac{\bar{p}^I}{\sigma_K} \right)_b = \frac{1}{61,3} = 1,63 \cdot 10^{-2} \quad \text{a z třetí} \quad \left(\frac{\bar{p}^I}{\sigma_K} \right)_c = \frac{1}{143,1} = 6,99 \cdot 10^{-3}$$

jsou tyto hodnoty evidentně vyšší. Minimální hodnota je v rovnici a). Podobně se bude postupovat i při druhém zatížení (\bar{p}^{II} / σ_K). Najde se převratná hodnota předpětí, přičemž min. hodnota je v rovnici c)

$$\alpha / \sigma_K = \begin{aligned} & \text{a) } 1/154,4 = 6,48 \cdot 10^{-3} \\ & \text{b) } 1/38,7 = 2,58 \cdot 10^{-2} \\ & \text{c) } 1/193,1 = \underline{5,18 \cdot 10^{-3}} \quad \dots \dots \text{ minimum} \end{aligned}$$

Zpětným dosazením do rovnic a) až c) dostáváme

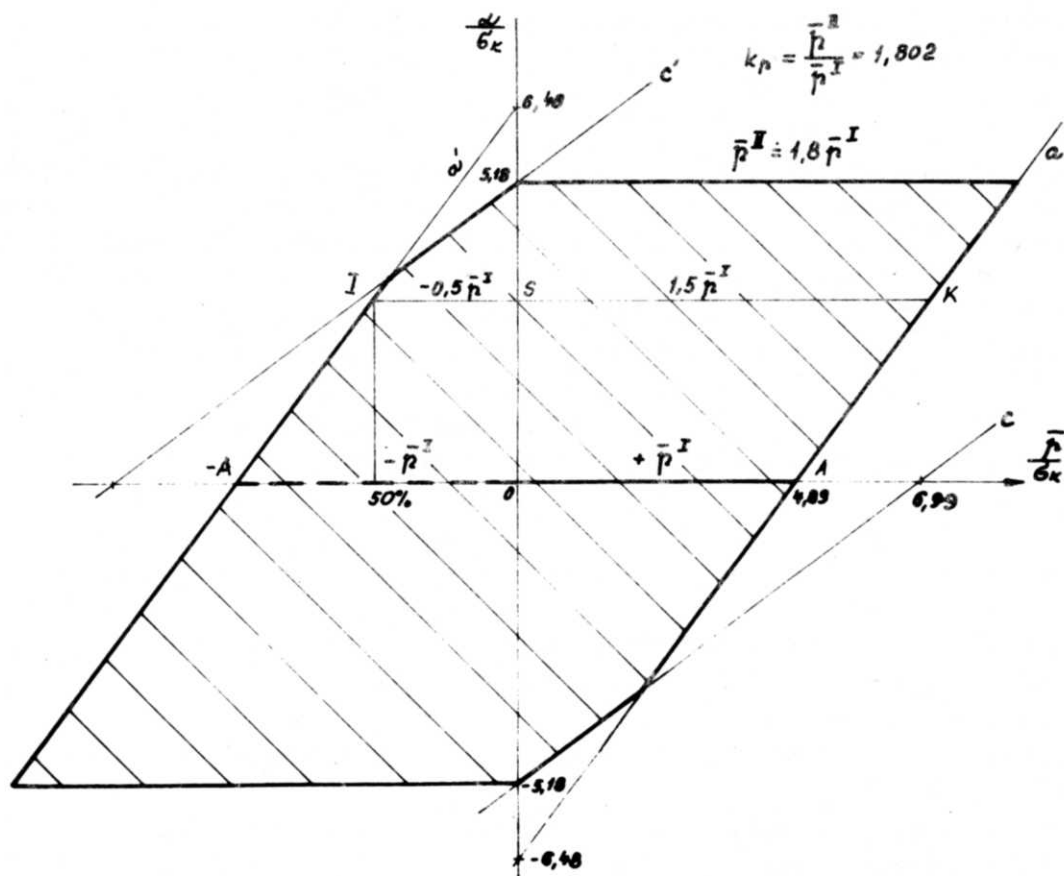
$$\begin{aligned} \text{a) } & 204,4 \frac{\bar{p}^{II}}{\sigma_K} = 1 + 154,4 \cdot 5,18 \cdot 10^{-3} \Rightarrow \left(\frac{\bar{p}^{II}}{\sigma_K} \right)_a = \frac{1 + 0,8}{204,4} = \underline{8,81 \cdot 10^{-3}} \quad \dots \underline{\underline{\text{min}}} \\ \text{b) } & 61,3 \frac{\bar{p}^{II}}{\sigma_K} = 1 - 38,4 \cdot 5,18 \cdot 10^{-3} \Rightarrow \left(\frac{\bar{p}^{II}}{\sigma_K} \right)_b = \frac{1 - 0,2}{61,3} = 1,305 \cdot 10^{-2} \\ \text{c) } & 143,1 \frac{\bar{p}^{II}}{\sigma_K} = 1 + 193,1 \cdot 5,18 \cdot 10^{-3} \Rightarrow \left(\frac{\bar{p}^{II}}{\sigma_K} \right)_c = \frac{1 + 1}{143,1} = 1,4 \cdot 10^{-2} \end{aligned}$$

Minimální hodnota vychází z rovnice a) a nyní již součinitel přizpůsobení

$$k_p = \frac{\left(\frac{\bar{p}^{II}}{\sigma_K}\right)_{\min}}{\left(\frac{\bar{p}^I}{\sigma_K}\right)_{\min}} = \frac{8,81 \cdot 10^{-3}}{4,89 \cdot 10^{-3}} = 1,802$$

Výsledky jsou přirozeně stejné jako u grafické metody pomocí Trescova šestiúhelníka. Byla vlastně použita podobná metoda založená na stejných předpokladech.

Grafické řešení vycházející z bezrozměrné závislosti \bar{p}/σ_K na α/σ_K umožňuje na rozdíl od předcházející metody sledovat "historii zatěžování"; na této závislosti lze vidět zatěžování v různých fázích přizpůsobení. Přímkami představující příslušné úseky na obou osách jsou omezujícími podmínkami plasticity, protože zatěžovací cykly musí ležet uvnitř vzniklého obrazce (obr.3.7). Přímkami b a b' jsou mimo obraz. Tak např. při cyklickém zatěžování od $-\bar{p}^I/\sigma_K$ do $+\bar{p}^I/\sigma_K$ (tj. od $-\overline{AO}$ do \overline{OA}) k plastizaci nedojde. Při změně zatížení do $+\bar{p}^{II}/\sigma_K$ (\overline{DE}) došlo k přizpůsobení s $k_p = 1,802$, tj. od hodnoty 0 do $\bar{p}^{II} \approx 1,8 \bar{p}^I$. Při částečné plastizaci lze cyklovat od $-0,5 \bar{p}^I$ (tj. \overline{IS}) do $+1,5 \bar{p}^I$ (tj. \overline{SK}), tedy ve stejném rozsahu pro danou konstrukci spoje jako při prvním rozkmitu; částečný součinitel přizpůsobení, který sice nemá takový význam jako $k_p = 1,802$, je v tomto případě (odečtený z grafu ve vyšrafované oblasti dané podmínkami plasticity) $k_p \text{ ISK} = \overline{SK}/\overline{OA} = 1,5$. Při úplném přizpůsobení (předpětí je nulové) je pak již



obr.3.7

možný rozkmit zatížení menší než v předcházejících případech, jak vyplývá ze srovnání úseček.

Pro přesnější výpočty vyjádřil Leckie závislost zbytkového napětí na diskontinuálním dvouparametrově.

Čím přesněji se zbytkové napětí vypočte, tím bude k_p vyšší. Protože zbytkové napětí $\sigma^{zb} = f(Q_{x0}^{zb}, M_{x0}^{zb})$ a tato závislost se dá vyjádřit jako úměrnost diskontinuálního napětí $\sigma^d = f(Q_{x0}^d, M_{x0}^d)$, pak

$$\begin{aligned} Q_{x0}^{zb} &= - \alpha \cdot Q_{x1}^d - \beta \cdot Q_{x2}^d \\ a \\ M_{x0}^{zb} &= - \alpha \cdot M_{x1}^d - \beta \cdot M_{x2}^d \end{aligned} \quad (3-25)$$

Kombinace diskontinuálních sil $Q_{x1,2}^d$ a momentů $M_{x1,2}^d$ se volí tak, aby vyšla maximální hodnota součinitele přizpůsobení. Obvyklým postupem je výpočet Q_{x1}^d a M_{x1}^d proveden pro rozměry stávající nebo navrhované konstrukce, hodnoty s indexem Q_{x2}^d a M_{x2}^d pro takové kombinace rozměrů, u nichž vyjde $k_p \max$.

3.3 Cyklické zatěžování

Při statickém zatížení se vliv součinitele přizpůsobení projevuje teprve při hodnotě blízké se $k_p = 2$. Protože velikost k_p blízké se 2 nebo rovný 2 jednoznačně neurčuje, zda se konstrukce přizpůsobí přetížení, užívá se jako další kritérium [13] součinitel koncentrace napětí, který by u hlavních poruch membránových napětí neměl překročit $k_\sigma = 3$. Tento součinitel vyplývá z podmínky dimenzování pro primární $\sigma_{\max} \leq \sigma_K / 1,5$ a pro sekundární napětí $\sigma_{\max}^* \leq k_p \cdot \sigma_K = 2 \cdot \sigma_K$ vychází pro $k_\sigma = \sigma_{\max}^* / \sigma_{\max} = 2 \cdot \sigma_K \cdot 1,5 / \sigma_K = 3$. U opakovaného namáhání je třeba u každého koncentrátoru napětí provést posouzení na nízkocyklovou únavu. Velikost dovolené amplitudy může být ovlivněna tedy každou tvarovou změnou vyvolávající poruchu membránového napětí. Za určitých okolností může dojít k poruše únavovým lomením při nízkocyklové nebo vysokocyklové únavě. Rozdíl mezi nízkocyklovou NCÚ a vysokocyklovou únavou VCÚ nespočívá jen v počtu cyklů do lomu (NCÚ od 10^3 do cca $5 \cdot 10^4$ cyklů, VCÚ pro více než 10^5 cyklu), ale též v charakteru lomové plochy. Oba případy se vyznačují silovým únavovým lomením vykazujícím se jemnozrnným tmavě matným povrchem. U vysokocyklové únavy je na lomové ploše znatelná pouze malá kontrakce, kdežto při nízkocyklové únavě jsou kontrakce velké, řádově 50 až 75%. Nehledě na problematiku vzniku únavové trhliny a jejího rozvíjení, což je jedna z možností hodnocení konstrukce při únavě a je řešena cestou lomové mechaniky, budou na tomto místě probrány způsoby výpočtu provozní doby nebo provozních cyklů zatížení do vzniku lomu vycházející z mezní únavové křivky (Wöhlerovy křivky). Ta udává závislost počtu cyklů do vzniku únavového lomu při daném výkmitu amplitudy napětí nebo deformace pro uvažovaný materiál (obr.3.8). Únavovou křivku lze setrojit:

- 1) Statistickým zpracováním výsledků zkoušek modelů součástí při modelovém zatížení (3-18)
- 2) vyhodnocením zkoušek únavy hladkých tyčí nebo tyčí s vrubem [3-8, 3-1] při střídavém zatížení s řízenou deformací
- 3) odhadem z empirických relací mezi pevnostními a únavovými charakteristikami daného typu materiálu [3.9, 3.11].

MEZ NÍZKOCYKLOVÉ ÚNAVY σ_{m1} PRO OCELE
S OHLEDEM NA TEPLOTU A POČET CYKLŮ

VYSVĚTLIVKY

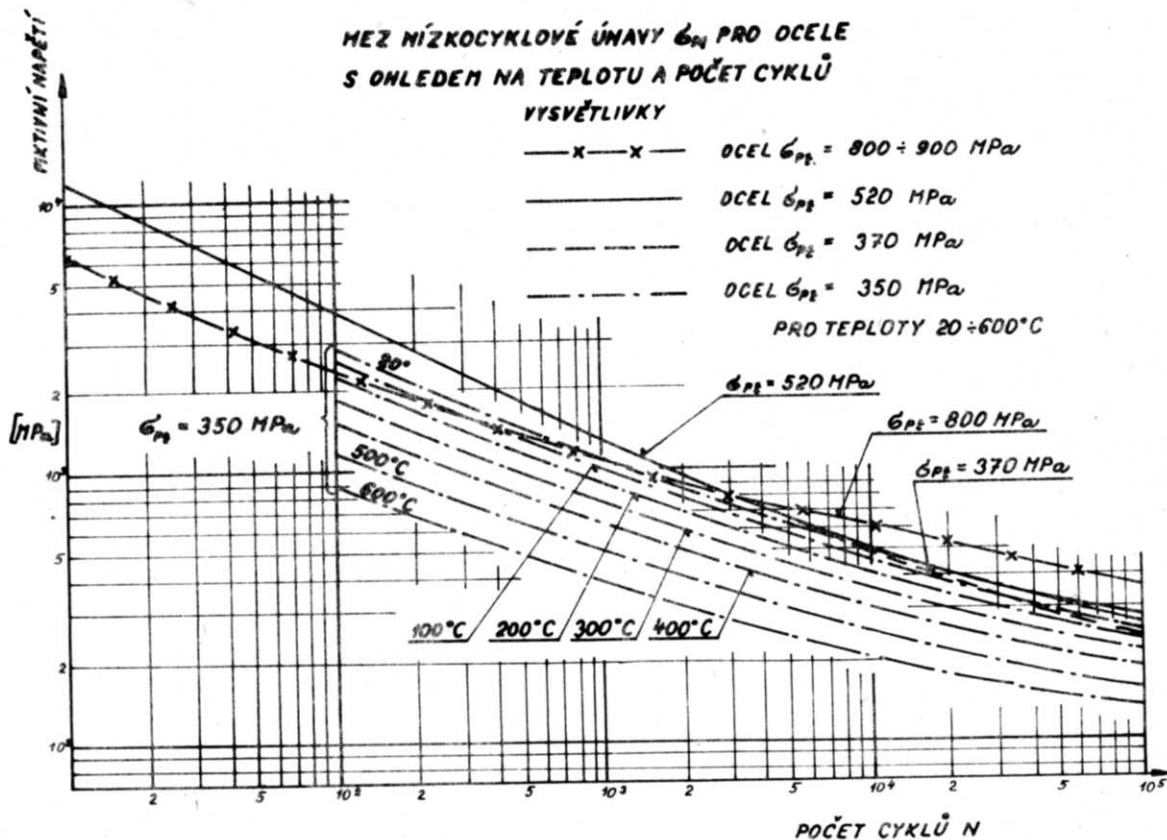
—x—x— OCEL $\sigma_{p2} = 800 \div 900 \text{ MPa}$

— — — OCEL $\sigma_{p2} = 520 \text{ MPa}$

- - - - OCEL $\sigma_{p2} = 370 \text{ MPa}$

— · — · — OCEL $\sigma_{p2} = 350 \text{ MPa}$

PRO TEPLoty 20 ÷ 600 °C



obr.3.8

Ve všech případech je nutná korekce na velikost koncentrátoru napětí, kvalitu povrchu a svarového spoje, rychlost zatěžování nebo na rozptyl výsledků zkoušek. Pro postup ad 3) se vychází ze souměrně střídavého zatěžovacího cyklu, kdy vzniká hysterezní smyčka, která zahrnuje jak pružné, tak i plastické deformace (obr.3.9) v kladné i záporné půlvině. Celkové deformace jsou $\epsilon = \epsilon_{el} + \epsilon_{pl}$. Fiktivní napětí σ (nemá fyzikální význam)

$$\sigma = E \cdot \frac{\epsilon}{2} = E \cdot \left(\frac{\epsilon_{el}}{2} + \frac{\epsilon_{pl}}{2} \right) \quad (3-26)$$

Z obr.3.9 vyplývá, že $\epsilon_{el} = 2 \cdot \Delta \sigma / E$. Plastická deformace ϵ_{pl} je podle Coffina [3.5 a 3.23] funkcí vykonaných cyklů při symetrickém cyklickém zatěžování N a kontrakce příčného průřezu ψ , tj.

$$\epsilon_{pl} = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{N}} \cdot \ln \frac{100}{100 - \psi} \quad (3-27)$$

Kromě tohoto výrazu pro plastickou deformaci existuje řada dalších empirických rovnic, v nichž se autoři snažili vyjádřit výsledky únavových zkoušek pomocí parametrů ze statické zkoušky [3-14].

Často se křivky životnosti vyjadřují pomocí amplitudy fiktivního napětí (rovnice 3-26). Nejznámější je úprava Langera [3-12] s použitím vztahu 3-27 pro plastickou a pro $\epsilon_{el}/2 = \Delta \sigma / E \sim \sigma_c$ mez únavy při souměrném střídavém kmitu σ_c :

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{E}{4 \cdot \sqrt{N}} \cdot \ln \frac{100}{100 - \psi} + \Delta \sigma = \\ &= \frac{E}{4 \cdot \sqrt{N}} \cdot \ln \frac{100}{100 - \psi} + \sigma_e = A + B \end{aligned} \quad (3-28)$$

Při zatěžování vzorku větším počtem cyklů než 10^5 je člen A v této rovnici menší než člen B, při menším počtu cyklů je tomu naopak. V prvním případě vzniká lom při dosažení mezního počtu cyklů při vysokocyklové, ve druhém případě při nízkocyklové únavě. Hodnota příčné kontrakce ψ se zjišťuje v okamžiku poruchy. Langerova úprava rovnice (3-28) pro uhlíkové oceli s mezí pevnosti v tahu $\sigma_{Pt} \sim 350$ MPa se používá pro části tlakových nádob po dosažení za $\psi = 50\%$ a $\sigma_c = 0,35 \sigma_{Pt}$; pak

$$\sigma_a = 0,173 \frac{E}{\sqrt{N}} + 0,35 \sigma_{Pt} \quad (3-29)$$

Dovolená amplituda při nízkocyklové únavě

$$\sigma_{aD} = \frac{\sigma_a}{X_a} \quad (3-30a)$$

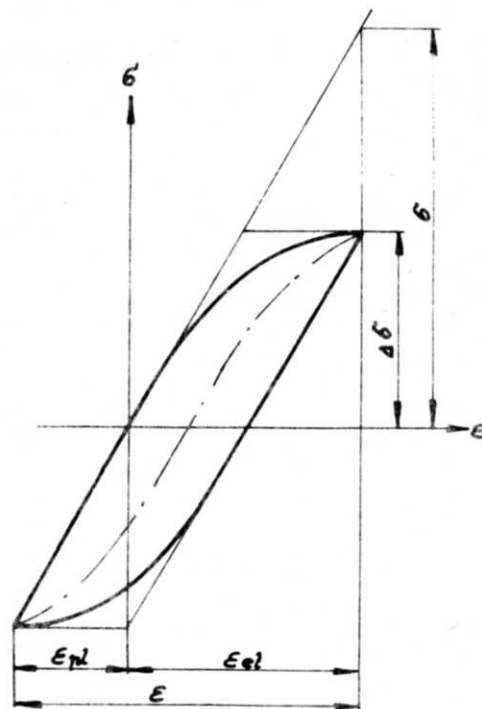
s bezpečností $X_a = 2$. Náhradou σ_a mezí únavy při větších počtech cyklů se nedopouštíme velké chyby. V případech, kdy $\epsilon_{el} = \epsilon_{pl}$, jsou chyby největší, ale jsou na bezpečné straně. Na využití vztahu (3-29) jsou založeny únavové křivky v ASME-Codu [3.1] jako tzv. konstrukční křivky (obr.3.8).

Experimenty prováděné střídavým ohybem na hladkých vzorcích nebo vzorcích s vrubem mají průběh funkce $\sigma_a = f(N)$ rozdílný podle druhu zatěžování: při měkkém (při konstantní amplitudě napětí - křivky b a c) a tvrdém zatěžování (s konstantní amplitudou deformace - křivka a) - viz obr.3.10. Z něho je vidět, že vliv koncentrace u křivky b klesá při nízkém počtu cyklů; při srovnání křivek a a c je vidět, že počet cyklů neovlivňuje velikost součinitele koncentrace. S ohledem na tvrzení [3-21], že skutečný součinitel koncentrace napětí je při vysokocyklové únavě menší než teoretický vypočtený z teorie pružnosti, lze usoudit, že i zde při použití teoretické hodnoty budeme na bezpečné straně. Proto pro koutové svary a některé šrouby lze připustit max. hranici $k_\sigma = 4$, u některých spojení desky a válce výjimečně $k_\sigma = 5$.

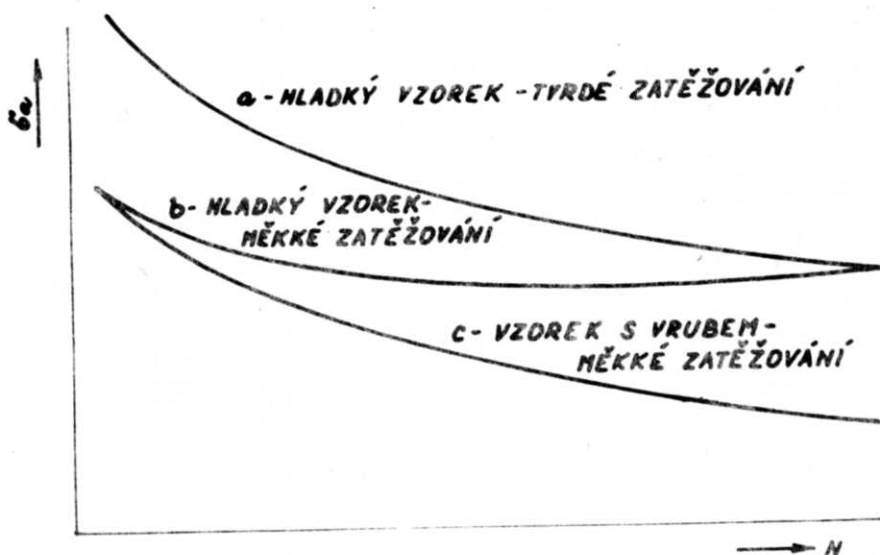
Výpočtová velikost dovolené amplitudy napětí je podle [3.6] omezena rovnicí

$$\sigma_{aD} = \frac{2300 - t}{2300} \frac{A}{\sqrt{x_N \cdot N}} + \frac{B}{x_\sigma} \quad (3-30b)$$

kde A, B jsou materiálové hodnoty [MPa]; pro části z uhlíkových ocelí (do 380°C) $A = 6 \cdot 10^4$ a $B = 150$; z nízkolegovaných ocelí (do 420°C), u nichž $B \geq 230$ MPa $A = 4,5 \cdot 10^4$ a $B = 230$; tam, kde $B < 230$ MPa $A = 4,5 \cdot 10^4$ a $B = 170$ MPa; z austenických ocelí (do 525°C) $A = 6 \cdot 10^4$ a $B = 270$
 $t = \text{maximální teplota } [^\circ\text{C}]$,



obr.3.9



obr.3.10

x_N - bezpečnost k počtu cyklů pro dobu života [3.17] ; $x_N = 10$

x_σ - bezpečnost k napětí ; $x_\sigma = 2$

Z uvedeného vztahu (3-30b) lze vypočítat dovolený počet cyklů

$$N_D = \frac{1}{x_N} \left[\frac{A}{\bar{\sigma}_a - \frac{B}{x_\sigma}} \cdot \frac{2300 - t}{2300} \right]^2 \quad (3-31)$$

kde $\bar{\sigma}_a$ je max. velikost hodnot $\{\sigma_a, B/x_\sigma\}$, kde

$$\bar{\sigma}_a = \frac{\sigma_D \cdot k_s \cdot k_{\sigma T}}{2} \cdot \frac{\Delta P}{P_D} \quad (3-32a)$$

pouze při rozkmitu tlaku nebo

$$\bar{\sigma}_a = \frac{\sigma_D \cdot k_s \cdot k_{\sigma T}}{2} \left(\frac{\Delta P_i}{P_D} + \frac{\Delta F_i}{F_D} + \frac{\Delta M_i}{M_D} \right) + \frac{k_{\sigma T}}{2} (E \cdot \alpha \cdot \Delta t_1 + |E_1 \alpha_1 - E_2 \alpha_2| \cdot \Delta t_2) \quad (3-32b)$$

Veličiny k_s = součinitel snížení únavové pevnosti svarového spoje (viz tab.3.1)

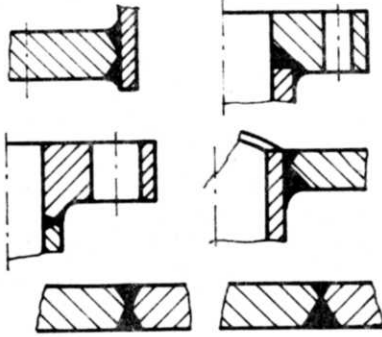
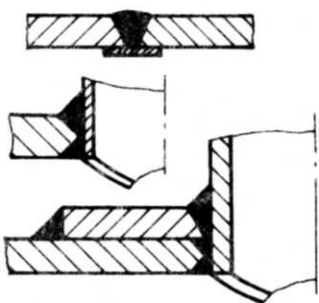
$k_{\sigma T}$ = tabulková hodnota součinitele koncentrace napětí pro spoje uvedené v tab.3.2.

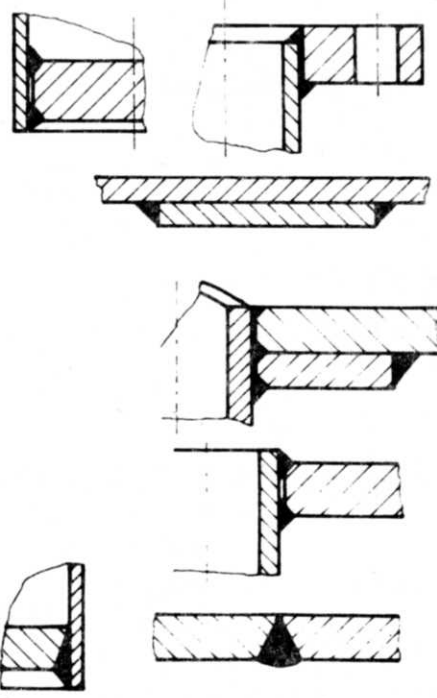
Výrazy (3-32a,b) uvažují rozkmitu tlaku Δp_i , síly ΔF_i nebo momentu ΔM_i . Druhý člen v rovnici (3-32b) zahrnuje vliv gradientu teploty Δt_1 sousedních bodů na stěně, příp. Δt_2 gradientu teplot ve spoji dvou různých materiálů s příslušnými moduly pružnosti v tahu E a součiniteli délkové teplotní roztažnosti $\alpha [K^{-1}]$.

Dovolená hodnota cyklického napětí σ_{cD} je korigována součinitelem k_s

$$a \quad k_{\sigma T} \quad \sigma_{cD} = \frac{2 \cdot \sigma_{aD}}{k_s \cdot k_{\sigma T}} \quad (3-33)$$

Tabulka 3.1 Součinitel snížení únavové pevnosti svarového spoje pro různé typy svarových spojů:


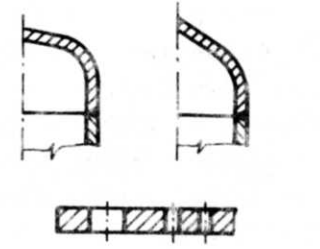
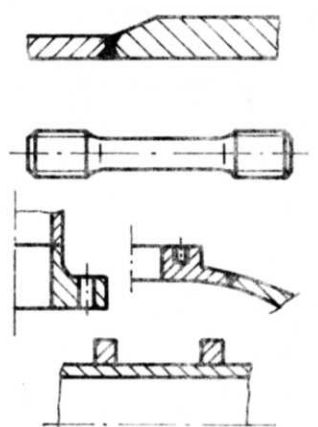
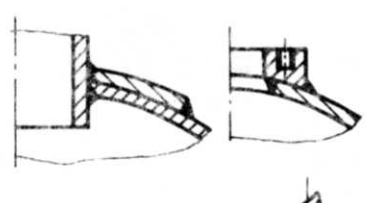
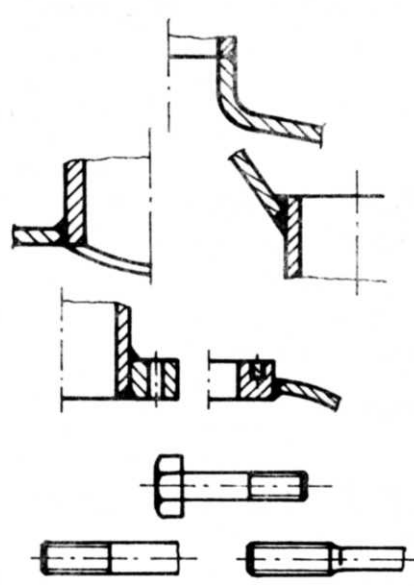
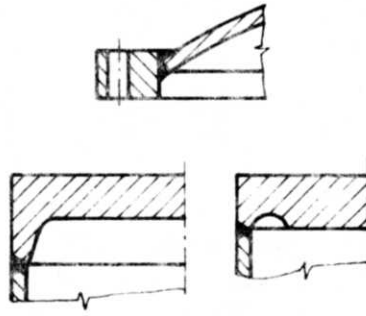
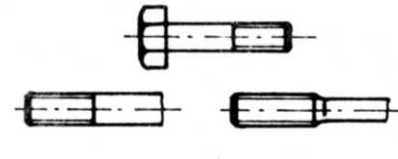
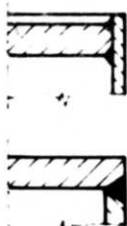
| $k_s = 1$ | $k_s = 1,2$ |
|---|--|
| <p>A. Tupý svarový spoj s plným průvarem a plynulým přechodem</p> <p>B. Koutové svarové spoje s plným průvarem a plynulým přechodem</p> <p>C. Bezešvý plášť</p>  | <p>A. Svarové spoje podložené v celé délce</p> <p>B. Tupé a koutové svarové spoje s plným průvarem bez plynulého přechodu</p> <p>C. Svarové spoje hrdel s výztužným límcem s plným průvarem</p>  |

| $k_s = 1,5$ | |
|--|---|
| <p>A. Jednostranné svarové spoje bez podložení s neprůvarem kořene svarového spoje</p> <p>B. Svarové spoje hrdel s neprůvarem</p> <p>C. Svarové spoje u podložných plechů</p> <p>D. Svarové spoje plochých přivařovacích přírub nebo prstenců s neprůvarem</p> <p>E. Svarové spoje hrdel s výztužným límcem neprovařené</p> <p>F. Svarové spoje plochých den neprovařené</p> |  |

Tabulka 3.2 Tabulkové hodnoty součinitele koncentrace napětí pro dále uvedené spoje (pro výpočet je rozhodující část s nižším δ_D)

k_{δ_T}

k_{δ_T}

| | | |
|-----|--|---|
| 1,5 | <p>A. Hladká skořepina B. Sférické části klen.dna bez otv.</p>  | <p>F. Přečhod klenutého a kužel.dna G. Deskové dno, víko s otvorem, trubkovnice</p>  |
| 2 | <p>A. Spoje různých tlouštěk B. Rovná dna bez otvorů, elipt.dno C. Šrouby se zeslabeným dřikem D. Příruby s tupým svarem a plynulým přechodem</p>  | <p>3</p> <p>A. Hrdla s výztužným prstencem B. Ostré přechody (kužel, sférick.) C. Šrouby s $\sigma_{Pt20} > 540$ MPa D. Sférická dna s přírubou E. Plášť s deskovým dnem</p>  |
| 3 | <p>A. Lemová hrdla B. Hrdla bez výztužného límce C. Spoj kužele do menšího válce D. Ploché přivařovací příruby E. Šrouby do $\sigma_{Pt20} = 540$ MPa</p>  | <p>4</p>  |
| 5 | <p>5</p>  | <p>A. Spoj plášťů s přivařenými rovnými dny</p>  |

Při určení tloušťek uvažovaných konstrukčních částí tlakových nádob namáhaných cyklickým zatížením se vychází ze statického výpočtu, kde lze nahradit poměr $p : \sigma_D$ hodnotou $\Delta p : \sigma_{CD}$, je-li tento poměr větší než první. Takto určená tloušťka se pak kontroluje na životnost při nízkocyklové únavě.

3.4 Životnost při nízkocyklové únavě nebo při nízkocyklové únavě a tečení

Při těchto výpočtech se vychází z předpokladu, že dílčí porušení, k němuž při každém cyklu dochází, se určitým způsobem hromadí - kumuluje. Protože lze křivku životnosti v oblasti nízkocyklové únavy aproximovat přímkou, je možno zde užít tzv. lineární zákon kumulace poškození. Dá se předpokládat, že u každého deformačního cyklu stejné úrovně zatěžování lze stanovit podíl na vyčerpání životnosti. Jestliže konstrukce během provozu prodělala při určité úrovni zatížení σ_1 počet cyklů n_1 a počet cyklů do lomu je N_1 , pak z celkové životnosti se odčerpá podíl $p_1 = n_1/N_1$ nebo při dodržení určité bezpečnosti $p_{1D} = n_1/N_{1D}$ s hodnotou N_{1D} podle (3-31). Za předpokladu lineárního podílu všech m skupin zatěžovacích cyklů na životnost musí platit podmínka, že celkový podíl

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_m = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_m}{N_m} \leq 1 \quad (3-34a)$$

nebo dovolený podíl [3.17]

$$p_D = \frac{n_1}{N_{1D}} + \frac{n_2}{N_{2D}} + \dots + \frac{n_m}{N_{mD}} \leq 1 \quad (3-34b)$$

Je třeba si uvědomit, že tento výpočet slouží pouze pro hrubý odhad životnosti, protože neurčuje dobu vzniku trhliny a že kromě jiného záleží i na pořadí jednotlivých cyklů. Pro tento inženýrský odhad však musí postačit, protože výpočtáři chybí mnohdy přesný popis "historie zatěžování" a skutečný počet cyklů při dané úrovni rozkmitu napětí.

Při vyšších teplotách přistupuje při cyklickém zatěžování problém tečení a pak symbolický zápis pro lineární podíl nezávislého únavového a creepového procesu [3.4]

$$p = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} + \sum_{i=1}^m \frac{\Delta \tau_i}{\tau_{Li}} \quad (3-35)$$

kde n_i - počet vykonaných cyklů při dané teplotě a zatížení

N_i - mezní podíl cyklů do objevení makrotrhlin při teplotě a fiktivním napětí dle křivek ASME

$\Delta \tau_i$ - doba prodlevy při dané teplotě a napětí

τ_{Li} - střední doba do lomu při dané teplotě a napětí.

Pro některé oceli používané pro vyšší teploty, např. ocel 15 128, lze dobu do lomu určit z empirických vztahů

$$\log \tau_L = \frac{1}{T} (11\,482 + 60,6 \cdot \sigma) - 9,44 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma - 7,34$$

kde se dosazují T v [°K] a napětí σ v [MPa].

Dále je třeba si uvědomit, že iniciace a rychlost růstu únavových trhlin je silně závislá na korozním prostředí, ve kterém probíhá cyklické zatěžování. Pro

některá prostředí, např. slanou vodu, ropu, vodík, lze nalézt údaje o rychlosti růstu trhlin. Bohužel ještě nejsou tyto jevy natolik zpracovány, aby je bylo možno statisticky podchytit. Pro přenos výsledků ze zkušebních vzorků na části tlakových nádob přistupuje vliv rovinné deformace a vliv rychlosti zatěžování resp. frekvence u vzorků menších rozměrů na rychlost tvorby únavových trhlin.

Výpočty životnosti lze řešit i metodami pravděpodobnosti, kde pro popsání procesy lze využít materiálových vlastností sledované konstrukce. Výpočtový proces vychází např. z definované závislosti dob do lomu při jednotlivých teplotách ze stochastického vyjádření zákona kumulace poškození a distribučních (poškozovacích) funkcí. Zde lze odkázat na řadu výborných publikací [3.22; 3.2; 3.3; 3.7 a 3.20].

Literatura

- [3- 1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sect. I + IX., 1980
- [3- 2] Bína, V., Pech, R., Sedláček, J.: Kovové materiály, 10, 1972, č. 6, s. 484
- [3- 3] Bína, V. a kol.: Metody analýzy a vyhodnocování, matematické modely žárupevných materiálových vlastností a pravděpodobnostní výpočty životnosti - zpráva SVÚM Z-85-5182. Praha 1985
- [4- 4] Bína, V., Bielak, O.: Pravděpodobnostní metodika výpočtů spolehlivosti a životnosti a stanovení životnosti při tečení a únavě, CHZ JD Bratislava, 1986
- [4- 5] Coffin, L.F.: A Study of the Effect of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Metal, Trans. ASME 76, 1965, s. 931
- [4- 6] ČSN 69 0010 č. 4.19, Nízkocykl. únava částí nádob
- [4- 7] Feller, W.: An Introduction to Probability Theory and its Applications, J. Willey, N. York, 1967
- [4- 8] Kačanov, L.N.: Osnovy teorii plastičnosti, Moskva, 1964
- [4- 9] Gajdoš, L., Auředník, Z.: Přílohy časopisu Strojírenství č. 6, 7, 10, 11/80
- [4-10] Katalog mech. vlastností zvarového spoje IV, VÚZ, Bratislava, 1983
- [4-11] Křupka, V.: Stavba chemických zařízení I - Skořepiny tlakových nádob a nádrží, SNTL, 1982
- [4-12] Kučera, S. + kol.: Katalog mech. vlastností konstrukčních ocelí, VÚHŽ Dobruška, 1983
- [4-13] Langer, B.F.: Design of Pressure Vessels for Low-Cycle Fatigue, Trans. ASME of Bas. Eng. 1962, s. 389-402
- [4-14] Langer, B.F.: Design Values for Thermal Stress in Ductile Materials, Welding J. Res. Suppl. Vol. 37, IX. 58, s. 411
- [4-15] Lukavský, J. a kol.: Konstrukce výrobních zařízení, Ediční středisko ČVUT, 1987
- [4-16] Manson, S.S.: Thermal Stress and Low-Cycle Fatigue, Mc. Graw-Hill, N. York, 1966
- [4-17] Matoušek, J.: Životnost a poškození rovinných a rotačně symetrických částí v podmínkách tečení, Zpráva SVÚSS 73 - 81025

- [4-18] Manson, S.S.: Fatigue A complex Subject - Some simple Approximations, Exp. Mech. 5, 1965, č.7, s.193-226
- [4-19] Norma RVHP ST SEV 3648-82
- [4-20] Parry, J.S.C.: Proc. Inst. Mech. Eng. 1965-66, Vol.180, Part.1, č.16, s. 376-416
- [4-21] Prot, M.: Theorie probabiliste de la sécurité, Revue général de Chimie de Fer, 1951/VII
- [4-22] Sedláček, J.: Teorie spolehlivosti složitých mechanických systémů, Ed.stř. ČVUT, Praha 1982
- [4-23] Serenson, Kogajev, Šnejderovič.: Únosnost a výpočty strojních součástí, SNTL, 1967
- [4-24] Šor, J.B.: Stochatické metody analýzy a kontroly jakosti a spolehlivosti, SNTL, 1965
- [4-25] Tavernelli - Coffin: A Compilation and Interpretation of Cyclic Strain Fatigue Tests on Metal, Trans. ASME 51, 1959, s.438
- [4-26] Tichý, M., Vorlíček, M.: Statistical Theory of Concrete Structures, Academia Praha, 1972
- [4-27] Vejvoda, S., Vlk, M.: Stavba chem. zařízení II - Pevnost a životnost tlakových nádob, SNTL, Praha, 1982