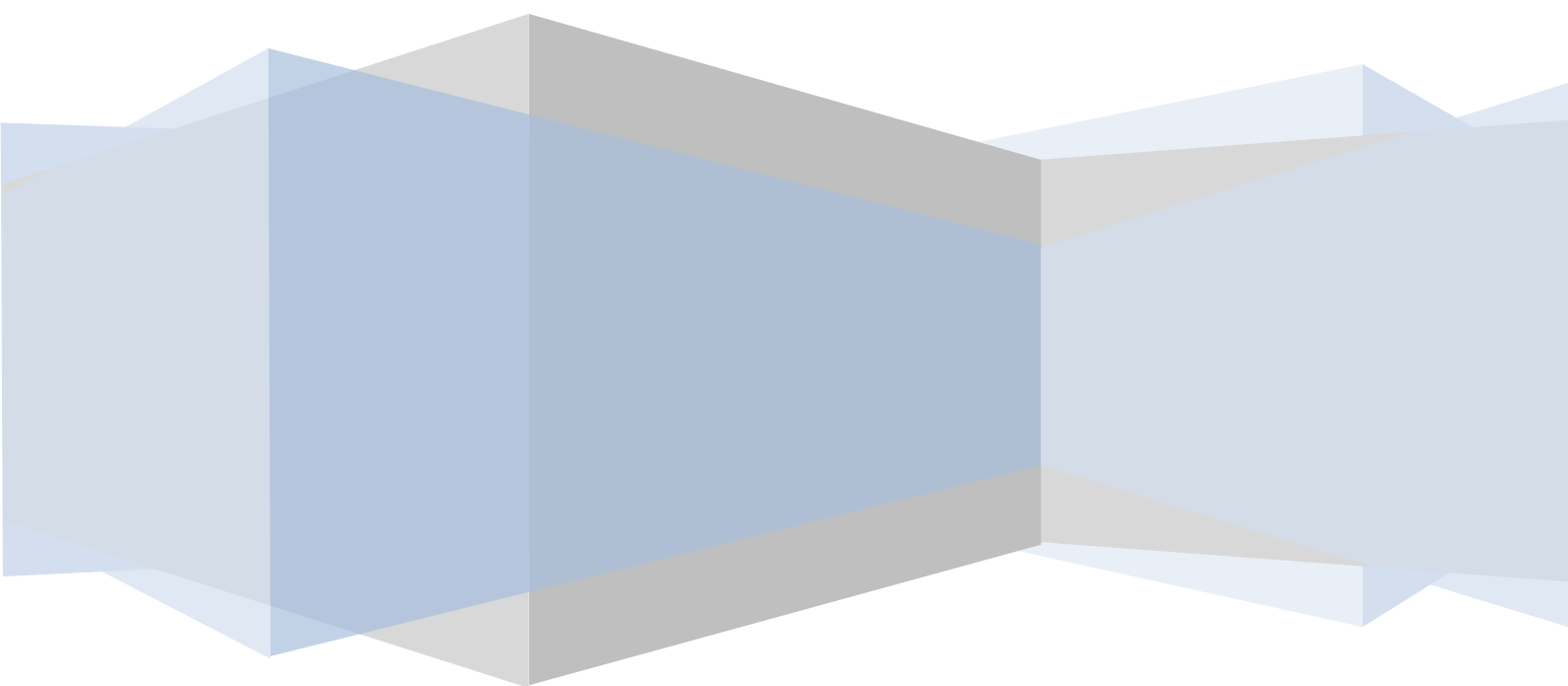


Hypotéza nového přístupu k modelům poruch a strategii údržby a technické inspekce



© Václav Pekař, 2015

Vysoké Mýto

Obsah:

1. ÚVOD	7
2. ZÁKLADNÍ POJMY	8
3. ZATÍŽENÍ, ÚČINKY ZATÍŽENÍ A ODOLNOST SYSTÉMU	12
3.1. Zatížení systému	12
3.2. Náhodné účinky zatížení.....	13
3.3. Náhodná odolnost systému.....	14
3.4. Sdružená funkce hustoty pravděpodobnosti a pravidlo násobení částečných pravděpodobností	14
3.5. Pravidlo násobení částečných pravděpodobností.....	15
3.6. Metoda SBRA	16
4. RIZIKOVÁ MÍSTA A ŽIVOTNOSTI	17
4.1. Riziková místa (Risk Points) a jejich uspořádání	17
4.1.1. Sériové uspořádání rizikových míst	17
4.1.2. Paralelní uspořádání rizikových míst	17
4.1.3. Obecné uspořádání rizikových míst.....	18
4.2. Životnosti.....	18
4.2.1. Možnosti přesného určení maximální životnosti	19
4.2.2. Stanovená životnost celého systému.....	19
5. PORUCHOVÉ MODELÝ	20
5.1. Základní rozdělení poruchových modelů.....	20
5.2. Poruchový model „píchnutí pneumatiky“	22
5.2.1. Všeobecný popis	22
5.2.2. Rozdělení pravděpodobnosti při poruchovém modelu „píchnutí pneumatiky“	22
5.3. Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“	23
5.3.1. Všeobecný popis	23
5.3.2. Rozdělení pravděpodobnosti při poruchovém modelu „sjetí (opotřebení) pneumatiky“	23
5.4. Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“	24

5.4.1. Všeobecný popis	24
5.4.2. Rozdělení pravděpodobnosti poruchového modelu „píchnutí na sjeté pneumatice“	24
5.4.3. Příklad kombinace degradačních mechanismů a rozdělení pravděpodobnosti pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ pro technické systémy.....	25
5.5. Možnosti využití a zhodnocení poruchových modelů	27
6. KŘIVKA TEORETICKÉ DEGRADACE	28
6.1. Definice křivky teoretické degradace.....	28
6.2. Křivka teoretické degradace jako distribuční funkce	28
6.3. Možnosti použití přímky teoretické degradace namísto křivky	28
6.4. Apriorní a aposteriorní křivky teoretické degradace	30
7. STRATEGIE TECHNICKÉ INSPEKCE A NÁSLEDNÉ ÚDRŽBY	32
7.1. Určení intervalu technické inspekce.....	32
7.2. Výpočet intervalu údržby.....	33
7.3. Určení druhu technické inspekce.....	33
7.4. Určení intervalu technické inspekce, jestliže technická inspekce nezjistí vadu na 100%	33
7.5. Údržba s opravou porušeného rizikového místa a bez opravy degradace ostatního materiálu	34
7.6. Údržba s opravou degradace materiálu	34
7.7. Souhrn použitých součinitelů této hypotéz.....	35
8. MAXIMÁLNÍ DOVOLENÁ PRAVDĚPODOBNOST PORUCHY. JAKÝCH HODNOT MÁ DOSAHOVAT?	36
9. NĚKTERÉ DRUHY PORUCH	38
9.1. Zadření ventilu v tekutinových mechanismech	38
9.2. Zanášení filtru v tekutinových systémech až k možnosti jeho protržení	38
9.3. Úbytek materiálu způsobený opotřebením, erozí nebo korozí až k možnosti následného porušení lomem.....	39
9.3.1. Koroze – základní informace	39

9.3.2. Opotřebení – základní informace	40
9.3.3. Výpočtová životnost daná korozí a/nebo opotřebením.....	41
9.3.4. Přřazení poruchového modelu	42
9.4. Nadměrná deformace způsobená creepem.....	43
9.4.1. Creep (tečení) – základní informace.....	43
9.4.2. Normalizovaný výpočet creepu uplatněný v harmonizovaných normách k Pressure Equipment Directive.....	45
9.4.3. Odolnost konstrukce proti creepu	47
9.4.4. Přřazení poruchového modelu	47
9.5. Cyklické zatěžování konstrukce až k únavovému lomu.....	48
9.5.1. Únava - základní informace.....	48
9.5.2. Výpočtové životnosti a celkové poškození únavou.....	50
9.5.3. Získání a zpracování provozního zatížení a jeho účinků	50
9.5.4. Odolnost konstrukce proti únavě.....	52
9.5.5. O dalších použitelných únavových křivkách.....	54
9.5.6. Základní vztahy pro výpočet únavy.....	56
9.5.7. Odvození součinitele ekvivalentního namáhání.....	56
9.5.8. Odvození počtu cyklů do poruchy.....	57
9.5.9. Přřazení poruchového modelu	58
9.6. Křehký lom způsobený náhlým zatížením konstrukce či zařízení	58
9.7. Houževnatý lom způsobený jednorázovým přetížením zařízení či konstrukce	60
10. ZAVÁDĚNÍ HYPOTÉZY DO PRAXE	62
11. EXISTUJÍCÍ SOULAD HYPOTÉZY S PRAXÍ	64
12. VYUŽÍVÁNÍ ČÁSTÍ HYPOTÉZY V PRAXI JEŠTĚ PŘED JEJÍM PLNÝM ZAVEDENÍM	65
13. VYUŽÍVÁNÍ ČÁSTÍ HYPOTÉZY V PŘÍKLADECH	66
13.1. <i>Technické kontroly osobních automobilů</i>	<i>66</i>
13.2. <i>Revize tlakových nádob.....</i>	<i>66</i>
13.3. <i>Revize opotřebení nosné matice šroubového zvedáku</i>	<i>68</i>
14. ZÁVĚR.....	70
15. POUŽITÁ LITERATURA:.....	71
15.1. <i>Tištěná literatura</i>	<i>71</i>

15.2. Legislativa a normy	72
15.3. Internetové adresy.....	72

1. Úvod

Tato práce se zabývá řešením životnosti a spolehlivosti systémů technických, je možné je však omezeně aplikovat i u systémů biologických. Avšak především u biologických systémů je možno počítat s efektem regenerace. Dále je nutno podotknout, že je zde používáno názvosloví ze systémů technických. Tento spis tedy představuje hypotézu životnosti a spolehlivosti systému a z ní odvozuje určitou strategii (technické) inspekce a následné údržby. Hypotéza též zjišťuje spolehlivosti systému po celou délku jeho životnosti.

Provozní Zatížení jakéhokoli systému má charakter náhodné veličiny, která má určité rozdělení pravděpodobnosti s určitými parametry. Předpokládejme, že se druh rozdělení pravděpodobnosti a jeho parametry s časem nemění. Tato provozní Zatížení má dáno svoje maximum, toto maximum se nazýváme maximální dovolená Zatížení.

Toto náhodné zatížení všeobecného systému odolává náhodná veličina, kterou nazvěme náhodná odolnost všeobecného systému. I tato náhodná veličina má určité rozdělení pravděpodobnosti. Jako příklad odolnosti systému uveďme pevnost materiálu. I tato pevnost materiálu je náhodná veličina, která má své rozdělení pravděpodobnosti. Avšak „pevnost materiálu“ s časem degraduje a parametry pravděpodobnostního rozdělení pevnosti materiálu se časem mění. Degradace materiálu má několik mechanismů, které mohou být známy např. u technických systémů je to únava materiálu, opotřebení, koroze, tečení/creep, jejichž zákonitosti jsou dány.

Na základě uvedených předpokladů je možno vypočítat, např. délku života systému, což je též náhodná veličina s určitým pravděpodobnostním rozdělením. Padesátiprocentní jistota ztráty spolehlivosti systému se nazývá střední životnost a na opačných okrajích je bezpečná životnost a maximální životnost. Dále je na těchto předpokladech možno vypočítat spolehlivost a pravděpodobnost ztráty spolehlivosti všeobecného systému. V případě, že pravděpodobnost ztráty spolehlivosti omezíme nějakou maximální hodnotou, můžeme odvodit interval technické inspekce systému a na ní navazující určení druhu technické inspekce.

Využití dále uvedených závislostí je v odvození intervalu kontrol a druhu kontrol a jiné strategie údržby. U technických systémů je to možno nazývat strategií údržby, technickou inspekci a určení druhu nedestruktivních zkoušek.

2. Základní pojmy

Technický systém – technické zařízení, stroj, stavba

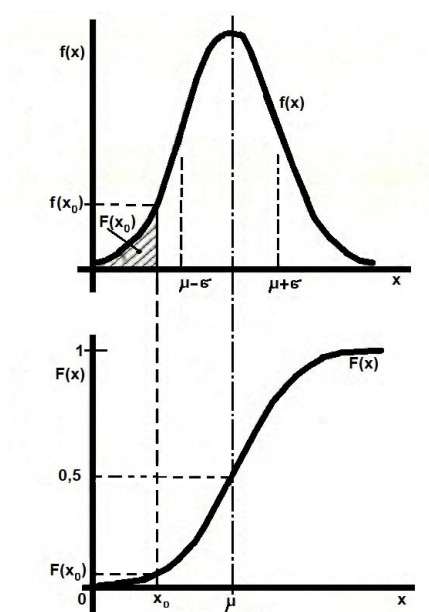
Porucha systému (Failure of System) – je jev spočívající v ukončení schopnosti všeobecného systému plnit požadovanou funkci

Funkce hustoty pravděpodobnosti (Probability Density Function) $f(t)$ je funkce, vyjadřující rozdělení pravděpodobnosti náhodné veličiny, že náhodná veličina T nabude hodnoty z nekonečně malého intervalu dt . V našem případě udává pravděpodobnost, že se porucha (ztráta funkční schopnosti systému vyskytne do okamžiku t .

Jestliže je $f(t)$ funkce hustoty pravděpodobnosti pro spojitou náhodnou veličinu T (reprezentující dobu do poruchy), potom pravděpodobnost, že náhodná veličina T bude ležet v intervalu $\langle a, b \rangle$ je

$$P[a \leq T \leq b] = \int_a^b f(t) dt$$

Odtud vyplývá, že pokud známe pro námi sledovanou dobu do poruchy tzv. funkci hustoty pravděpodobnosti, můžeme určit, jaká je pravděpodobnost, že v určitém časovém intervalu nastane porucha.



Obr. 2.1. Znázornění funkce hustoty pravděpodobnosti a distribuční funkce

Distribuční funkce (Cumulative Distribution Function) $F(t)$ udává pravděpodobnost poruchy systému (Failure Probability of System). Pro spojitou náhodnou veličinu s hustotou

$$F(t) = P[T \leq t] = \int_0^t f(\tau) d\tau$$

pravděpodobnosti $p(x)$ lze definovat distribuční funkci vztahem pro všechna t .

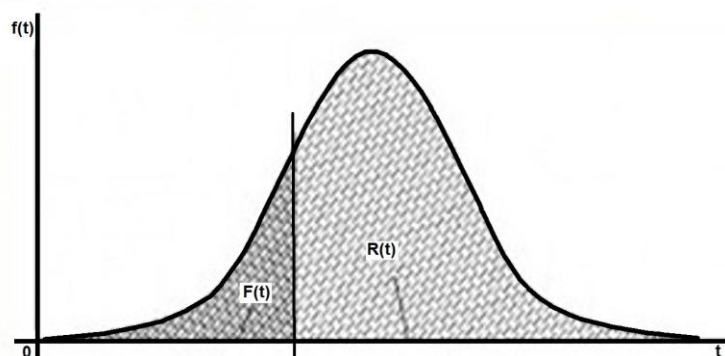
Význam plochy pod křivkou hustoty pravděpodobnosti ilustruje obrázek. Distribuční funkce $F(t)$ udává pravděpodobnost ztráty funkční schopnosti do okamžiku t (respektive kumulativní část skupiny součástek, která přežije okamžik t), a funkce funkční schopnosti udává pravděpodobnost přežití okamžiku t , respektive kumulativní část skupiny součástek, která přežije okamžik t . Oba tyto jevy tvoří tzv. úplnou skupinu neslučitelných jevů a proto platí $R(t)+F(t)=1$. Souvislost tohoto vztahu s plochou pod funkcí hustoty pravděpodobnosti je vysvětlen prostřednictvím obrázku dále.

Spolehlivost (Reliability) $R(t)$ - je pravděpodobnost s jakou všeobecné systému plní požadované funkce za stanovených podmínek a přežije okamžik t . Spolehlivost $R(t)$ je definována jako doplněk distribuční funkce $R(t)=1-F(t)$.

Intenzita poruch (Hazard Function) (λ) udává pravděpodobnost, že nastane porucha individuálního výrobku v dalším údobí po okamžiku t . Vzorec pro funkci intenzity poruchy λ normálního rozdělení je:

$$\lambda = \frac{f(t)}{R(t)}$$

$$R(t) = 1 - F(t)$$



Obr. 2.2. Vztah mezi pravděpodobnostmi poruchy $F(t)$ a pravděpodobnostmi funkční schopnosti (spolehlivost) $R(t)$ s vazbou na plochu pod křivkou hustoty pravděpodobnosti $f(t)$

Maximální dovolená pravděpodobnost poruchy systému (Maximum Allowable Failure Probability) (p) – je pravděpodobnost poruchy systému, která může být určena autoritou nebo postup jejího určení je určen autoritou nebo smlouvou či dohodou mezi stranami. Technická inspekce a následná údržba může zaručovat, že tato pravděpodobnost není překročena.

Bezpečná (Minimální) životnost (Safety (or Minimum) Timelife) (L_b) – je životnost všeobecného systému určená výpočtem na základě určeného degradačního mechanismu za působení systému provozní Zátížení působících v čase, platící pro určité rizikové místo

konstrukce, při které se pravděpodobnost ztráty funkční schopnosti všeobecného systému v tomto rizikovém místě blíží k nule

Střední životnost (Median Timelife) (L_{50}) – je životnost všeobecného systému určená výpočtem na základě určeného degradačního mechanismu za působení systému funkčních Zatížení působících v čase, platící pro určité rizikové místo konstrukce, při které je padesátiprocentní jistota ztráty funkční schopnosti všeobecného systému v tomto rizikovém místě

Maximální životnost (Maximum Timelife) (L_m) – je životnost všeobecného systému určená výpočtem na základě určeného degradačního mechanismu za působení systému funkčních Zatížení působících v čase, platící pro určité rizikové místo konstrukce, při které je stoprocentní jistota ztráty funkční schopnosti všeobecného objektu v tomto rizikovém místě

Stanovená životnost (System Specified Timelife) (L_s) celého všeobecného systému – je minimální životnost celého systému určená všeobecnými podmínkami, normou nebo smluvně mezi výrobcem a odběratelem. Hodnota bezpečných výpočtových životností jednotlivých kritických míst musí být vždy vyšší než minimální životnost celého systému

Náhodná provozní zatížení (Random Operational Load) – je reálné Zatížení mající určitý náhodný průběh v čase. Lze ho statisticky zpracovat. Je závislé na podmínkách a vůli provozovatele systému.

Maximální dovolená zatížení (Maximum Allowable Load) – je maximální hodnota Náhodné provozní Zatížení odpovídající určité pravděpodobnosti, blížící se k nule

Náhodné účinky zatížení (Random Load Effects) (S) – je transformované náhodné provozní Zatížení do rizikového místa konstrukce.

Náhodná odolnost systému (Random System Resistance) (R_o) – je určená volbou materiálu systému, jeho dimenzováním a jeho tepelným a povrchovým zpracováním.

Rovnoměrné rozdělení pravděpodobnosti (Uniform Distribution) je na časovém intervalu (B, B'). Mimo tento daný interval je tedy hustota pravděpodobnosti nulová, v tomto intervalu je konstantní

$$f(t) = \frac{1}{B' - B} \quad \text{pro} \quad B \leq t \leq B'$$

Normální (Gaussovo) rozdělení pravděpodobnosti (Normal (Gauss) Distribution) s parametry μ a σ^2 , pro $\sigma^2 > 0$, je definováno hustotou pravděpodobnosti. Vzorec pro funkci hustoty pravděpodobnosti $f(t)$ ve všeobecnosti je:

$$f(t) = \frac{e^{-\frac{(t - \mu)^2}{2\sigma^2}}}{\sigma\sqrt{2\pi}}$$

kde μ je parametr umístění a σ je parametr měřítka.

Parametr měřítka (Scale Parameter) σ mění měřítko na časové ose, například hodiny, měsíce, cykly, atd. Změna tohoto parametru má totiž stejný efekt na rozdělení jako změna v měřítku času - například změni-li se měřítko z hodin na dny nebo ze dní na měsíce.

Zjednodušeně lze říci, že parametr měřítka určuje "roztážení" rozdělení. Změna tohoto parametru nezpůsobí skutečnou změnu aktuálního tvaru rozdělení, ale jen změnu v měřítku.

Parametr umístění (Location Parameter) μ udává minimální hodnotu náhodné veličiny t (tj. minimální dobu, po jejíž uplynutí může nastat porucha. Parametr umístění tak lze interpretovat jako nejdříve možný čas, po jehož uplynutí může nastat porucha

Weibullovo rozdělení pravděpodobnosti (Weibull Distribution). Vzorec pro funkci hustoty pravděpodobnosti $f(x)$ ve všeobecnosti je:

$$f(x) = \frac{\gamma}{\alpha} \left(\frac{x - \mu}{\alpha} \right)^{\gamma-1} \exp\left(-\left(\frac{x - \mu}{\alpha} \right)^{\gamma} \right)$$

$$x \geq \mu \quad \gamma, \alpha > 0$$

kde γ je parametr tvaru, μ je parametr umístění a α je parametr měřítka.

3. Zatížení, účinky zatížení a odolnost systému

3.1. Zatížení systému

Maximální dovolená zatížení (Maximum Allowable Load). Při návrhu všeobecného systému se bere nejprve v úvahu jeho odolnost vůči maximální dovolené zatížení. Toto zatížení je udáváno v různých jednotkách je to např. N (Newton - síla), Nm (Newtonmetr – moment síly), MPa (Megapascal – tlak) nebo i *stupeň Celsia* (teplota).

Příklady v technických systémech:

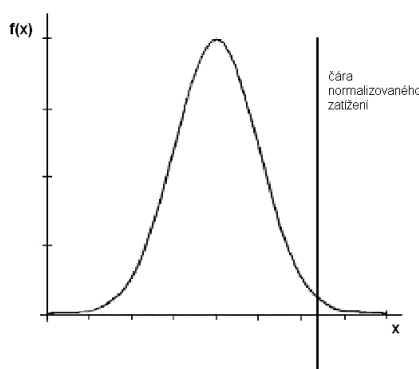
Jako příklady maximální dovolené zatížení u technických systémů můžeme uvést:

- a) *u jeřábu a jiných zdvihacích systému je to nosnost a ostatní účinky definované příslušnou normou (např. brzdné účinky pojezdu, otoče, přičení mostového jeřábu atd.)*
- b) *u železničního mostu je to normou předepsaný druh zatěžovacího vlaku udaný v příslušné všeobecné normě*
- c) *u tlakového systému je to maximálně dovolený tlak (který je kontrolován pojišťovacím ventilem) a maximálně dovolená teplota (tj. maximálně dosažitelná)*
- d) *atd., atd.*

Náhodná provozní zatížení

Náhodná provozní zatížení je reálné zatížení mající určitý náhodný průběh v čase. Má určitý rozsah a četnost v těchže jednotkách, jako u maximální dovolené zatížení. Lze ho statisticky zpracovat. Je závislá na podmínkách a vůli provozovatele systému.

Předpokládejme, že náhodná provozní zatížení nějakého systému je tvořena normálním rozdělením (Gaussovým). V takovémto případě se vyskytuje Zatížení, která je větší než Zatížení maximální dovolená avšak ve velmi malé pravděpodobnosti. Znázornění vztahu maximální dovolené normalizované zatížení a náhodné zatížení při funkci je potom takovéto:



Obr. 3.1. Znázornění maximálního normalizovaného zatížení

Z obrázku vidíme, že může nastat překročení maximální dovolené normalizované zatížení. Proto maximální dovolené normalizované zatížení určujeme tak, že velké procento,

např. 99,73% hodnot náhodné provozní zatížení nepřekročí maximální dovolené zatížení. V systémech však bývají i zbylá procenta ochráněna viz dále:

Příklady v technických systémech:

V technických systémech je překročení maximální dovolené hodnoty ve zbylých příkladech jakkoli jsou malá, ochráněno těmito způsoby:

a) konstrukčně – jako příklad uveďme:

- u jeřábu a jiných zdvihacích systémech je to nosnost a její překročení je hlídáno příslušným zařízením tak, že břemeno o větší hmotnosti než je nosnost, vyřazuje zdvihadlo z provozu.
- u tlakového systému je to maximálně dovolený tlak, který je kontrolován pojišťovacím ventilem, který vyšší tlak vypustí

b) pojištěním v oblasti náhodné odolnosti zařízení,

- zvolením určitého koeficientu bezpečnosti vztahujícího se např. k pevnosti materiálu
- vyžádáním si atestu materiálu, tj. vyloučení materiálů s pevností pod atestovanou mez

3.2. Náhodné účinky zatížení

Náhodné účinky zatížení „S“ je systémem transformované náhodné provozní zatížení do rizikového místa (nebo rizikových míst) systému. Tato transformace je ovlivněna konkrétním návrhem všeobecného systému, a to hlavně způsobem převedení zatížení do rizikového místa. Náhodné účinky zatížení mají též náhodný průběh v čase a lze ho statisticky zpracovat. Tyto účinky jsou obvykle uváděny v jednotkách odolnosti systému. Příklad způsob převodu náhodného zatížení na jeho náhodné účinky zatížení:

Příklady v technických systémech:

- Jako první příklad uveďme tah/tlak čtyřhranného nosníku: Jako Zatížení berme sílu působící v podélné ose nosníku, označme ji F . Jako účinek této síly berme tahové/tlakové napětí označme ho σ . Čtyřhranný nosník má průřezové strany a , b .

Převodový vztah mezi zatížením a účinky tohoto zatížení je známý:

$$\sigma = \frac{F}{a \cdot b}$$

Veličiny F a σ jsou, jak je již uvedeno náhodné. Co však rozměry a , b ?

I výrobní technologie pracuje s určitou nahodilostí a i tyto můžeme chápat jako náhodné s určitým rozptylem. Mohou však být ve výrobní dokumentaci omezena na výkrese, či technologickém postupu - viz další kapitola.

- Jako druhý příklad uveďme ohyb čtyřhranného nosníku. Nosník je podepřen dvou koncích. Působí síla je uprostřed nosníku, síla působí kolmo na nosník: Jako zatížení berme uvedenou sílu, označme ji F . Síla způsobí v uvedeném nosníku ohybový moment M . Jako účinek této síly berme ohybové napětí a označme ho σ . Čtyřhranný nosník má průřezové strany a , b . Jeho délku označme l

Převodový vztah mezi zatížením a účinky tohoto zatížení je známý:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{\frac{F \cdot l}{4}}{\frac{a \cdot b^2}{6}}$$

Veličiny F a σ jsou, jak je již uvedeno náhodné. Co však rozměry a , b , l ?

I výrobní technologie pracuje s určitou nahodilostí a i tyto můžeme chápat jako náhodné s určitým rozptylem. Mohou však být ve výrobní dokumentaci omezena na výkrese, či technologickém postupu - viz další kapitola.

3.3. Náhodná odolnost systému

Náhodná odolnost systému „ R_o “ Je ve stejných jednotkách jako účinky zatížení a je určená např. volbou materiálu systému, jeho dimenzováním a jeho tepelným a povrchovým zpracováním.

Příklady v technických systémech:

U technických strojírenských systémů je určená volbou materiálu systému, jeho dimenzováním a jeho tepelným a povrchovým zpracováním. Jde o náhodnou veličinu a lze ji statisticky zpracovat. Udává se obvykle v MPa (mechanické napětí). Jde například o:

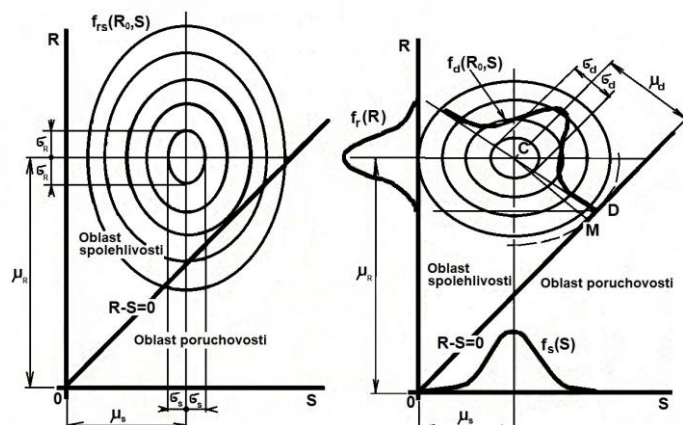
Pevnost materiálu ve statistickém zpracování, tj. každé zjištěné velikosti c určitém statistickém vzorku je přiřazena určitá četnost.

Únavová únosnost. Zde je odolnost systému reprezentována Wöhlerovou křivkou, ale křivka ve statistickém pojetí, tj s určitým rozptylem v každém bodě. Čili náhodná odolnost systému je pohyblivá v čase podle tvaru únavové křivky.

Atd. atd.

3.4. Sdružená funkce hustoty pravděpodobnosti a pravidlo násobení částečných pravděpodobností

Kapitola je převzata z literatury č.11, kde je možnost získat podrobnější údaje. Sdružená funkce hustoty f_{rs} (R_o, S) nezávislých náhodných proměnných R_o, S . Nechť má zvonovitý povrch rozdělení podle obrázku a znázorňuje funkci normálního rozdělení. Přímka $R_o, S = 0$ znázorňuje nulovou rezervu spolehlivosti $G=0$ dělí křivky povrch rozdělení na část $G>0$ ležící v oblasti spolehlivosti a na část $G<0$ oblast poruchovosti.



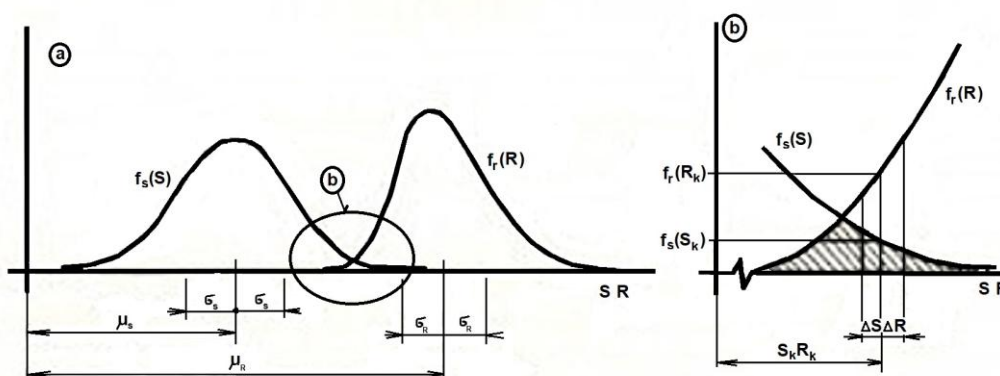
Obr. 3.2. Sdružená funkce hustoty pravděpodobnosti

Dále je na uvedeném obrázku uvedena možnost odvození návrhového bodu D a funkce hustoty pravděpodobnosti poruch $f_d(R_o, S)$.

Sdružená funkce hustoty $f_{rs}(R_o, S)$ je funkce nezávislých náhodných proměnných R_o, S . Nechť má zvonovitý povrch rozdělení podle obrázku a znázorňuje funkci normálního rozdělení. Přímka $R_o \cdot S = 0$ znázorňuje nulovou rezervu spolehlivosti $G=0$ dělí křivky povrch rozdělení na část $G>0$ ležící v oblasti spolehlivosti a na část $G<0$ oblast poruchovosti. Dále je na uvedeném obrázku uvedena možnost odvození návrhového bodu D a funkce hustoty pravděpodobnosti poruch $f_d(R_o, S)$.

3.5. Pravidlo násobení částečných pravděpodobností

Pro vzájemně nezávislé veličiny R_o, S možno pro určení pravděpodobnosti vzniku jevu současného splnění dvou podmínek využít pravidlo násobení dvou pravděpodobností.

Obr. 3.3. Křivka funkce náhodných účinků zátěže $f_s(S)$ a náhodné odolnosti systému $f_r(R_0)$ znázorněná na jedné ose s jejich vzájemným prolínáním

Obrázek detailu prolínání křivky funkce náhodných účinků provozního zatížení $f_s(S)$ a náhodné odolnosti konstrukce $f_r(R_0)$ znázorňuje pravděpodobnost výskytu veličiny S

v intervalu ΔS zobrazená plochou $\Delta S f_s(S_k)$ a pravděpodobnost výskytu veličiny R_0 ve stejném intervalu $\Delta R_0 f_R(R_0)$.

Pravidlo násobení částečných pravděpodobností zajišťuje současné splnění obou podmínek pro vzájemně nezávislé veličiny R_0 , S .

Podle uvedeného bude pravděpodobnost poruchy systému (tj. distribuční funkce uvedeného prolnutí):

$$F(S, R_0) = \int_{-\infty}^{\infty} f_s(S) \left[\int_{-\infty}^S f_R(R_0) dR_0 \right] dS - \int_{-\infty}^{\infty} f_R(R_0) \left[\int_{R_0}^{\infty} f_s(S) dS \right] dR_0$$

Spolehlivost (tj. spolehlivost) bude tedy:

$$R(S, R_0) = \int_{-\infty}^{\infty} f_s(S) \left[\int_S^{\infty} f_R(R_0) dR_0 \right] dS - \int_{-\infty}^{\infty} f_R(R_0) \left[\int_{-\infty}^{R_0} f_s(S) dS \right] dR_0$$

Obrázky v uvedené literatuře je možno dopracovat a doplnit časovou osu, je to možné z důvodu toho, že parametry rozdělení náhodných účinků zátěže se mohou měnit v čase vlivem degradace materiálu (jde například o μ při znázorněném normálním rozdělení), tj. například zeštíhlováním konstrukčních prvků vlivem koroze nebo opotřebení, které se v náhodných účincích provozního zatížení projeví vlivem zmenšování nosného profilu a zvětšováním náhodných účinků zátěže.

3.6. Metoda SBRA

Jinou možností je metoda SBRA (Simulation Based Reliability Assessment) - je pravděpodobnostní metoda pro výpočet spolehlivosti. Spolehlivost, která může být vyjádřena pravděpodobností poruchy, je určována na základě znalostí vstupních veličin, transformačního modelu a následně spolehlivostní funkce. Struktura výpočtu odpovídá struktuře výpočtu metodou Monte Carlo, doplněné vyhodnocení funkce spolehlivosti. Blíže na www.sbra-anthill.com.

4. Riziková místa a životnosti

4.1. Riziková místa (Risk Points) a jejich uspořádání

Máme-li několik rizikových míst v systému, musíme rozlišovat tato vzájemná uspořádání uvedených rizikových míst:

4.1.1. Sériové uspořádání rizikových míst

Aby došlo k ztrátě funkční schopnosti (spolehlivosti) celého systému stačí, aby došlo k ztrátě funkční schopnosti (spolehlivosti) jednoho prvku jednoho kritického místa. Jinak řečeno: Celý systém je schopen funkce, jestliže je schopno funkce každé kritické místo. Jestliže na sebe jednotlivá kritická místa konstrukčně navazují, jedná se o *sériové uspořádání rizikových míst*.

Celková spolehlivost systému se v tomto případě stanoví vztahem:

$$R_c(t) = \prod_{j=1}^m R_j(t)$$

kde $R_c(t)$ je spolehlivost celku před dobou t

$R_j(t)$ je spolehlivost j – tého rizikového místa

m je počet rizikových míst v celku.

Intenzita poruchy systému sestávajícího z mnoha částí, může být vypočítána jako součet intenzit porucha (ztráta funkční schopnost (spolehlivosti) jednotlivých prvků.

$$\lambda = \sum_{i=1}^k \lambda_i$$

kde k je počet prvků tvořící celek.

4.1.2. Paralelní uspořádání rizikových míst

Jinak též zálohované uspořádání rizikových míst. Aby došlo ke ztrátě funkční schopnosti (spolehlivosti) celého systém musí dojít ke ztrátě funkční schopnosti (spolehlivosti) všech rizikových míst systému. Jestliže jsou tato riziková místa funkčně nezávislá, jedná se o *paralelní uspořádání rizikových míst*. Paralelně tak působí několik rizikových míst s různou pravděpodobností porucha (ztráta funkční schopnosti (spolehlivosti). Jde o několik vedle sebe postavených rizikových míst, které nejsou za sebou v jednom silovém toku.

Příklad technického systému:

Příkladem je zavěšení břemena na několika lanech, z nichž každé lano břemeno unese. Dalším příkladem mohou být jednotlivá vlákna v kompozitním materiálu. Také zdvojené

potrubí v jedné ose zvané duplik, pro dopravu nebezpečných chemikálií např. chloru, kdy vnější plášť je instalován jen z důvodu zvětšení spolehlivosti.

Celková pravděpodobnost poruchy systému se v tomto případě stanoví vztahem:

$$R_c(t) = 1 - \prod_{j=1}^m [1 - R_j(t)]$$

kde $R_c(t)$ je spolehlivost celku před dobou t

$R_j(t)$ spolehlivost j – tého rizikového místa

m je počet rizikových míst v celku

4.1.3. Obecné uspořádání rizikových míst

Paralelněsériové uspořádání – jedná se o paralelní spojení sériových podsystémů. Obecná struktura paralelně sériového systému tvořeného m paralelními větvemi, z nichž každá obsahuje n prvků v sérii. Je-li pro každý prvek A_{ij} dána jeho pravděpodobnost spolehlivosti R_{ij} , je možno pravděpodobnost spolehlivosti paralelněsériového systému odvodit vztah

$$R_c(t) = 1 - \prod_{i=1}^m (1 - \prod_{j=1}^n R_{ij}(t))$$

Sérioparalelní uspořádání – je tvořen sériovým spojením paralelních podsystémů. Struktura sériově paralelního systému tvořeného n paralelními podsystémy o m prvcích, kde podsystémy jsou mezi sebou spojeny sériově. Při výpočtu pravděpodobnosti spolehlivosti sérioparalelního systému se nejprve vyjádří pravděpodobnost spolehlivosti j -tého paralelního podsystému a vzniklé výrazy se mezi sebou vynásobí. Poté je možno psát výsledný vztah

$$R_c(t) = \prod_{j=1}^n (1 - \prod_{i=1}^m (1 - R_{ij}(t)))$$

Při stejných hodnotách R_{ij} a při stejných rozměrech systémů m , n je hodnota sérioparalelního R_c vždy vyšší, než paralelněsériového R_c . Tuto skutečnost lze zdůvodnit tím, že v sérioparalelním poruchovém modelu existuje vždy větší počet cest ze vstupu na výstup. Tento poruchový model totiž popisuje zálohování každého prvku samostatně, zatímco v paralelněsériovém poruchovém modelu je zálohován vždy celý podsystém.

4.2. Životnosti

Střední životnost L_{50} . je životnost všeobecného systému určená na základě určeného degradačního mechanismu za působení spektra náhodné Zátížení při funkci působících v čase, platící pro určité rizikové místo konstrukce, při které je padesátiprocentní jistota poruchy všeobecného systému v tomto rizikovém místě. *Střední (též mediánová) životnost* systému je založena na předpokladu normálního nebo Weibullova rozdělení

pravděpodobnosti počtu cyklů až do poruchy systému. Pravděpodobnost poruchy je v tomto případě $P=50\%$ na hladině významnosti $\alpha=50\%$.

Výsledek predikce udávaný jako *minimální čili bezpečná životnost* L_B závisí na volbě *součinitelů bezpečnosti* k_i viz dále.

Maximální životnost (L_m) je životnost všeobecného systému určená na základě určeného degradačního mechanismu za působení spektra náhodné Zatížení při funkci působících v čase, platící pro určité rizikové místo konstrukce, při které je stoprocentní jistota poruchy všeobecného objektu v tomto rizikovém místě. Maximální životnost je taková, při které je pravděpodobnost poruchy systému rovna jedné, čili jde o stoprocentní jistotu. Jinak řečeno, jestliže má sto stejných systémů Zatížení, která má stejné rozdělení pravděpodobnosti o stejných parametrech, v tento okamžik má stejnou poruchu na stejném rizikovém místě poslední z nich.

4.2.1. Možnosti přesného určení maximální životnosti

V případě, že počítáme jakoukoli životnost vůči známé odolnosti konstrukce (např. únavová křivka pro cyklické zatížení, křivka pro creep, maximální dovolené přídavky na korozi nebo opotřebení), jsou tyto v normách a v literatuře určeny pro výpočet bezpečné životnosti, pro výpočet střední a maximální životnosti potřebujeme přepočítávací koeficienty, které zohledňují rozptyl vůči Zatížení a odolnosti konstrukce.

Součinitel bezpečnosti k_n se vztahuje k nejistotám a k rozptylu v uvažovaných spektrech Zatížení.

Součinitel bezpečnosti k_N se vymezuje vůči rozptylu odolnosti systému.

Protože bude v dalším patrné, že dále se vše odvíjí od této životnosti, je třeba ji umět určit co nej přesněji.

4.2.2. Stanovená životnost celého systému

V uvedeném systému kontrol je důležitá též „*Stanovená životnost*“ (L_s) celého všeobecného systému, tj. minimální hodnota z maximálních délek života pro jednotlivá riziková místa celého systému. S touto hodnotou se počítá při plánování se technické inspekce systému do tohoto data.

5. Poruchové modely

5.1. Základní rozdělení poruchových modelů

Z hlediska rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu poruchy systému existují tyto poruchové modely:

1. Poruchový model „píchnutí pneumatiky“ (The „Tyre Puncture“ Failure Model)

Pro tento poruchový model odpovídá nejlépe rozdělení rovnoměrné. Tj. bez závislosti na historii, neboť hřebík se může vyskytnout se stejnou pravděpodobností, jestliže je pneumatika na začátku i na konci životnosti.

Příklady v technických systémech:

- lom vlivem jednorázového přetížení. Přetížená součástka může být bez vady nebo může mít počáteční defektu nebo vrub vadou výroby.
- křehký lom. Rychlost Zatížení nebo okolní teplota kolísají se stejnou pravděpodobností na začátku i na konci životnosti i
- porucha hydraulických mechanismů vlivem zapůsobení nečistot v hydraulické kapalině (např. nedosednutí sedlového ventilu vlivem náhodného usazení nečistoty v sedle ventilu)

2. Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ (The „Tyre Discarding“ Failure model). Tj. pro poruchový model, který se dá za určitých okolností předvídat tj. na základě znalosti určité Zatížení, druhu silnice a času jízdy a druhu použitého materiálu – konkrétně pryže. Je nutné se tímto zabývat, neboť sjetí pneumatiky může mít za následek častější smyk a nehodu tímto zapříčiněnou – jsou myšleny následky bez ohledu na „píchnutí“.

Příklady v biologických systémech:

- je to stárnutí organismu samo o sobě a všechny jevy závislé na stárnutí

Příklady v technických systémech:

Mezi tento poruchový model patří tyto mechanismy degradace (bez fáze konečného lomu, který se děje podle jiných zákonitostí):

- opotřebení všeobecně
- únava materiálu (bez lomu, tj. konečné fáze)
- postup koroze
- postup creepu/tečení materiálu za vyšších teplot

Úbytek materiálu může způsobit přímo ztrátu funkčnosti, která je očekávaná a plánovatelná. Je to například opotřebení brzdných destiček u auta, maximální dovolené sjetí kol u dvojkolí kolejových vozidel, porucha (ztráta těsnosti a únik hydraulické kapaliny na hydraulickém válci při opotřebení těsnění válce, apod.

3. Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“. (The „Puncture of Discarded Tyre“ Failure model). Je jasné, že pneumatika se častěji píchne na sjeté (opotřebované) pneumatice. V praxi téměř vždy jde o tuto kombinaci.

Příklady v technických systémech:

Jde například o tyto případy mechanismů degradace:

- *Kombinaci křehkého lomu a koroze. Systém je náchylnější ke křehkému lomu, když je zkorodovaná*
- *Kombinace jednorázového přetížení a úbytku materiálu opotřebením a korozí. Systém snadněji podlehně i houževnatému lomu jestliže je zeslabena úbytkem materiálu a tím i postupným zvětšováním všeobecné napjatosti.*
- *Vznik lomu na základě cyklické zatížení. Při cyklickém zatížení se kumulují imperfekce krystalické mřížky až do velikosti defektu, která, má-li podmínky, roste. Od určité velikosti je růst defektu dán zákonitostmi lomové mechaniky.*
- *Vznik lomu na základě cyklického zatížení s přispěním ostatních vlivů. Pro ocel se za degradaci materiálu ostatními vlivy bere dále creep, opotřebení a koroze. Působení těchto vlastností a tím i vlivem postupného zvětšování všeobecné napjatosti, po čase způsobuje defektu takové velikosti, která se dále šíří a následný lom.*

4. Porucha (dříve uváděno též konkrétněji jako píchnutí) při probíhající regeneraci (hojení) materiálu. *Regenerace (hojení) materiálu.* Doposud byly v textu uvedeny poruchové modely, které se vyskytují nejčastěji u technických systémů. Pro biologické systémy by bylo potřeba doplnit poruchový model zahrnující regeneraci či hojení organismu. Ale i v technice se začínají objevovat některé „samohojitelné“ technické systémy, např. některé polovodiče se po poruše – porušení izolačního stavu při přepětí, uvedou samy do stavu funkčního - původního.

Pokud hojení probíhá samo v klidu, bez zatěžování, které by při určité úrovni mohlo vadit – nejedná se o poruchový stav – jedná pouze o stav, který musíme popsat, abychom mohli pokračovat dále při popisu poruchového modelu „Porucha při probíhající regeneraci materiálu“.

Nejprve si musíme uvědomit to, že regenerace může probíhat v materiálu, který není dokonalý. Může to být i těsně po poruše, takže pravděpodobnost poruchy se může u výchozího stavu blížit dokonce i jedné. Obecně však může být kdekoli v intervalu (0,1). Pravděpodobnost poruchy pak bude s časem klesat.

Protože se v tomto textu zaměřujeme především na technické systémy, uvedený model nebude dále rozebírán.

5. Jiné poruchové modely.

Samozřejmě, že mohou existovat i jiné poruchové modely.

5.2. Poruchový model „píchnutí pneumatiky“

5.2.1. Všeobecný popis

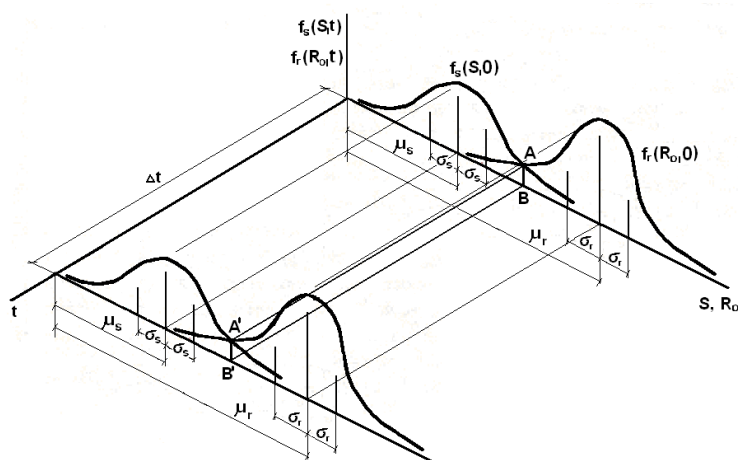
Poruchový model „píchnutí pneumatiky“. Rozdělení pravděpodobnosti je rovnoměrné po celou životnost systému. Poruchy při tomto poruchovém modelu přicházejí náhle, jsou nepředvídatelné a není možné je predikovat. Do tohoto poruchového modelu není započítáno zvětšení pravděpodobnosti „píchnutí pneumatiky“ vlivem opotřebení nebo vlivem jakékoli časové degradace materiálu. Je zde tedy započítána jen pravděpodobnost „výskytu hřebíků“.

Hlavní charakteristika tedy spočívá v tom, že náhodná odolnost systému není pohyblivá s časem, tj. materiál kromě jiného časově nedegraduje. Porucha nastává náhodným překročením náhodné odolnosti systému od náhodných účinků zatížení.

5.2.2. Rozdělení pravděpodobnosti při poruchovém modelu „píchnutí pneumatiky“

Při píchnutí pneumatiky jsou náhodné účinky zatížení reprezentovány náhodným výskytem hřebíků různých velikostí (tj. s různou schopností prorazit pneumatiku) a náhodná odolnost je reprezentovaná náhodnou odolností konkrétní pneumatiky proti vniknutí cizího tělesa (hřebíku). Při lomu materiálu jsou náhodné účinky Zatížení reprezentovány mechanickým napětím v určité součástce způsobené náhodnou zatěžovací silou. Náhodná odolnost je reprezentovaná náhodnou pevností materiálu.

Zkoumejme vzájemnou vazbu náhodných účinků zatížení a náhodné odolnosti systému. Nyní však hodnotíme uvedenou vazbu náhodných účinků zatížení a náhodné odolnosti systému v časovém intervalu Δt . Vše je znázorněno na následujícím obrázku. Z uvedeného obrázku je jasně vidět, že ke ztrátě spolehlivosti pro poruchový model „píchnutí pneumatiky“ dochází v případě, když se vzájemná poloha náhodných účinků zatížení a náhodné odolnosti systému v čase nemění.



Obr. 5.1. Průběh rozdělení pravděpodobnosti pro poruchový model „píchnutí pneumatiky“

Z obrázku vidíme, že bod A se posune do bodu A' a bod B se posune do bodu B' , vzdálenost $A-B$ a $A'-B'$ se nemění je v čase konstantní. V rovině určené osami s veličinami $f(t)$ a t jde o rovnoměrné rozdělení pravděpodobnosti, neboť přiřazuje všem hodnotám náhodné veličiny stejnou pravděpodobnost.

5.3. Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“

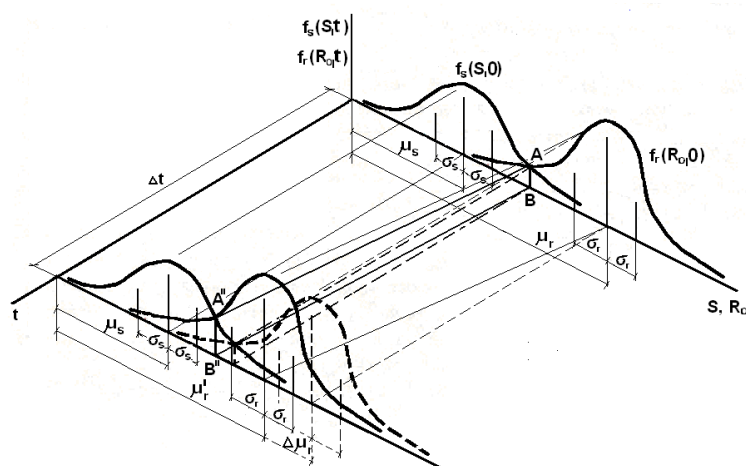
5.3.1. Všeobecný popis

Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. V tomto případě jde o předvídatelnou materiálovou degradaci. Nebo může jít o úbytek materiálu, který způsobí ztrátu spolehlivosti přímo. Zde se může uplatnit Weibullovou rozdělení nebo rozdělení normální (Gaussovo). Weibullovu rozdělení se používá v případech, kdy spolehlivost závisí na stáří, počtu odpracovaných hodin nebo vykonaných funkčních cyklů.

Velikosti skutečného zatížení jsou náhodné, ale mohou se opakovat v určitých zákonitostech. V tomto poruchovém modelu existuje degradace materiálu v závislosti na čase, tak i náhodná odolnost systému je pohyblivá v čase.

5.3.2. Rozdělení pravděpodobnosti při poruchovém modelu „sjetí (opotřebení) pneumatiky“

Zkoumejme v této kapitole vzájemnou vazbu náhodných účinků Zatížení a náhodné odolnosti konstrukce. Nyní však hodnoťme uvedenou vazbu náhodných účinků Zatížení a náhodné odolnosti systému v časovém intervalu Δt . Vše je znázorněno na následujícím obrázku. Z uvedeného obrázku je jasné vidět, že k poruchovému modelu „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ dochází v případě, když se vzájemná poloha náhodných účinků zatížení a náhodné odolnosti systému v čase sbližují, což je způsobeno degradací materiálu. Jako příklad uveďme tyto jevy:



Obr. 5.2. Průběh rozdělení pravděpodobnosti pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“

Z obrázku vidíme, že bod A se posune do bodu A'' a bod B se posune do bodu B'' , vzdálenost $A-B$ a $A''-B''$ se v čase zvětšuje. V rovině určené osami s veličinami $f(t)$ a t jde o nějaký druh rozdělení pravděpodobnosti. Zkušenost napovídá, že by mohlo jít o rozdělení normální (Gaussovo) nebo Weibullovo.

5.4. Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“

5.4.1. Všeobecný popis

Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ předpokládá kombinaci obou předešlých poruchových modelů. Uvedená kombinace končí defektem s následným lomem, který je umístěn v systému napjatosti o takové velikosti, že se dále šíří, jehož čas objevení a umístění v dílu systému je náhodné.

5.4.2. Rozdělení pravděpodobnosti poruchového modelu „píchnutí na sjeté pneumatice“

Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ je vždy složen z poruchového modelu „píchnutí pneumatiky“ a z poruchového modelu „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Vzájemný vztah obou poruchových modelů, ze kterých se poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ skládá, je sériový. Oba poruchové modely jdou po sobě a tedy sériově.

Celková spolehlivost se v tomto případě stanoví vztahem:

$$R_c(t) = \prod_{j=1}^m R_j(t) = R_1(t) \cdot R_2(t)$$

kde $R_c(t)$ je spolehlivost pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ před dobou t

$R_1(t)$ spolehlivost pro poruchový model „píchnutí pneumatiky“

$R_2(t)$ spolehlivost pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“

Celková pravděpodobnost poruchy jinak též celková distribuční funkce se tedy vypočítá:

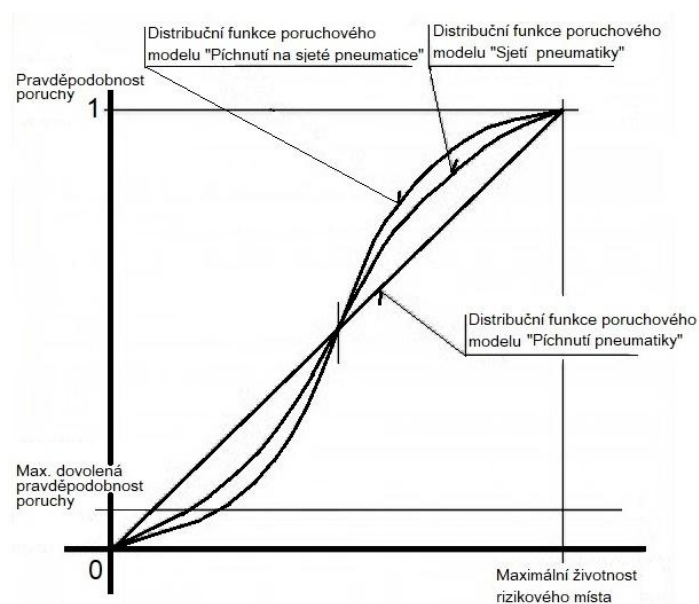
$$F_c(t) = 1 - [(1 - F_1(t))(1 - F_2(t))]$$

kde $F_c(t)$ je pravděpodobnost poruchy pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“

$F_1(t)$ pravděpodobnost poruchy pro poruchový model „píchnutí pneumatiky“

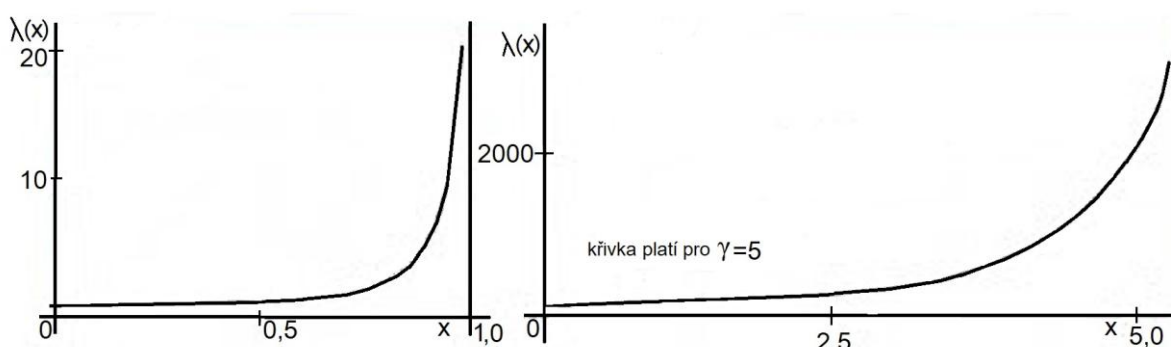
$F_2(t)$ pravděpodobnost poruchy pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“

Grafické znázornění je podle grafu:



Obr. 5.3. Distribuční funkce rozdělení pravděpodobnosti jednotlivých druhů poruchy

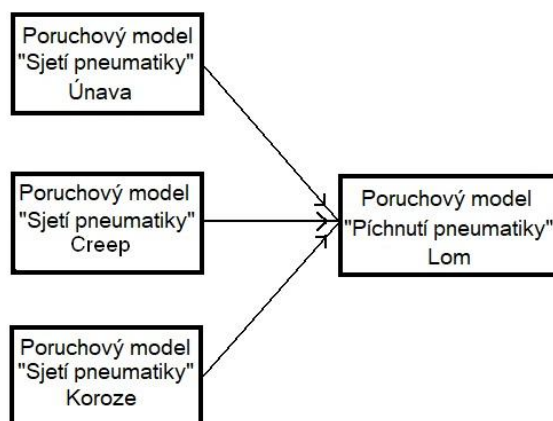
Intenzita poruchy pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“, může být vypočítána jako součet jednotlivých intenzit poruch .



Obr. 5.4. Křivky intenzity poruchy pro rovnoměrné a Weibullovo rozdělení pro $\gamma = 5$

5.4.3. Příklad kombinace degradačních mechanismů a rozdělení pravděpodobnosti pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ pro technické systémy

Tento příklad kombinace degradačních mechanismů pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ je vždy složen z poruchového modelu „píchnutí pneumatiky“ a z kombinace degradačních mechanismů pro poruchové modely „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Porucha v tomto případě pro poruchový model „píchnutí pneumatiky“ je vždy lom (v této kombinaci většinou únavový možný však je i houževnatý), který nastane, když je Zatížení větší než nosnost konstrukce, která je oslabená prvními fázemi únavového procesu, korozí a creepem. A právě únavový proces, opotřebení, koroze nebo creep, jejichž rozvoj lze v závislosti na statisticky zpracované zatížení předvídat, jedná se v tomto případě o poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“.



Obr. 5.5. Znázornění kombinace degradačních mechanismů

Jedná se o více rizikových jevů v jednom rizikovém místě. Na určení spolehlivosti, pravděpodobnosti poruchy a intenzity poruch a ostatních pravděpodobnostních veličin použijeme obecně kombinovaný sérioparalelní poruchový model.

Celková spolehlivost se v tomto případě stanoví vztahem:

$$R_c(t) = \prod_{j=1}^n \left(1 - \prod_{i=1}^m (1 - R_{ij}) \right) = \left(1 - (1 - R_{11}(t)) \cdot (1 - R_{12}(t)) \cdot (1 - R_{13}(t)) \right) \cdot R_2(t)$$

kde $R_c(t)$ je spolehlivost pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ před dobou t
 $R_{11}(t)$ spolehlivost pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ - konkrétně pro únavu
 $R_{12}(t)$ spolehlivost pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ - konkrétně pro creep
 $R_{13}(t)$ spolehlivost pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ - konkrétně pro korozi
 $R_2(t)$ spolehlivost pro poruchový model „píchnutí pneumatiky“ – vznik lomu

Celková pravděpodobnost poruchy jinak též celková distribuční funkce se tedy vypočítá:

$$F_c(t) = 1 - \{ [1 - (F_{11}(t)) \cdot (F_{12}(t)) \cdot (F_{13}(t))] \cdot [1 - F_2(t)] \}$$

kde $F_c(t)$ je pravděpodobnost poruchy pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“
 $F_{11}(t)$ pravděpodobnost poruchy pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ - konkrétně pro únavu

$F_{12}(t)$ pravděpodobnost poruchy pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ - konkrétně pro creep

$F_{13}(t)$ pravděpodobnost poruchy pro poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ - konkrétně pro korozi

$F_2(t)$ pravděpodobnost poruchy pro poruchový model „píchnutí pneumatiky“ – vznik lomu

Intenzita poruch pro poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“, může být vypočítána takto:

$$\lambda = \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{12} \cdot \lambda_{13}}{\lambda_{12} \lambda_{13} + \lambda_{11} \lambda_{13} + \lambda_{11} \lambda_{12}} + \lambda_2$$

kde indexy u jednotlivých intenzit poruchy λ mají též význam jako indexy v předcházejících případech.

5.5. Možnosti využití a zhodnocení poruchových modelů

Mezi výhody používání uvedených poruchových modelů patří:

- jednoduchý popis a rozřídění poruch do tří modelů a to u technických systémů poruchy vzniklé z degradace materiálu, poruchy vzniklé v hydraulických obvodech např. zanášení filtru, protržení filtru, „zadření ventilu“ atd. I biologické „poruchy“ je možno takto rozřídít.
- výhoda „natvrdo“ přiřazeného rozdělení pravděpodobnosti umožňuje zjednodušit další úvahy a výpočty
- umožňuje zkombinovat všechny druhy degradace materiálu a i ostatní druhy poruch do jednoho modelu

Mezi nevýhody používání uvedených poruchových modelů především patří:

- teprve další výzkum ukáže, o kolik se uvedené modely poruch liší od skutečnosti v jednotlivých případech (např. druzích degradace materiálu).

6. Křivka teoretické degradace

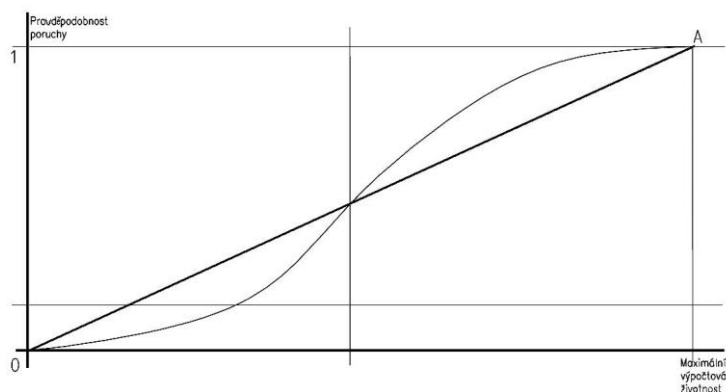
6.1. Definice křivky teoretické degradace

Maximální systémová životnost tedy odpovídá pravděpodobnost Poruchy rovná 1. Jestliže je systému řádně vyrobeno a zkontrolováno, pak v době uvedení do provozu je rovna pravděpodobnost Poruchy 0. Čímž vznikne základní ohraničení pro graf na obr.34 a úsečka spojující počáteční bod (tj. bod 0) a bod určený teoretickou životností a pravděpodobností ztráty integrity rovnající se 1 (tj bod A). Tato úsečka může být nazvána *úsečkou (ve všeobecnosti křivkou) teoretické degradace*.

6.2. Křivka teoretické degradace jako distribuční funkce

Křivka teoretické degradace je vlastně distribuční funkce určitého rozdělení pravděpodobnosti vzniklé spolupůsobením statistického rozdělení Zatížení a materiálu, které se pohybuje v čase. Distribuční funkce jednotlivých výše citovaných rozdělení jsou na přiložených obrázcích. Z těchto obrázků je vidět, že právě rovnoměrné rozdělení je v oblasti pravděpodobnosti do 0,5 konzervativnější než Weibullovo rozdělení pro parametr gama větší než 2, a musí s ním být v tomto případě počítáno.

Postup degradace materiálu však nemusí odpovídat předpokladu, který je určen při návrhu. Reálná životnost a reálný průběh degradace materiálu nemusí odpovídat předpokladům. Proto se u důležitých systémů poruch doporučuje sběr zatěžovacích dat za určitý časový okamžik a jejich korekce. Eventuelně může být instalováno v systému, který životnost tlakového systému sleduje v reálném čase



Obr. 6.1. Křivka teoretické degradace

6.3. Možnosti použití přímky teoretické degradace namísto křivky

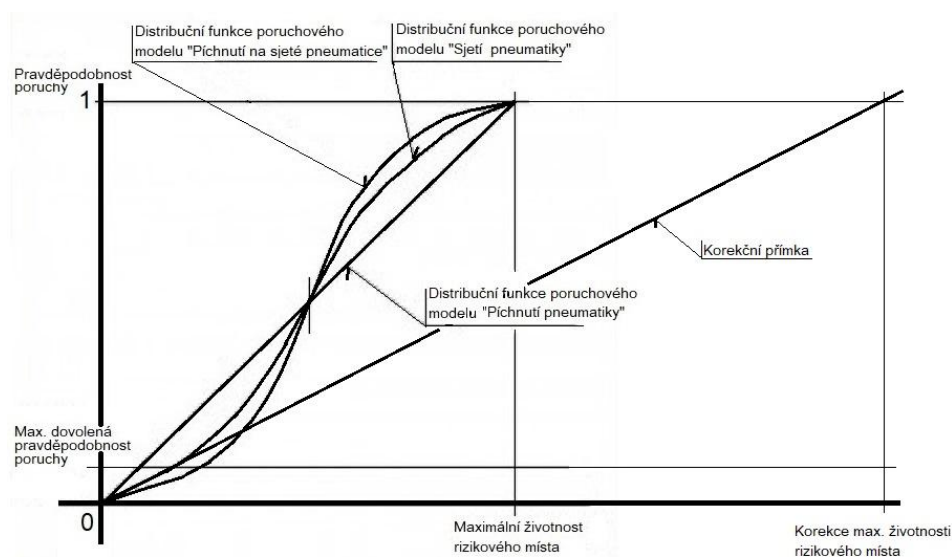
Dále je použita k výpočtu intervalu kontrol přímka teoretické degradace. Zda je toto možno udělat, ukáže následující:

V případě rovnoměrného rozdělení poruchy, tj. u poruchového modelu „píchnutí pneumatiky“ se křivka teoretické degradace přímo ztotožňuje s *přímkou teoretické degradace*.

V minulých kapitolách jsme definovali maximální životnost (L_m) jako životnost všeobecného systému určenou výpočtem na základě určeného degradačního mechanismu za působení systému funkčních Zatížení působících v čase, platící pro určité rizikové místo konstrukce, při které je stoprocentní jistota poruchy všeobecného objektu v tomto rizikovém místě. Pro zjednodušení výpočtu je nutno zavést *smluvní hodnotu maximální životnosti*, např. podle již zmíněné kapitoly. Stanovení této smluvní hodnoty maximální životnosti musí být vždy na bezpečné straně.

Přímka teoretické degradace i křivka teoretické degradace podle jakéhokoliv rozdělení prochází vždy v čase nula počátkem. Přímka jde vždy spojnice počátku a bodu A. Při malých pravděpodobnostech poruchy, se kterými dále pracujeme a při Weibullovém rozdělení s parametrem $\gamma > 2,0$ je úhel směrnice tohoto distribučního rozdělení menší než úhel degradační přímky (tj. rovnoměrné rozdělení), to znamená, přímka teoretické degradace je na konzervativnější, tj. bezpečnější straně než se nachází v tomto intervalu a s uvedeným parametrem gama Weibullovo rozdělení. Avšak pro přesnější druhy výpočtů můžeme zavést „*korigovanou přímku teoretické degradace*“ viz obrázek.

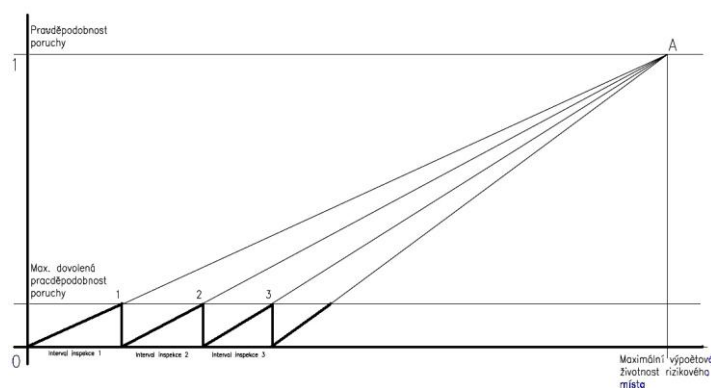
Z předešlého bodu se dá odvodit „*korekční součinitel maximální životnosti*“, který můžeme definovat jako poměr maximálních životností, a to maximální životnosti dané příslušnou křivkou teoretické degradace a maximální životnosti dané přímkou, která prochází bodem 0 a průsečíkem křivky teoretické degradace a přímky dané maximální dovolenou pravděpodobností poruchy.



Obr. 6.2. Znázornění možnosti použití přímky teoretické degradace namísto křivky

6.4. Apriorní a aposteriorní křivky teoretické degradace

Jestliže je systému odzkoušeno výstupní kontrolou, pravděpodobnost poruchy je rovna 0 nebo se jí blíží. Po spuštění systému do provozu se tato pravděpodobnost začne zvyšovat. Pravděpodobnost ztráty integrity se pohybuje po přímce (křivce) 0 až A. Tuto přímku (křivku) můžeme brát jako primární neboli apriorní. Při kontrole nedestruktivními defektoskopickými metodami se pravděpodobnost ztráty integrity sníží a při dokonalé prohlídce se sníží až k nule – viz literatura č. 1 a č. 2. Z tohoto bodu se pravděpodobnost poruchy pohybuje opět k bodu A. Této křivce můžeme říkat sekundární, další pak bude terciální atd. Tyto křivky společně jsou aposteriorní přímky/křivky teoretické degradace.

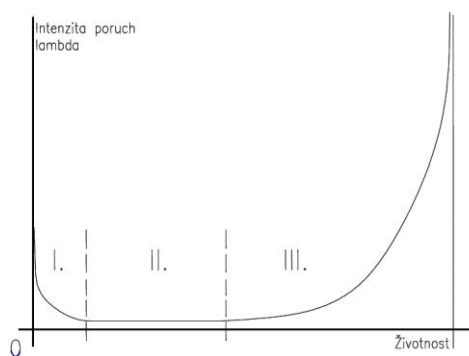


Obr. 6.3. Apriorní a aposteriorní přímky teoretické degradace

Křivka teoretické degradace v semilogaritmických souřadnicích. Jak si v následující kapitole ukážeme, pohybujeme se v pravděpodobnostech řádu 0,1 až 0,0001. Proto se jeví v grafech výhodnější udávat pravděpodobnost v logaritmické stupnici.

Příklad z technických systémů - Křivka teoretické degradace a vanová křivka

Vanová křivka je křivka zjištěná z praxe a zobrazuje závislost intenzity Poruchy pro období životnosti systému. Toto je místo, které nám nabízí zpětnou vazbu z praxe, a proto je důležité její správné pochopení.



Obr. 6.4. Průběh intenzity poruchy – vanová křivka.

Avšak je otázkou, zda fáze „dětských poruch zařízení I“ nejde na vrub výrobce jeho nedokonalé konstrukce, výroby a výstupní technické inspekce. V případě dokonalého působení výstupní technické inspekce výrobce by měla být fáze „dětských poruch“ eliminována, čili kvalitní systém nesmí mít žádnou „dětskou poruchu“. Provozovatel systému by se tak touto fází nemusel zabývat, je to věc výrobce a výrobních reklamací.

Při vyřazení „dětských poruch“, vanová křivka koresponduje s Weibullovým rozdělením s parametrem tvaru blízko $\gamma = 5$ nebo se součtem intenzity poruchy 1. a poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“u (tento součet dává dohromady intenzitu poruchy třetího poruchového modelu)

Vanová křivka, tedy praxí ověřená křivka, nejčastěji odpovídá poruchovému modelu „píchnutí na sjeté pneumatice“, to znamená součtu intenzity poruch rovnoměrného rozdělení pravděpodobnosti a Weibullovu rozdělení s parametrem γ okolo 5,0 anebo místo W . rozdělení je možno použít rozdělení normální. Z toho je vidět, že rozdělení pravděpodobnosti dle poruchového modelu „píchnutí na sjeté pneumatice“ je nejreálnější.

7. Strategie technické inspekce a následné údržby

Nejprve je nutno oddělit dva pojmy: "Technickou inspekci" a na ní navazující "údržbu".

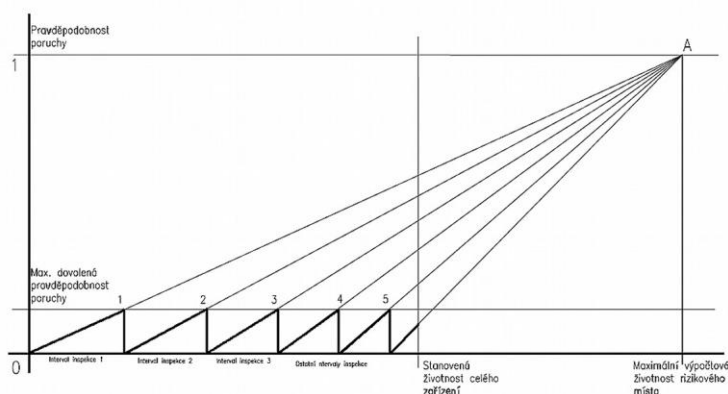
Technická inspekce je souhrn defektoskopických metod a postupů, které určí (diagnostikují) poruchu systému. Patří sem i určení rizik a velikosti nebezpečí a práce se zbytkovými riziky.

Údržba je souhrn a způsob oprav poruch, které byly určeny na základě provedení technické inspekce.

7.1. Určení intervalu technické inspekce

Určení intervalu technické inspekce všeobecného systému se provede porovnáním maximální dovolené pravděpodobnosti poruchy s velikostí okamžité hodnoty pravděpodobnosti poruchy systému. K tomuto využijeme opět přiložený obrázek takto: Na svislou osu vyneseme maximální dovolenou pravděpodobnost poruchy a tímto bodem uděláme rovnoběžku s vodorovnou osou. Označíme bod, kde se protíná tato rovnoběžka s úsečkou teoretické degradace (tj. bod č. 1). Promítnutí tohoto bodu na vodorovnou časovou osu určuje interval první technické inspekce tlakového systému.

Předpokládejme, že počáteční pravděpodobnost ztráty funkčnosti se rovná 0, a též každá další technická inspekce odhalí všechny vady tak, že po kontrole se pravděpodobnost ztráty funkčnosti opět rovná 0. Tuto nulu označíme spuštěním přímky z bodu č.1. Z ní vedeme novou úsečku teoretické degradace do bodu A. Opakováním postupu určíme vždy nový a nový interval technické inspekce, který je vždy kratší než předchozí. Takto pokračujeme až do doby stanovené životnosti celého systému.



Obr. 7.1. Určení intervalu kontrol tak, aby nebyla překročena maximální dovolená pravděpodobnost poruchy

7.2. Výpočet intervalu údržby

Výpočet se provede z obrázku porovnáním trojúhelníků O, A, L_m a $O, 1, I_1$. Z toho se dá odvodit $I_1/p = L_m/1$, dále $I_1 = p L_m$. Druhý interval údržby se dá vypočítat též porovnáním trojúhelníků

$$I_2/p = (L_m - I_1)/1.$$

Tedy $I_2 = p(L_m - I_1) = pL_m(1 - p)$.

A podobně i další intervaly:

$$I_3 = pL_m(1 - 2p + p^2)$$

$$I_4 = pL_m(1 - 3p + 3p^2 - p^3)$$

$$I_5 = pL_m(1 - 4p + 6p^2 - 4p^3 + p^4)$$

$$I_6 = pL_m(1 - 5p + 10p^2 - 10p^3 + 5p^4 - p^5)$$

atd., atd.

7.3. Určení druhu technické inspekce

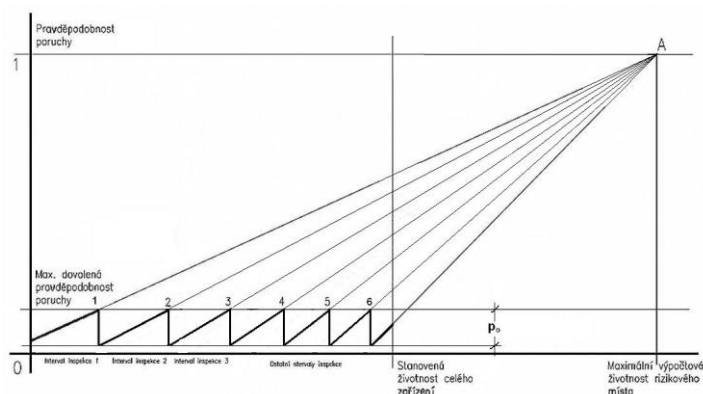
Poruchový model „píchnutí pneumatiky“ - plánovanou všeobecnou kontrolou se nic nezjistí. Náhodné poruchy odstraňujeme neplánovanými údržbami.

Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ - plánovaná všeobecná technická inspekce může zjistit např. stupeň degradace materiálu (koroze, opotřebení creepu). Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ - plánovaná všeobecná technická inspekce může zjistit též např. stupeň degradace materiálu (koroze, opotřebení creepu).

V pravidelné všeobecné inspekci systému musíme použít takovou metodu, která stoprocentně vyloučí existenci takových vad, které by se mohly dále rozvíjet. Toto je samozřejmě ideální stav, protože tím pádem se musí určit: o jakou vadu jde a jakou metodou je možno tuto velikost vady zjistit. A dokonce i vliv pečlivosti s jakou je uvedená technická inspekce provedena.

7.4. Určení intervalu technické inspekce, jestliže technická inspekce nezjistí vadu na 100%

Všeobecná technická inspekce nemusí odhalit nebezpečné vady na sto procent, odhalí je vždy s určitou pravděpodobností. Tuto pravděpodobnost nazvěme účinnost všeobecné technické inspekce. Je nutné, aby byla sestavena taková kombinace metod technické inspekce, aby se zjistilo, co nejvíc vad s nadlimitní velikostí. Pravděpodobnost, s jakou jí odhalí, by měla být zjištěna a může být korigována délkou intervalu mezi technickými inspekcemi. Délku intervalu k nové kontrole můžeme zjistit podle obrázku.



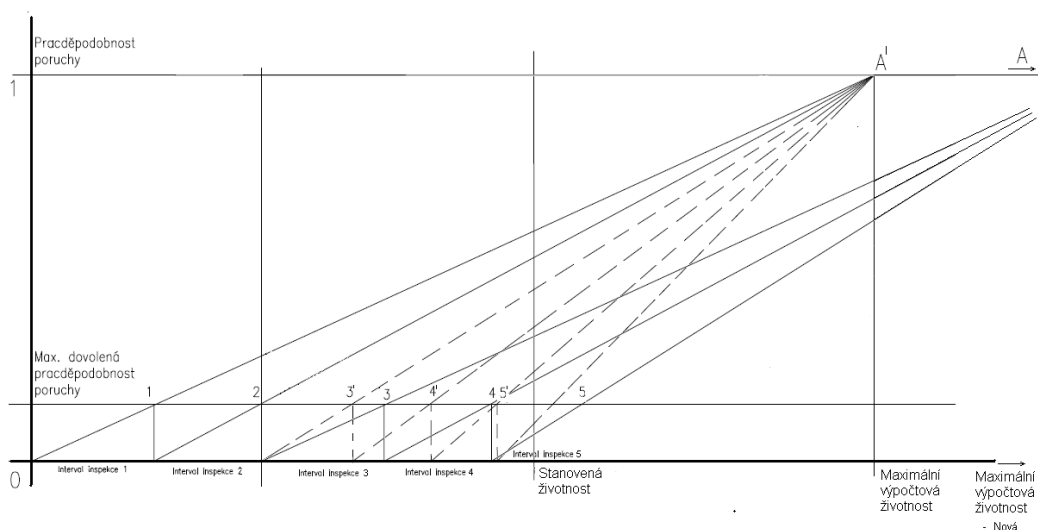
Obr. 7.2. Určení intervalu kontrol tak, aby nebyla překročena maximální dovolená pravděpodobnost poruchy při účinnosti všeobecné technická inspekce o velikosti p_0

7.5. Údržba s opravou porušeného rizikového místa a bez opravy degradace ostatního materiálu

Na základě zjištění stavu při všeobecné kontrole se provádí údržba. V tomto případě se jedná o opravu vady, kdy degradace pokračuje podle původních představ. Plánovaná životnost se neprodlouží. Samotný degradovaný materiál se však nijak nevylepší. Interval další technické inspekce se neprodlužuje, pravděpodobnost vzniku poruchy okamžitě po takovéto opravě klesne, avšak okamžitě začne růst původní rychlostí. Je to stejná situace jako po kontrole, která nic nezjistila.

7.6. Údržba s opravou degradace materiálu

Na základě zjištění stavu při technické inspekci se provádí údržba s opravou degradace. V takovémto případě se prodlužuje životnost rizikového místa, viz obrázek. Stanovená životnost pro celý systém se v případě údržby s opravou degradace, tj. např. výměna součástky nebo transplantace orgánu výrazně nemění, intervaly kontrol však ano.



Obr. 7.3. Údržba s opravou degradace materiálu

7.7. Souhrn použitých součinitelů této hypotéz

Aby hypotéza náležitě fungovala, je nutné odvodit nebo experimentálně získat koeficienty:

Součinitel bezpečnosti (Safety factor) k_n se vztahuje k nejistotám a k rozptylu v uvažovaných spektrech Zatížení. Je třeba při přepočtu bezpečné životnosti ke střední a maximální.

Součinitel bezpečnosti (Safety factor) k_N se vztahuje k rozptylu odolnosti systému. Je třeba při přepočtu bezpečné životnosti ke střední a maximální. Protože hodnoty rozptylů výše uvažovaných únavových křivek nejsou vždy dostatečně známy, pracuje se v běžných výpočtech se středními (mediánovými) únavovými křivkami pro $P=50\%$. Tomu je potřebné přizpůsobit součinitel bezpečnosti. Jeho minimální velikost lze doporučit alespoň $k_N=3,5$ a to při znalosti nejméně 4 výsledků únavových zkoušek na dané hladině namáhání. Pro únavové křivky upravované, odvozované atp. bude hodnota vyšší, $k_N=4,0$ až $6,0$. Není výjimkou, že hodnota tohoto součinitele, např. ve standardech ASME Code pro bezpečné únavové křivky tlakových nádob, dosahuje hodnoty $k_N=10$.

Korekční součinitel maximální životnosti (Maximum Longevity Correction Factor) k_L , je poměr maximálních životností, a to maximální životnosti dané příslušnou křivkou teoretické degradace a maximální životnosti dané přímkou, která prochází bodem 0 a průsečíkem křivky teoretické degradace a přímky dané maximální dovolenou pravděpodobností poruchy. Některé hodnoty citovaných součinitelů byly již v literatuře uvedeny: Růžička například uvádí: Součinitel bezpečnosti k_n se vztahuje k nejistotám a k rozptylu v uvažovaných spektrech zatížení. Jeho hodnota se pohybuje od 1,0 (pro spolehlivě experimentálně určená spektra) až k hodnotě 1,5 až 2,0 pro spektra odvozená, převzatá nebo odhadovaná.

8. Maximální dovolená pravděpodobnost poruchy. Jakých hodnot má dosahovat?

1) Máme danou (podle Fuchse v kapitole „Použitá literatura“) přijatelnou hodnotu rizika, která je určována prostřednictvím přijatelné četnosti F_p ohrožení života jedné nebo více osob: na $F_p = 1 \cdot 10^{-5}$, resp. U nově vyrobených $F_p = 1 \cdot 10^{-6}$. Pro více osob se ještě tyto pravděpodobnosti dělí N^2 , když N je počet ohrožených osob. V České republice riziko z nejaderných aktivit regulováno zákonem č. 353/1999 Sb. (o prevenci závažných havárií způsobených vybranými nebezpečnými chemickými látkami a chemickými přípravky) a návaznými vyhláškami, zejména vyhláškou č. 8/2000 Sb. (zásady hodnocení rizik závažné havárie).

2) Dále podle stejného zdroje platí, že pravděpodobnostní bezpečnostní cíle jsou uvedeny v dokumentu IAEA "Basic Safety Principles for Nuclear Power Plants" (Safety Series No. 75-INSAG-3 Rev.1) Podle tohoto dokumentu by hodnota pro kumulativní četnost poškození aktivní zóny reaktoru měla být někde pod 10^{-4} na jeden rok provozu reaktoru pro provozované jaderné elektrárny a neměla by být větší než přibližně 10^{-5} na jeden rok provozu reaktoru.

3) Uvedeným se také částečně zabývá ČSN EN 1991-1-7 Eurokód 1: Zatížení konstrukcí – Část 1-7: Obecná zatížení – Mimořádná zatížení, a to zejména v příloze B: Informace pro hodnocení rizik. Následek lze definovat následujícím způsobem:

a) Kritický: Nastane náhlé zřícení konstrukce s vysokou pravděpodobností ztrát na lidských životech a zranění. Maximálně přijatelná úroveň rizika je 0,00001

b) Velký: Porušení částí konstrukce s vysokou pravděpodobností částečného zřícení a s určitou možností zranění nebo omezení uživatelů a veřejnosti. Maximálně přijatelná úroveň rizika je 0,0001

c) Střední: Porušení části konstrukce. Úplné nebo částečné zřícení konstrukce je málo pravděpodobné. Možnost zranění nebo omezení uživatelů a veřejnosti je malá. Maximálně přijatelná úroveň rizika je 0,001

d) Malý. Lokální poškození. Maximálně přijatelná úroveň rizika je 0,01

e) Velmi malý: Lokální škody malého významu. Maximálně přijatelná úroveň rizika je 0,1 i větší

Pro zjištění přijatelnosti rizika se obvykle používá zásada ALARP (as low as reasonably practicable – úroveň rizika je tak nízká, jak je to rozumně možné). Podle této zásady se stanovují dvě úrovně rizika: jestliže je riziko pod dolní mezí všeobecně tolerované oblasti, žádná opatření nejsou nezbytná. Jestliže se riziko nachází nad horní mezí všeobecně tolerované oblasti, riziko se považuje za nepřijatelné. Pokud se riziko nachází mezi horní a dolní mezí, je potřebné vyhledat ekonomicky nejvýhodnější řešení.

Jestliže uvedená malá p mají přibližně hodnotu 0,1. Potom z uvedeného vyjde jako maximální dovolená pravděpodobnost vzniku poruchy hodnota 0,01 až 0,001.

4) Obecné určení (všeobecné zásady) maximální dovolené pravděpodobnosti poruchy

a) Určení pravděpodobnosti poruchy vycházející z druhu zařízení. Na určení maximální dovolené pravděpodobnosti vycházející má vliv velikost následků případné nehody. Výsledkem by mělo být přiřazení maximální dovolené rizika pravděpodobnosti poruchy každému druhu zařízení. Toto přiřazení by mělo být stanoveno na základě shody odborníků a požadavků státu. Jako příklad v oblasti tlakových zařízení můžeme vycházet ze směrnice EU Pressure Equipment Directive, kdy můžeme vyjít z kategorizace podle této směrnice a každé kategorii přiřadit určitou dovolenou pravděpodobnost poruchy

b) Určení pravděpodobnosti poruchy vycházející z umístění zařízení. Velikosti následků případné nehody je přímo závislé i na konkrétním umístění zařízení a na „infrastruktuře“, která je instalovaná v okolí. Je tím myšlena například dostupnost z hlediska integrovaného záchranného systému atd. Výsledkem by mělo být přiřazení maximálního dovoleného pravděpodobnosti ztráty integrity každé z uvedených skupin. Pro získání celkového maximálního dovoleného rizika ztráty integrity se obě procenta musí vynásobit. Toto přiřazení by mělo být stanoveno na základě shody odborníků a požadavků státu.

9. Některé druhy poruch

9.1. Zadření ventilu v tekutinových mechanismech

Jde o ventily pracující zejména na „šoupátkovém“ principu, kdy se mezi pístek (nebo jinou pohyblivou část) a těleso ventilu dostane nečistota právě o takové velikosti, že zabrání dalšímu pohybu pístku a ventil se stane nefunkčním.

Potřebujeme vypočítat jak dlouho a s jakou pravděpodobností vydrží určité rizikové místo, a to je v našem případě ventil. Životnost ventilu je závislá na pravděpodobnostním výskytu nečistoty o nebezpečné velikosti v tekutinovém obvodu a na možnosti vniknutí mezi pohyblivou část a těleso ventilu.

Přiřazení poruchového modelu. Z uvedeného je patrné, že se jedná o **Poruchový model „píchnutí pneumatiky“**. Jako k takovému musíme dále postupovat. Je na výrobcí, aby poruchu studoval a aby tuto poruchu omezil, např. začleněním příslušného filtru do tekutinového obvodu nebo konstrukcí odolnějších ventilů proti zadření (např. použitím vhodnějších materiálů, vhodnějších tolerancí atp.).

9.2. Zanášení filtru v tekutinových systémech až k možnosti jeho protržení

Máme na mysli jak filtry vzduchové či pro jiné plyny, tak filtry kapalinové, např.: pro filtraci vody, oleje apod. Protržení je možné např. u papírových filtrů, je však myšleno jakékoli porušení filtru způsobené jeho zanesením.

Potřebujeme vypočítat jak dlouho a s jakou pravděpodobností vydrží určité rizikové místo, a to je v našem případě filtr. Potřebujeme určit bezpečnou střední a maximální výpočtovou životnost uvedeného rizikového místa, tj. dobu dokud se filtr neporuší.

Avšak samotné zanesení filtru může být důvod pro nefunkci nebo špatné fungování celého stroje. V takovémto případě potřebujeme znát maximální dovolené zanesení filtru. Uvedené zanesení můžeme snímat zprostředkovaně, např. změnou průtoku nebo změnou tlaku filtrované tekutiny.

Výpočet je založen na naměřených hodnotách zanesení filtru za určitý časový interval reprezentující určitý pracovní cyklus. Uvedené „měrné“ zanesení můžeme opět snímat zprostředkovaně, např. změnou průtoku nebo změnou tlaku filtrované tekutiny.

Pro úplnost uvádíme, že nejsou autorovi známy žádné zdroje literatury, které by rychlost zanášení filtru měly zpracovány statisticky a v závislostech na ostatních veličinách (tj. tlaku, průtoku a znečištění tekutiny). Tyto hypotetické údaje nazvěme odolnost systému, což je při výpočtu srovnáváno se skutečným tlakem tekutiny, průtokem tekutiny a znečištěním tekutiny, což je zatížení systému.

Přiřazení poruchového modelu. Z uvedeného je patrné, že vezmeme-li pouze první stádium procesu, jedná se o **Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky**. Pakliže ale započítáme poslední fázi, tj. protržení filtru, jde o **Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“**.

Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Tj. pro poruchový model, který se dá za určitých okolností předvídat tj. na základě znalosti určité zatížení, druhu silnice a času jízdy a druhu použitého materiálu – konkrétně pryže. Je nutné se tímto zabývat, neboť sjetí pneumatiky může mít za následek častější smyk a nehodu tímto zapříčiněnou – jsou myšleny následky bez ohledu na „píchnutí“.

V případě tohoto poruchového modelu jde o předvídatelnou „materiálovou degradaci“ tj. zanášení filtru.

Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“. Je jasné, že pneumatika se častěji píchne na sjeté (opotřebované) pneumatice. V praxi téměř vždy jde o tuto kombinaci. Tento poruchový model předpokládá kombinaci ostatních dvou poruchových modelů. Uvedená kombinace končí defektem tj. protržením filtru. Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ je vždy složen z poruchového modelu „píchnutí pneumatiky“ a z poruchového modelu „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Vzájemný vztah obou poruchových modelů, ze kterých se poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ skládá, je sériový. Oba poruchové modely jdou po sobě a tedy sériově.

9.3. Úbytek materiálu způsobený opotřebením, erozí nebo korozí až k možnosti následného porušení lomem

9.3.1. Koroze – základní informace

Koroze je samovolné, postupné rozrušení kovů či nekovových organických i anorganických materiálů (např. horniny či plasty) vlivem chemické nebo elektrochemické reakce s okolním prostředím. Může probíhat v atmosféře nebo jiných plynech, ve vodě a jiných kapalinách, zeminách a různých chemických látkách, které jsou s materiálem ve styku. Toto rozrušování se může projevovat rozdílně; od změny vzhledu až po úplný rozpad celistvosti. Koroze je způsobena vlivem elektrochemickým. Hlavním činitelem koroze je kyslík, resp. hydroxydová skupina (OH), dále anionty vzniklé z kyselin (CO₃, Cl, NO₂, SO₄ apod.) Vodíkové ionty kyselin se nahrazují ionty kovů, čímž vznikají soli.

Korozí se rozumí samovolné vzájemné působení mezi prostředím a materiálem, které má za následek znehodnocování materiálu.

- Druhy koroze:
- Chemická koroze
- Elektrochemická koroze (Fyzikálně-chemická koroze)
- Atmosférická koroze

- Koroze v kapalinách
- Půdní koroze
- Kombinace s vnějšími činiteli
- Koroze při mechanickém namáhání materiálu
- Koroze při únavě materiálu
- Vibrační koroze
- Koroze praskání
- Koroze bludnými proudy

Možnosti využití uvedených výpočtů koroze. Princip výpočtu koroze spočívá v porovnání určeného dovoleného úbytku korozí. Vypočítává se pevnost jakoby bylo zařízení zkorodované. Výpočtem je tedy kontrolováno, zda předložený návrh vyhoví anebo ne. Tento výpočet je vhodný pro výpočtáře výrobce zařízení.

Pro naše úvahy však potřebujeme jiný typ výpočtu: Potřebujeme vypočítat jak dlouho a s jakou pravděpodobností vydrží určité rizikové místo. Potřebujeme určit bezpečnou střední a maximální výpočtovou životnost uvedeného rizikového místa.

9.3.2. Opotřebení – základní informace

Opotřebení je eroze materiálu pevného tělesa působením dalšího pevného tělesa. Studiu procesu opotřebení se věnuje část vědní disciplíny „tribologie“. Možno definovat několik druhů opotřebení:

1. Abrasivní opotřebení (opotřebení otěrem)
2. Adhesivní opotřebení
3. Erozní opotřebení
4. Speciální druhy opotřebení

Jako opotřebení není brán úbytek materiálu způsobený plastickou deformací, kavitací a korozí, kde není splněna podmínka působení dalšího pevného tělesa.

Opotřebení může být také definován jako proces, v kterém interakce povrchů pevných těles má za následek rozměrovou ztrátu pevného tělesa. Mezi pevnými tělesy může být různé pracovní prostředí např. kapalina, plyn, jiná pevná látka, která může nebo nemusí sloužit jako mazivo.

1. Abrasivní opotřebení (opotřebení otěrem). U abrasivního opotřebení je materiál odstraňován kontaktem s tělesy z tvrdého materiálu. Mezi tělesy mohou existovat uvolněná drobná tělíška (tj. třítělesové opotřebení). Opotřebení otěrem může být měřeno jako ztráta hmotnosti Taberovou zkouškou na otěr podle ISO 9352 nebo ASTM D 1044. Opotřebení otěrem nastává, když zpevněná plocha klouzá a řeže rýhy do měkčího povrchu.

Příklady abrasivního opotřebení jsou: opotřebení brzdných destiček u automobilů, opotřebení brzdných špalíků u kolejových vozidel, opotřebení pohybového šroubu a matice např. u zvedáků apod.

2. *Adhesivní opotřebení* nastává, když dva pevné povrchy přejedou pod tlakem přes sebe navzájem. Povrchové plastifikace nebo deformace se nakonec stmelí vysokým místním tlakem. Jak pohyblivý kontakt pokračuje, toto stmelení se rozbije a vznikají malá, brusná zrna, ze které dále opotřebovávají povrch. Příklady adhesivního opotřebení jsou: opotřebení pneumatik u automobilů, opotřebení jízdního profilu dvojkolí u kolejových vozidel, opotřebení kolejnic apod.

3. *Erozní opotřebení* je ztráta materiálu z důvodu mechanické interakce s dalšími drobnými pevnými objekty, které bývají unášeny kapalinou nebo plynem. Mění se tak rozměry a i funkčnost výrobku. Typickým příkladem je opotřebení potrubí vzduchotechniky, kdy vzduch dopravuje nějaký materiál.

4. *Speciální druhy opotřebení*

- *fretting*

Základní výskyt frettingu je u ložisek

- *pitting*

je speciální kontaktní opotřebení u ozubených soukolí

5. *Možnosti využití uvedených údajů.* Princip výpočtu opotřebení spočívá v porovnání určeného dovoleného úbytku opotřebení. Vypočítává se pevnost, jakoby bylo zařízení opotřeбенé. Výpočtem je tedy kontrolováno, zda předložený návrh po dobu požadované životnosti vyhoví anebo ne. Tento výpočet je vhodný pro výpočtáře výrobce zařízení.

Pro naše úvahy však potřebujeme jiný typ výpočtu: Potřebujeme vypočítat jak dlouho a s jakou pravděpodobností vydrží určité rizikové místo. Potřebujeme určit bezpečnou střední a maximální výpočtovou životnost uvedeného rizikového místa.

9.3.3. Výpočtová životnost daná korozí a/nebo opotřebením

Princip výpočtu koroze a/nebo opotřebení spočívá v porovnání určeného dovoleného úbytku koroze a/nebo opotřebení. Vypočítává se pevnost, jakoby bylo zařízení zkorodované a/nebo opotřeбенé. Výpočtem je tedy kontrolováno, zda předložený návrh vyhoví anebo ne.

Pro naše úvahy však potřebujeme jiný typ výpočtu: Potřebujeme vypočítat jak dlouho a s jakou pravděpodobností vydrží určité rizikové místo. Potřebujeme určit bezpečnou střední a maximální výpočtovou životnost uvedeného rizikového místa.

Teoretické zákonitosti. Výpočet je založen na naměřených hodnotách úbytku materiálu koroze nebo opotřebením za určitý čas (tj. rychlost úbytku materiálu za provozu).

Teoretická doba života T_{ai} je doba života dokud koroze či opotřebení nedosáhne minimálních hodnot tloušťky materiálu určených výpočtem nebo zkouškami. Okamžitá

velikost tohoto přídávku je závislá na čase (tj. s časem se snižuje). Budeme pro tuto úvahu předpokládat, že koroze probíhá lineárně s dobou životnosti. Okamžitý úbytek přídávku na opotřebení a/nebo korozního přídávku tedy budeme označovat $c(t)$. Výše uvedené hodnoty označme $c(T_{al})$. Maximální přídavek je ihned po vyrobení, nulový je na konci životnosti. Platí tedy předpokládaný vztah:

$$c(t) = c_{max} \cdot t/T_{al}$$

Celkové poškození úbytkem materiálu při korozi a/nebo opotřebení D_W je potom:

$$D_W = \frac{c(t)}{c(T_{al})} = \frac{t}{T_{al}}$$

Jestliže jsme spočítali celkové poškození při korozi a/nebo opotřebení materiálu D_W v jednom velkém zatěžovacím cyklu a víme čas za jaký tento velký zatěžovací cyklus proběhne, můžeme vypočítat střední i maximální výpočtovou životnost. Čili:

$$L_{50} = T_{al} = \frac{t_1}{D_W} = \frac{c_{max}}{c(t_1)} \cdot t_1$$

kde t_1 je doba jednoho cyklu, při kterém je prováděno měření

D_W je celkové poškození při korozi/opotřebení během uvedeného jednoho cyklu.

2. *Získání a zpracování provozního zatížení a jeho účinků.* Výpočet je založen na naměřených hodnotách úbytku materiálu koroze nebo opotřebením za určitý časový interval reprezentující určitý pracovní cyklus. Úbytek materiálu se může měřit posuvným měřítkem nebo mikrometrem anebo také ultrazvukovým tloušťkoměrem s průběžným automatizovaným ukládáním dat a zpracováním pomocí počítačového programu.

3. *Odolnost konstrukce proti korozi a/nebo opotřebení.* Odolnost konstrukce proti korozi a/nebo opotřebení představuje výpočtem popř. zkouškami stanovená doba T_{al} , za kterou ubyde (zmizí) celý přídavek na korozi nebo opotřebení c_{max} .

Pro výpočet maximální výpočtové životnosti L_m uvádíme, že zatím nejsou známy autorovy žádné zdroje literatury, které by rychlost postupu koroze či opotřebení měly zpracovány statisticky.

9.3.4. Přiřazení poruchového modelu

Z uvedeného je patrné, že vezmeme-li pouze první stadium procesu, jedná se o **Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky**. Pakliže ale započítáme poslední fázi, tj. šíření trhliny až do lomu, jde o **Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“**.

Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Pro poruchový model, který se dá za určitých okolností předvídat tj. na základě znalosti určité Zatížení, druhu silnice a času jízdy a druhu použitého materiálu – konkrétně pryže. Je nutné se tímto zabývat, neboť sjetí pneumatiky může mít za následek častější smyk a nehodu tímto zapříčiněnou – jsou myšleny následky bez ohledu na „píchnutí“.

V případě tohoto poruchového modelu jde o předvídatelnou materiálovou degradaci, která je v tomto případě dost podrobně v literatuře zpracována. Příklady poruch, které nekončí lomem:

- nadměrné sjetí pneumatiky (následné nebezpečí smyku)
- nadměrné opotřebení brzdných destiček (následná možnost selhání brzd)
- nadměrné opotřebení okolku dvojkolí kolejových vozidel (následná možnost vykolejení)
- vypotřebování korozní přírážky na tloušťce stěny tlakových zařízení (následná možnost výbuchu)
- nadměrné opotřebení šroubu nebo matice u pohybového šroubu zdvihu u zvedáků (následná možnost havárie).

Následná možná realizace v závorce uváděných havárií do uvedeného poruchového modelu nepatří. Naše snaha je objevit nadměrný úbytek materiálu technickou inspekci ještě před havárií.

Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“. Je jasné, že pneumatika se častěji píchne na sjeté (opotřebované) pneumatice. V praxi téměř vždy jde o tuto kombinaci. Tento poruchový model předpokládá kombinaci ostatních dvou poruchových modelů. Uvedená kombinace končí defektem s následným lomem, který je umístěn v systému napjatosti o takové velikosti, že se dále šíří, jehož čas objevení a umístění v dílu systému je náhodné.

Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ je vždy složen z poruchového modelu „píchnutí pneumatiky“ a z poruchového modelu „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Vzájemný vztah obou poruchových modelů, ze kterých se poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ skládá, je sériový. Oba poruchové modely jdou po sobě a tedy sériově

9.4. Nadměrná deformace způsobená creepem

9.4.1. Creep (tečení) – základní informace

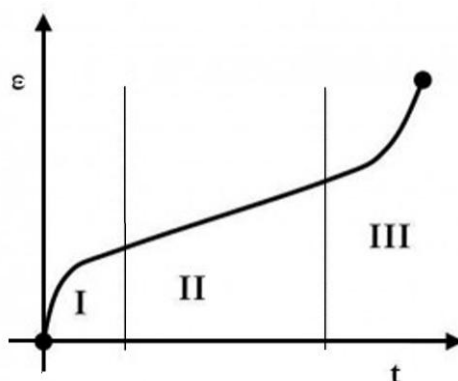
Creep (tečení) je termín, který popisuje pomalý růst deformace pevného materiálu, vznikající pod konstantním zatížením. To nastává následkem dlouhého vystavení napětí, které jsou pod mezí kluzu nebo mezí pevnosti materiálu. Creep (tečení) závisí na napětí v materiálu a na teplotě. Nejhorší je v materiálech, které byly vystaveny teple pro dlouhá období, a to blízko bodu tání. Creep (tečení) je monotónně rostoucí s funkcí teploty.

Creepová deformace je funkce druhu materiálu, doby expozice, teploty a napětí. V závislosti na velikosti napětí a jeho trvání, se deformace může stát tak velkou, že díl konstrukce již nemůže vykonávat svou funkci. Creep (tečení) neznamená nutně způsob porušení, ale je to určitý deformační mechanismus. Mírný creep v betonu je někdy vítaný, protože ulehčuje tahovým napětím, které by jinak vedly k tvoření povrchových trhlin. Creepové deformace se nevyskytují náhle, ale jsou závislé na čase. Rozsah teplot, ve které se creepové deformace mohou vyskytovat, se liší podle použitých materiálů. Například

wolfram vyžaduje teplotu tisíce stupňů, aby se creepové deformace vůbec vyskytly, zatímco tvoření ledu jako je antarktický ledovcový příkrov se bude vyskytovat i v mrazech. Obecně vzato, minimální teplota požadovaná pro výskyt creepových deformací je 30% bodu tání pro kovy a 40- 50% bodu tání pro keramiky. Prakticky každý materiál bude mít creepové deformace při teplotách blížících se teploty jeho tavení.

Creepové deformace jsou důležité nejen v systémech, kde jsou vysoké teploty jako v jaderných elektrárnách, proudových motorech a výměnících tepla, ale také v designu četných každodenních objektů. Stárnoucí skleněná okna jsou často chybně uváděny jako příklad tohoto fenoménu: Creep (tečení) u skla se vyskytuje při teplotách kolem 500°C. Příklad aplikace umocněné creepové deformace je design wolframového vlákna žárovky. Propadávání vlákna mezi jeho podporami se zvyšuje kvůli creepové deformaci způsobené vlastní vahou vlákna. Jestli nastane příliš mnoho deformace, přilehlé závity se navzájem dotknou a způsobují elektrické krátké spojení a místní přehřívání, které rychle vede k selhání vlákna. Tělísko geometrie a podpory jsou navrženy k tomu, aby omezily napětí způsobené vahou vlákna, a zvláštní slitina wolframu s malým množstvím kyslíku uvězněného v krystalu zpomaluje rozvoj creepu.

1. *Stadia creepu.* V počátečním stavu, známém jako primární creep (tečení), je rychlost deformace relativně vysoká, ale zpomaluje se. Rychlost deformace nakonec dosahuje minimum a stává se konstantní. Toto je známé jako sekundární creep (tečení) ustáleného stavu. Tento stupeň je nejvíce prozkoumán. Konstantní creepová deformační rychlost je charakteristická pro toto sekundární stadium creepu. Závislost napětí a rychlosti deformace závisí na creepovém mechanismu. Ve třetím stupni creepu se rychlost deformace exponenciálně zvyšuje.



Obr. 9.1. Tři stadia creepu

2. *Mechanismy creepu.* Mechanismy creepu závisí na teplotě a napětí:

Tepelně aktivovaný skluz – tj. příčný skluz

- Šplhající skluz - tedy je stoupání mechanismus, dovolující, aby se dislokace rozšířily okolo překážky

- Šplhání – zde se deformace opravdu šíří “svisle”
- Šíření po hranicích zrn
- Objemové šíření

3. Všeobecná rovnice creepu

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{C\sigma^m}{d^b} e^{\frac{-Q}{kT}}$$

kde ε creepová deformace,

m, b exponent závislý na creepovém mechanismu,

Q aktivační energie creepového mechanismu,

σ napětí v materiálu,

d velikost zrna materiálu,

k Boltzmannova konstanta,

T absolutní teplota.

C konstanta závislá na materiálu,

9.4.2. Normalizovaný výpočet creepu uplatněný v harmonizovaných normách k Pressure Equipment Directive

Dovolené namáhání v oblasti tečení f_{cr} použité pro výpočet při statickém zatížení bude:

$$f_{cr} = \frac{S_{RT}}{SF_{cr}}$$

kde SF_{cr} je součinitel bezpečnosti, který závisí na čase a musí být v souladu s následující tabulkou:

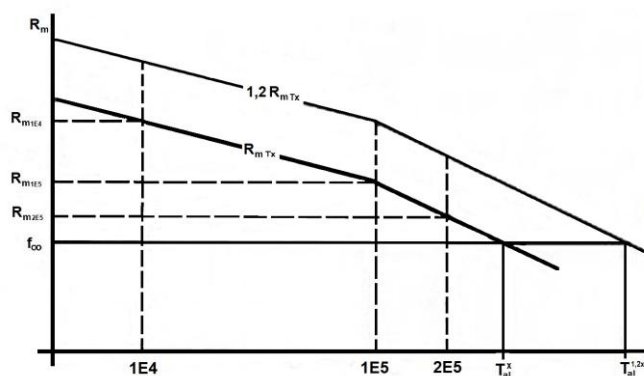
Čas T v hodinách	Součinitel bezpečnosti SF_{cr}
200 000	1,25
150 000	1,35
100 000	1,50

Tab. 9.1. Součinitel bezpečnosti pro creep

1. *Možnosti využití uvedených normalizovaných výpočtů creepu.* Princip výpočtu creepu spočívá v uvedených případech ve snižování pevnosti materiálu koeficientem závislým na životnosti a v porovnání s vypočítanou hodnotou namáhání danou tabulkově odpovídajícímu materiálu. Výpočtem je tedy kontrolováno, zda předložený návrh po požadované dobu životnosti vydrží anebo ne.

2. *Výpočtová životnost daná creepem.* Potřebujeme vypočítat jak dlouho a s jakou pravděpodobností vydrží určité rizikové místo. Potřebujeme určit bezpečnou střední a maximální výpočtovou životnost uvedeného rizikového místa. Pro takovýto výpočet je třeba získat zatěžovací spektrum a spektrum pevnosti určitého materiálu.

3. *Teoretické zákonitosti.* Výpočet je založen na naměřených hodnotách provozního zatížení tedy teploty materiálu a zatížení. Nebo se měří veličiny, z nichž lze provozní zatížení vypočítat.



Obr. 9.2. Zpracování zkoušek creepu

Přírůstek poškození pro každý přírůstek teploty/zatížení je dán vztahem:

$$\Delta D_{cik} = \frac{T_{op}}{T_{al}}$$

kde T_{op} je doba provozu při provozních podmínkách

T_{al} je doba do dosazení nadměrné deformace při tečení

Celkové poškození při tečení materiálu D_c za hodnocené období se stanoví pomocí pravidla lineárního poškození součtem hodnot ΔD_{cik} pro všechny teplotní přírůstky a přírůstky zatížení:

$$D_c = \sum_i \sum_k \Delta D_{cik}$$

Jestliže jsme spočítali celkové poškození při tečení materiálu D_c v jednom velkém zatěžovacím cyklu a víme čas, za jaký tento velký zatěžovací cyklus proběhne, můžeme vypočítat střední i maximální výpočtovou životnost. Čili:

$$L_{50} = \frac{t_{c1}}{D_{c1}}$$

kde t_{c1} je doba jednoho cyklu, při kterém je prováděno měření, čili pro jeden cyklus

D_{c1} je celkové poškození při tečení během uvedeného jednoho cyklu.

Obdobným způsobem se vypočte maximální výpočtová životnost L_m , avšak teoretická doba života pro jednotlivé přírůstky namáhání f_{op} . T_{al} se odečtou z křivky označené na obrázku $1,2R_{mTx}$.

4. *Získání a zpracování provozního zatížení a jeho účinků.* Výpočet je založen na naměřených hodnotách provozního zatížení tedy teploty materiálu a zatížení. Nebo se měří veličiny, z nichž lze provozní zatížení vypočítat. Tyto hodnoty se měří v krátkých časových krocích v rizikových bodech a zpracovávají se pomocí automatizovaného záznamu dat.

Aby se omezil počet požadovaných výpočtů doporučuje se rozsah zatížení a teplot, při nichž součásti pracují, rozdělit do jednotlivých přírůstků. Neměří-li se průběžně provozní zatížení, není rozdělení do jednotlivých přírůstků odůvodněné a za těchto okolností se může provozní zatížení použít jako zatížení normové či jmenovité, čímž lze dosáhnout konzervativnějších výsledků.

Z uvedených naměřených dat vypočítává namáhání f_{op} a to průběžně pro každý přírůstek naměřených hodnot. Průběžně též probíhá odečítání T_{al} , viz obrázek. Průběžně se také vypočítávají přírůstky poškození.

Konečné zpracování spočívá ve vypracování tabulky, která v závislosti na provozní teplotě (tj. intervalu provozní teploty) a zatížení udává dobu provozu v tomto intervalu T_{op} , vypočítané namáhání z uvedené teploty a zatížení f_{op} a dobu do dosazení teoretického porušení při tečení T_{al} . Z tabulky se vypočítávají přírůstky poškození a poté celkové poškození konstrukce při creepu/tečení.

9.4.3. Odolnost konstrukce proti creepu

Odolnost konstrukce proti creepu udává křivka, která je udána hodnotami pevnosti R_m pro creep. Hodnoty R_m pro creep jsou tabulkové hodnoty pro určité časy. Hodnoty R_m jsou vlastní jednotlivým materiálům. Norma ČSN EN 12952-4 „Vodotrubné kotle a pomocná zařízení“ Část 4: „Provozní výpočty očekávané doby života kotle“ udává hodnoty pro výpočet bezpečné životnosti hodnotu $0,8 \times$ pevnost materiálu pro creep. Naopak pro maximální dobu životnosti volíme $1,2 \times$ pevnost materiálu pro creep, viz obrázek.

Teoretická doba života T_{al} se vypočítá pro každou naměřenou hodnotu dvojice teplota/zatížení. T_{al} se stanoví jako průsečík přímky napětí a dolní mezní křivky meze pevnosti při tečení materiálu při průměrné teplotě jednotlivých teplotních přírůstků. Provozní doby při jednotlivých přírůstcích namáhání od jednotlivých dvojic teploty/zatížení se sečtou, přičemž se zohlední teplotní příspěvky k měření nejistot a teplotním asymetriím.

9.4.4. Přiřazení poruchového modelu

Z uvedeného je patrné, že vezmeme-li pouze zvětšování deformace vlivem creepu jedná se o poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Tj. pro poruchový model, který se dá za určitých okolností předvídat tj. na základě znalosti určité Zatížení, druhu silnice a času jízdy a druhu použitého materiálu – konkrétně pryže. Je nutné se tímto zabývat, neboť sjetí pneumatiky může mít za následek častější smyk a nehodu tímto zapříčiněnou – jsou myšleny následky bez ohledu na „píchnutí“. V případě tohoto poruchového modelu jde o předvídatelnou materiálovou degradaci, která je v tomto případě dost podrobně v literatuře zpracována.

9.5. Cyklické zatěžování konstrukce až k únavovému lomu

9.5.1. Únava - základní informace

Převážná většina strojů a zařízení je při svém provozu podrobena působení časově proměnných sil jinak řečeno cyklickému namáhání, které způsobuje degradaci materiálu, obecně známou jako „únava materiálu“. Jednoduchým experimentálním zařízením určil již v roce 1870 A. Wöhler závislost amplitudy napětí na počtu únavových cyklů do lomu, tj. Wöhlerovu křivku. Této charakteristiky se užívá dodnes. Uvedená křivka platí tam, kde cyklické změny v tlaku, teplotě a vnějším zatížení mohou způsobit poškození únavovými trhlinami při úrovních, které jsou nižší než použité úrovně pro statické návrhové podmínky. Avšak reálné zatížení nemá harmonický, ale stochastický charakter. Pro praktické účely je nejdůležitější oblast nižších napětí a vyššího počtu cyklů. Proto mohou být únavové křivky uspořádány různými způsoby:

- a) na šikmou část navazuje tzv. prahová hodnota, tento přístup zanedbává nepříznivý vliv velkého počtu cyklů a rozkmitů menších.
- b) Časová pevnost bez omezení o jednotném sklonu
- c) únavová křivka bilineární, dovolující přihlídnout k vlivu velkého počtu cyklů o rozkmitu menším, než je prahová hodnota
- d) únavová křivka trilineární - na bilineární část navazuje prahová hodnota.

Mezi vlivy, které působí na únavovou únosnost, počítáme:

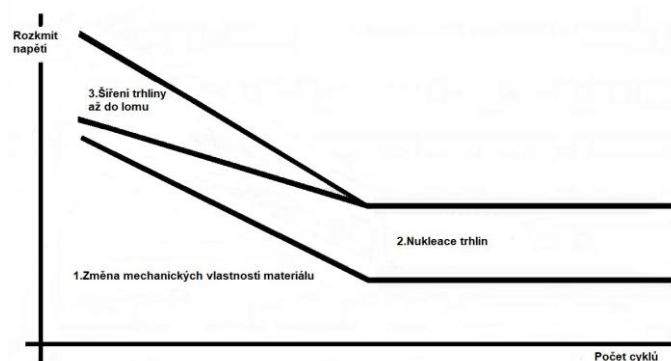
1. rozkmit napětí,
2. koncentrace napětí vyvolaná hlavně vrubovými účinky, které souvisí s konstrukčními detaily
3. počet cyklů na různých úrovních napětí, který je dán zatěžovacím spektrem tvořeným náhodnými provozními zatíženími.

Tyto tři vlivy jsou pro stanovení únosnosti při únavě rozhodující. Vlivy ostatních parametrů jsou podstatně méně významné. Proto většina normalizovaných zavádí poznatek, že šíření trhlin a počátečních defektů, jež se ve skutečném provedení konstrukce vždy vyskytují, je spojeno hlavně s rozkmitem napětí, zatímco vliv maximálního napětí je ve skutečnosti méně významný. Únavový lom je výsledkem mikroskopických procesů probíhajících ve struktuře materiálu. Postupné rozrušování kovu při proměnlivém zatěžování má nevratný kumulativní charakter, který se navenek projeví až v samotném závěru únavového procesu růstem makroskopické trhliny a končí únavovým lomem. Viz obrázek.

Na uvedeném obrázku jsou znázorněna všechna tři stadia porušení materiálu únavou:

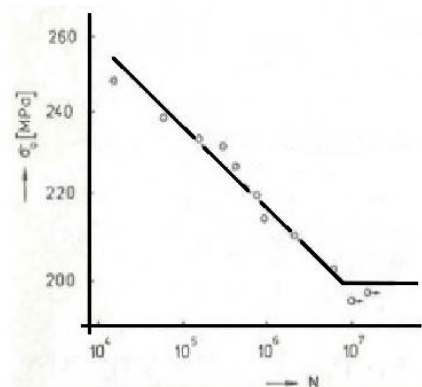
1. Stadium změny mechanických vlastností materiálu
2. Stadium nukleace trhlin

3. Stadium šíření trhlin až do lomu



Obr. 9.3. Znázornění všech stádií porušení materiálu únavou

Podle počtu zatěžovacích cyklů, jež vedou k únavovému lomu, rozlišujeme málocyklovou únavu a mnohocyklovou únavu. Pro mnohocyklovou únavu je charakteristické, že k porušení postačuje relativně nízká úroveň napětí, ale potřebný počet cyklů zatížení je řádově 10^5 a větší. Naopak pro málocyklovou únavu jsou příznačná vysoká napětí přesahující opakovaně mez kluzu, v důsledku čehož vynikají velké plastické deformace. Počet cyklů nepřesahuje počet 10^4 . Příklad konkrétní únavové křivky pro materiál jakosti 12010 uvedený na obrázku.



Obr. 9.4. Skutečná Wöhlerova křivka pro materiál jakosti 12010

Únavová křivka nemůže být určována výpočtem z jiných mechanických vlastností materiálu. Je výhradně výsledkem zkoušek. Základní podmínkou hodnocení únavových vlastností je statistické zpracování únavových zkoušek. Pro počet cyklů 10^4 až 10^6 v grafu v dvoulogaritmickém vyjádření dobře vystihuje závislost veličin přímka. Při počtu cyklů větším než 10^6 je pokles únavové křivky standardních vzorků velmi nepatrný. Přitom však rozptyl výsledků zkoušek v této oblasti vysokých počtů cyklů bývá značný, neboť v oblasti malých rozkmitů napětí se vyskytuje mnoho nešířících se únavových trhlin, které sice vznikly, ale nedospěly do labilního stavu. U skutečných těles s větším rozměrem a složitějším

obrazcem vlastních pnutí a různým stupněm efektnosti se naopak ukazuje, že mezní křivka životnosti stále klesá i při vysokém počtu cyklů

9.5.2. Výpočtové životnosti a celkové poškození únavou

Potřebujeme vypočítat jak dlouho a s jakou pravděpodobností vydrží určité rizikové místo. Potřebujeme určit bezpečnou střední a maximální výpočtovou životnost uvedeného rizikového místa.

Celkové poškození únavou. Naměřili jsme počty cyklů v jednom velkém zatěžovacím cyklu a známe čas, za jaký tento velký zatěžovací cyklus proběhne, a máme zároveň celkový počet cyklů N . Celkové poškození únavou materiálu D_F je potom:

$$D_F = \frac{n_1}{N}$$

Jestliže jsme spočítali celkové poškození při únavě D_F v jednom velkém zatěžovacím cyklu a víme čas, za jaký tento velký zatěžovací cyklus proběhne, můžeme vypočítat střední výpočtovou životnost. Čili:

$$L_{50} = \frac{t_1}{D_F}$$

kde t_1 je doba jednoho cyklu, při kterém je prováděno měření

D_F je celkové poškození únavou během uvedeného jednoho cyklu.

Pro výpočet L_m použijeme odpovídající hodnoty zlomu únavové křivky

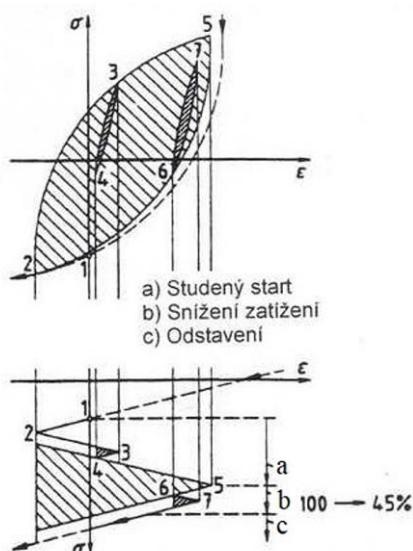
9.5.3. Získání a zpracování provozního zatížení a jeho účinků

1. *Vstupní údaje.* Výpočet je založen na naměřených hodnotách teploty, rozdílu teploty, tlaku, poměrné deformace, posuvu atd., tedy hodnot, z nichž lze přímo vypočítat hodnoty skutečného namáhání. Tyto hodnoty se určují v krátkých časových úsecích a zpracovávají se pomocí automatizovaného záznamu dat. Další krok je ten, že se vhodným programem z naměřených hodnot vypočítá namáhání ve vytypovaných rizikových bodech, a to pro každý časový úsek.

2. *Definování a ukládání extrémů.* Takto počítaná únava není závislá na době, po kterou napětí působí nebo na době mezi dvěma extrémy namáhání. Extrémy namáhání je třeba zjistit a chronologicky zaznamenat. Po každém měření a výpočtu namáhání určíme z posledních tří hodnot, zda předposlední hodnota nebyla lokálním extrémem. Je nutno ukládat naměřené hodnoty s jejich extrémy včetně data a času.

3. *Vyloučení extrémů souvisejících s cykly malých zatížení.* Velký počet malých změn nezpůsobuje únavu materiálu a může být vyloučen. Leží-li hodnota posledního extrému mezi hodnotami předposledního a předpředposledního extrému a je-li rozdíl mezi předposledním a předpředposledním extrémem menší než určený elastický rozkmit, potom poslední a předposlední extrémy mohou být vypuštěny z dané posloupnosti.

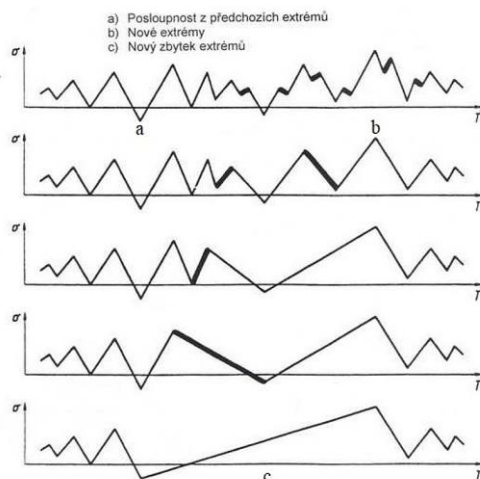
4. *Určení cyklů zatížení.* Jako základní postup ke zpracování takto chronologicky získaných záznamů extrémů napětí musí být použita metoda párových rozkmitů (range pair). Na této metodě je založena metoda stékání deště (rain flow method), tato metoda může být použita také. S těmito metodami je ve shodě tvrzení, že se cyklus zatížení uskuteční, pokud se hysterézní smyčka udávající závislost napětí na poměrné deformaci uzavře. Z posloupnosti lokálních extrémů určíme, zda se cyklus napětí uzavře či nikoli.



Obr. 9.5. Schematické znázornění určení cyklů zatížení

I když je rozkmit poměrné deformace a namáhání přerušen menším rozkmitem v opačném směru, tento malý rozkmit způsobí uzavření hysterézní smyčky v diagramu. Potom oba zmíněné extrémy tvoří cyklus zatížení.

5. *Zbylá posloupnost lokálních extrémů (RSE).* Posloupnost, která obsahuje neuzavřené cykly zatížení, se nazývá „zbylá posloupnost lokálních extrémů - RSE“. RSE se vždy skládá z kmitu s rostoucí amplitudou, po kterém následuje kmit s klesající amplitudou. Při automatizovaném zpracování je možno ukládat pouze aktuální RSE. Únava materiálu způsobená RSE nemůže být započtena stejným způsobem jako únava celými cykly zatížení. Může být i zanedbána.



Obr. 9.6. Příklad určení cyklů zatížení

6. *Konečné zpracování.* Jako výsledek dostaneme tabulku: Hodnot rozkmitu napětí v jednotlivých stupních, ke kterým jsou přiřazeny jejich četnosti (n_i). Mohou být přiřazeny i v jednotlivých skupinách podle teploty. Kromě hodnot v tabulce je nutno ještě vyhodnotit:

n_c je celkový počet změn, který je součtem jednotlivých četností

$\Delta\sigma_i$ je rozkmit napětí stanovený z extrémních hodnot zatížení

Dále je nutno zadat návrhové (tj. normové) zatížení a vypočítat:

$\Delta\sigma_n$ rozkmit napětí od návrhového zatížení

γ_{fat} je součinitel ekvivalentního namáhání

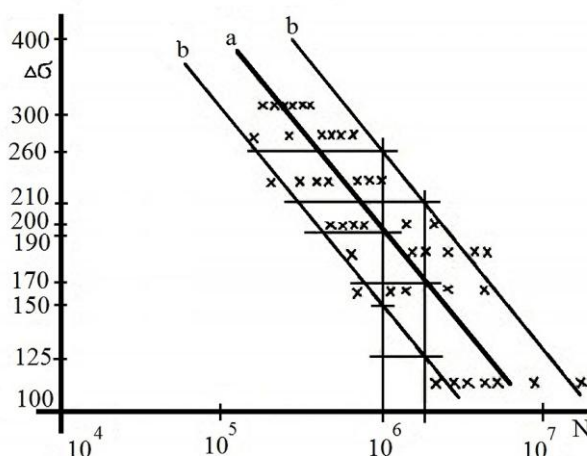
$$\gamma_{fat} = \left\{ \sum_{i=1}^k \left[\frac{n_i}{n_c} \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\sigma_n} \right)^m \right] \right\}^{1/m}$$

Z uvedených hodnot můžeme např. získat součinitel ekvivalentního namáhání. Toto řešení je například uvedeno v ČSN EN 12952.

9.5.4. Odolnost konstrukce proti únavě

Odolnost konstrukce proti únavě je daná únavovou křivkou. Únavová křivka nemůže být určována výpočtem z jiných mechanických vlastností materiálu. Je výhradně výsledkem zkoušek. Únavová křivka musí být založena na cyklech selhání (nikoli na zahájení trhlin). Základní podmínkou hodnocení únavových vlastností je statistické zpracování únavových zkoušek. Souborem dat v logaritmických souřadnicích je proložena pomocí regresní analýzy přímka *a* a dále je určeno horní a dolní omezení oblastí přímkami *b*, viz obr 9.7. V normě ČSN 731401 (Navrhování ocelových konstrukcí) a v ní uveřejněných výkladech, reprezentuje přímka *b* pravděpodobnost bezporuchového stavu na úrovni 95%, Gaussova rozdělení pravděpodobnosti to představuje *Bezpečnou výpočtovou životnost* (L_b). My však v této úvaze potřebujeme získat *Střední výpočtová životnost* (L_{50}) a *Maximální výpočtová životnost* (L_m).

Střední výpočtová životnost (L_{50}) tak odpovídá křivce *a* a Maximální výpočtová životnost (L_m) tak odpovídá křivce *b* avšak z druhé strany křivky *a*.



Obr. 9.7. Zpracování únavových zkoušek

Můžeme též odvodit body zlomu únavové křivky tj. hodnoty σ_{AD} a N_0 , které jsou v následující tabulce:

Výpočtová životnost	N_0	$\Delta\sigma_{AD}$ v MPa	N_0	$\Delta\sigma_{AD}$ v MPa
Bezpečná výpočtová životnost (L_b).	10^6	150	$2 \cdot 10^6$	125
Střední výpočtová životnost (L_{50})	10^6	190	$2 \cdot 10^6$	170
Maximální výpočtová životnost (L_m).	10^6	260	$2 \cdot 10^6$	210

Tab.9.1. Matematizace únavové křivky

Na grafickém znázornění svislá osa zobrazuje rozkmit napětí a vodorovná osa počet cyklů do lomu. Obě stupnice bývají logaritmické, takže graf je čára směřující šikmo dolů.

Z rozboru experimentálních hodnot vyplývá:

- Pro počet cyklů 10^4 až 10^6 v grafu v dvoulogaritmickém vyjádření dobře vystihuje závislost veličin přímka.
- Při počtu cyklů větším než 10^6 je pokles únavové křivky standardních vzorků velmi nepatrný. Přitom však rozptyl výsledků zkoušek v této oblasti vysokých počtů cyklů bývá značný, neboť v oblasti malých rozkmitů napětí se vyskytuje mnoho nešířících se únavových trhlin, které sice vznikly, ale nedospěly do labilního stavu. U skutečných těles s větším rozměrem a složitějším obrazcem vlastních pnutí a různým stupněm efektnosti se naopak ukazuje, že mezní křivka životnosti stále klesá i při vysokém počtu cyklů

Únavová křivka je dána vztahem

$$N = \left(\frac{K}{2\sigma_a} \right)^m$$

Kde $2\sigma_a$ je rozkmit napětí,

N - je počet kmitů do lomu

m – konstanta sklonu únavové přímky (v originální stupnici souřadnic křivky), v ČSN 731401 i v ČSN EN 13480-3 se udává hodnota $m=3,5$

K – konstanta, která umísťuje únavovou přímku svisle má rozměr v MPa/cykly. Lze ji použít jako vyjádření konstanty charakterizující příslušný vrub, např. zařazení do třídy svaru K1 až K3. Anebo v našem případě, při statistickém zpracování výsledků zkoušek ji lze použít jako vyjádření pravděpodobnosti poruchy.

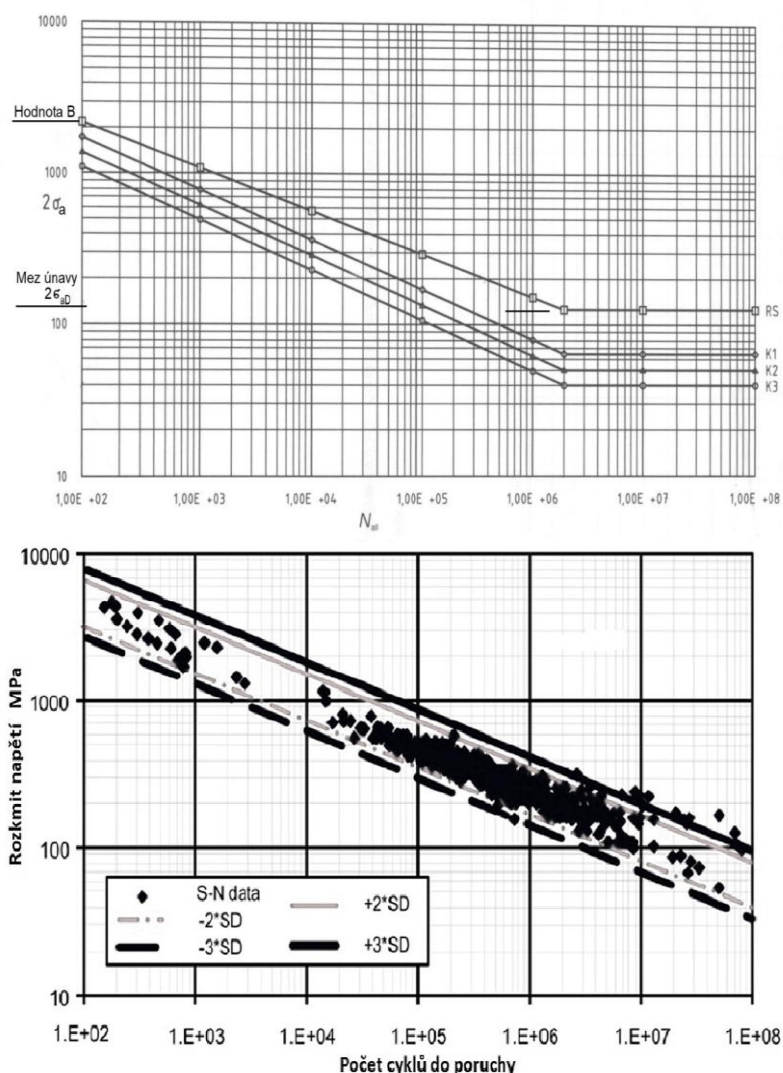
B (MPa) hodnota únavové křivky pro $N_{100}=100$ cyklů. Je to konstanta, která se udává v ČSN EN 13 480-3. Pro každou konstrukční třídu je jiná. Potom platí, že $K = 100^{\frac{1}{m}} \cdot B$

$\Delta\sigma_{AD}$ (MPa) hodnota zlomu napěťového rozkmitu únavové přímky v dolní části, dále je únavová křivka dále pokračuje vodorovnou částí

N_0 – počet cyklů ve zlomu v počtu cyklů únavové přímky v dolní části, dále je křivka vodorovná, v ČSN 731401 se udává hodnota $2 \cdot 10^6$. Potom platí, že $K = N_0^{\frac{1}{m}} \cdot \Delta\sigma_{AD}$.

9.5.5. O dalších použitelných únavových křivkách.

Doplněná únavová křivka z ČSN EN 13480-3 je uvedena v dalším. Koeficient K je zde využit ke klasifikaci svaru K1 až K3 a jsou zde pro tyto svary namalovány doplňkové křivky.



Obr. 9.8. Únavové křivky. Horní diagram má pro křivky pro základní materiál a tři dolní křivky jsou pro různé třídy svarů K1, K2, K3. Dolní diagram je únavová křivka statisticky zpracovaná

Na obrázku č. 9.8. dolní diagram je zobrazena únavová křivka z API 579, kde výsledky zkoušek jsou statisticky zpracovány. Údaje z únavové zkoušky svaru začleněné jsou vymezeny na základě intervalů spolehlivosti a sbaleny do hlavní křivky S-N. Koeficient K zde můžeme využít na definování intervalu spolehlivosti, který je založen na určité pravděpodobnosti poruchy, následujícím způsobem (SD zde označuje směrodatnou odchylku normálního rozdělení pravděpodobnosti):

- Střední křivka představuje pravděpodobnost 1/2 (50%)
- Křivka 1.SD představuje pravděpodobnost poruchy 0,16 (16%)
- Křivka 2.SD představuje pravděpodobnost poruchy 0,02 (2%)
- Křivka 3.SD představuje pravděpodobnost poruchy 0,001 (0,1 %) – tj. pravděpodobnost hraničící s jistotou, že porucha nenastane.

Podle toho, kterou křivku použijeme, s takovou pravděpodobností pracujeme dále:

Takže vypočítáme z únavové křivky napětí dovolené takto:

$$\sigma_D = \frac{K}{N^{\frac{1}{m}}}$$

S tím, že K je různé pro různé zařazení do třídy, anebo pro různou pravděpodobnost poruchy. A N závisí na počtu cyklů, pro které chceme σ_D znát.

9.5.6. Základní vztahy pro výpočet únavy.

Dovolený počet zatěžovacích cyklů je odvozen z únavových křivek uvedených v příslušných normách. Tento počet dovolených cyklů je korigován konkrétní konstrukcí. A to zejména těmito součiniteli:

- součinitel vlivu konkrétního tvaru potrubí, rozříděním do tříd K1, K2, K3
- součinitel vlivu tloušťky stěny potrubí, F_d
- součinitel vlivu určující výpočtové teploty, F_t
- napěťový součinitel η

Rozkmit napětí lze stanovit z extrémních hodnot zatížení. Platí

$$\gamma_{fat} \cdot 2\sigma_a \leq \gamma_1 \sigma_D$$

$2\sigma_a$ je rozkmit napětí stanovený z extrémních hodnot zatížení

σ_D je dovolené napětí odvozené z únavové křivky

γ_{fat} je součinitel ekvivalentního namáhání

$\gamma_1 = \eta / F_d \cdot F_t$ kombinace součinitelů zohledňujících vliv konkrétní konstrukce z výpočtu únavy v ČSN EN 13480-3. Může však být použito i jiných vhodných norem.

Součinitel vlivu konkrétního tvaru potrubí, tj. rozřídění do tříd K1, K2, K3 se započítává tak, že se použije příslušná únavová křivka k příslušné třídě.

9.5.7. Odvození součinitele ekvivalentního namáhání

Součinitel γ_{fat} slouží k přiřazení jistého ekvivalentního namáhání, získaného ze složitého nepravidelného skutečného namáhání. Součinitel je závislý na poměru běžného provozního a návrhového zatížení, avšak při jeho podrobnějším výpočtu existují způsoby přesnějšího stanovení dovoleného namáhání. Pro výpočet součinitele používáme hodnoty z tabulky získané v kapitole ze zpracování výsledků měření, uvedené v jedné z předešlých kapitol.

Dopočítávání a zpracování výsledků pro výpočet degradace materiálu únavou. Jednou z nich je hypotéza Pamgrena a Minera, jež je založena na představě, že každá jednotlivá změna napětí, jejíž N_i násobné opakování by způsobilo lom. Při počtu k vstupních změn napětí o četnosti n_i se poškození kumulují (sečítají) a lom lze očekávat při

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1$$

kde n_i jsou skutečné četnosti a N_i mezní četnosti jednotlivých stupňů.

Únavová křivka je jak víme dána vztahem

$$N = \left(\frac{K}{2\sigma_a} \right)^m$$

Pro jednotlivé velikosti rozkmitu a jím odpovídajícím počtům kmitů pak platí

$$N_i = k \cdot (\Delta\sigma_i)^{-m}$$

Kde $k = k_1 k_2 = K^m$

k_1 je konstanta charakterizující příslušný vrub a

k_2 je konstanta charakterizující příslušnou pravděpodobnost poruchy

Zavedeme-li součinitel zatížení jako poměr

$$\gamma_{fat} = \frac{\Delta\sigma_v}{\Delta\sigma_D}$$

pak platí

$$\frac{n_c}{(\Delta\sigma_v)^{-m}} = \frac{n_c}{(\gamma_{fat} \cdot \Delta\sigma_n)^{-m}}$$

kde $n_c = \sum n_i$ je celkový počet změn po dobu života konstrukce,

Potom vyjde

$$\sum \frac{n_i}{(\Delta\sigma_v)^{-m}} = \frac{n_c}{(\gamma_{fat} \cdot \Delta\sigma_n)^{-m}}$$

Z toho vyjde součinitel ekvivalentního namáhání

$$\gamma_{fat} = \left\{ \sum_{i=1}^k \left[\frac{n_i}{n_c} \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\sigma_n} \right)^m \right] \right\}^{\frac{1}{m}}$$

Při číselném výpočtu součinitele ekvivalentního namáhání využíváme hodnot z tabulky získaných v jedné z předešlých kapitol.

9.5.8. Odvození počtu cyklů do poruchy.

Pro odvození počtu cyklů do poruchy platí:

$$\gamma_{fat} \cdot 2\sigma_a \leq \gamma_1 \sigma_D$$

Z této rovnice a z rovnice únavové křivky odvodíme:

$$N = \left(\frac{\gamma_1 K}{\gamma_{fat} \cdot \sigma_a} \right)^m$$

Dále dosadíme za K již uvedený vztah $K = N_0^{\frac{1}{m}} \cdot \Delta\sigma_{AD}$. Pak vyjde rovnice

$$N = N_0 \left(\frac{\gamma_1 \sigma_{AD}}{\gamma_{fat} \sigma_a} \right)^m$$

kde γ_1 kombinace součinitelů zohledňujících vliv konkrétní konstrukce

- γ_{fat} je součinitel ekvivalentního namáhání
 σ_a je rozkmit napětí stanovený z extrémních hodnot zatížení
 γ_1 součin součinitelů zohledňujících vliv konkrétní konstrukce
 $m = 3,5$ odpovídá úhlu sklonu únavové křivky
 σ_{AD}, N_0 jsou hodnoty odpovídající místu lomu únavové křivky

Zde je uvedena rovnice, z které je možno odvodit počet velkých cyklů vedoucích s určitou pravděpodobností k poruše. Musíme však ještě odečíst počet velkých cyklů, které má zařízení za sebou. Rozkmit napětí lze stanovit z extrémních hodnot zatížení.

9.5.9. Přiřazení poruchového modelu

Z uvedeného je patrné, že vezmeme-li pouze první a druhé stadium únavového procesu jedná se o **poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky**. Pakliže ale započítáme poslední třetí fázi, tj. šíření trhliny až do lomu jde o **poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“**.

Poruchový model „sjetí (opotřebení) pneumatiky“ Tj. pro poruchový model, který se dá za určitých okolností předvídat tj. na základě znalosti určité zatížení, druhu silnice a času jízdy a druhu použitého materiálu – konkrétně pryže. Je nutné se tímto zabývat, neboť sjetí pneumatiky může mít za následek častější smyk a nehodu tímto zapříčiněnou – jsou myšleny následky bez ohledu na „píchnutí“. V případě tohoto poruchového modelu jde o předvídatelnou materiálovou degradaci, která je v tomto případě dost podrobně v literatuře zpracována.

Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“. Je jasné, že pneumatika se častěji píchne na sjeté (opotřebované) pneumatice. V praxi téměř vždy jde o tuto kombinaci. Tento poruchový model předpokládá kombinaci ostatních dvou poruchových modelů. Uvedená kombinace končí defektem s následným lomem, který je umístěn v systému napjatosti o takové velikosti, že se dále šíří, jehož čas objevení a umístění v dílu systému je náhodné. Poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ je vždy složen z poruchového modelu „píchnutí pneumatiky“ a z poruchového modelu „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. Vzájemný vztah obou poruchových modelů, ze kterých se poruchový model „píchnutí na sjeté pneumatice“ skládá, je sériový. Oba poruchové modely jdou po sobě a tedy sériově.

9.6. Křehký lom způsobený náhlým zatížením konstrukce či zařízení

Křehký lom závisí na těchto vlastnostech: rychlosti zatěžování a na teplotě, kterou konstrukce má a která je pod hranicí křehnutí materiálu. Dále může záviset na mohutnosti konstrukce, která je v našem případě konstantní v čase. I ostatní možné vlivy berme pro jednoduchost úvahy jako konstantní v čase.

Jako provozní zatížení vezmeme rychlost zatěžování v případě pod hranicí křehnutí materiálu. *Náhodná provozní Zatížení* je reálné Zatížení mající určitý náhodný průběh v čase. Má určitý rozsah a četnost v těchže jednotkách jako jsou u maximální dovolené zatížení. Lze ji statisticky zpracovat. Je závislá na podmínkách a vůli provozovatele systému (vezmeme například rychlost njetí vlaku na železniční most).

Předpokládejme, že náhodná provozní Zatížení nějakého Zatížení je tvořena normálním rozdělením (Gaussovým). V takovémto případě se vyskytuje Zatížení, která je větší než Zatížení maximální dovolená avšak ve velmi malé pravděpodobnosti (vezmeme opět například rychlost njetí vlaku na železniční most). Vidíme, že může nastat překročení maximální dovolené zatížení. Proto maximální dovolené zatížení určujeme tak, že velké procento, např. 99,73% hodnot náhodné provozní zatížení nepřekročí maximální dovolenou zatížení. V systémech však bývají i zbylá procenta ochráněna viz dále:

Náhodné účinky zatížení „S“ je systémem transformovaná náhodná provozní Zatížení do rizikového místa (nebo rizikových míst) systému. Udává se obvykle v MPa/s (rychlost změny mechanického napětí). Tato transformace je ovlivněna konkrétním návrhem všeobecného systému, a to hlavně způsobem převedení zatížení do rizikového místa. Náhodné účinky zatížení mají též náhodný průběh v čase a lze ho statisticky zpracovat. Tyto účinky jsou obvykle uváděny v jednotkách odolnosti systému. Příklad způsob převodu náhodné zatížení při funkci na jeho náhodné účinky zatížení:

Náhodná odolnost systému „R₀“ Je ve stejných jednotkách jako účinky Zatížení a je určená např. volbou materiálu systému, jeho dimenzováním a jeho tepelným a povrchovým zpracováním. Udává se obvykle v MPa/s (rychlost změny mechanického napětí).

V technických systémech je překročení maximální dovolené hodnoty ve zbylých příkladech jakkoli jsou malá, ochráněno těmito způsoby:

a) konstrukčně:

- používání materiálů odolných proti křehkému lomu
- dimenzováním tak, aby nebyla překročena hranice mechanického napětí pod kterou se již křehký lom nešíří

b) provozně: nevystavování konstrukce teplotám pod hranicí křehnutí materiálu (je-li to možné)

Z hlediska rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu poruchy systému existují tyto poruchové modely:

Poruchový model „píchnutí pneumatiky“. Pro tento poruchový model odpovídá nejlépe rozdělení rovnoměrné. Tj. bez závislosti na historii, neboť hřebík se může vyskytnout se stejnou pravděpodobností, když je pneumatika na začátku i na konci životnosti.

9.7. Houževnatý lom způsobený jednorázovým přetížením zařízení či konstrukce

Maximální dovolená zatížení (Maximum allowable load). Při návrhu všeobecného systému se bere nejprve v úvahu jeho odolnost vůči maximálnímu dovolenému zatížení. Pro tento druh poruchy používáme jednotku *síly, popř. tlaku (u tlakového systému)*. Jako příklady maximální dovolené Zatížení u technických systémů můžeme uvést:

- a) u jeřábu a jiných zdvihacích systémů je to nosnost a ostatní účinky definované příslušnou normou (např. brzdné účinky pojezdu, otoče, přičení mostového jeřábu atd.)
- b) u železničního mostu je to normou předepsaný druh zatěžovacího vlaku udaný v příslušné všeobecné normě
- c) u tlakového systému je to maximálně dovolený tlak (který je kontrolován pojišťovacím ventilem) a maximálně dovolená teplota (tj. maximálně dosažitelná)
- d) atd., atd.

Náhodná provozní zatížení je reálné zatížení mající určitý náhodný průběh v čase. Předpokládejme, že náhodná provozní zatížení jsou tvořena normálním rozdělením (Gaussovým). V takovémto případě se vyskytuje zatížení, která jsou větší než zatížení maximální dovolená, avšak ve velmi malé pravděpodobnosti. Z obrázku vidíme, že může nastat překročení maximální dovolené zatížení. Proto maximální dovolené zatížení určujeme tak, že velké procento, např. 99,73% hodnot náhodného provozního zatížení nepřekročí maximální dovolené zatížení. V systémech však bývají i zbylá procenta ochráněna, viz dále.

Náhodné účinky Zatížení „S“ je systémem transformovaná náhodná provozní Zatížení do rizikového místa (nebo rizikových míst) systému. Pro tento druh poruchy používáme jednotku *MPa* (Megapascal – mechanické napětí). Tato transformace je ovlivněna konkrétním návrhem všeobecného systému, a to hlavně způsobem převedení Zatížení do rizikového místa. Náhodné účinky funkční Zatížení mají též náhodný průběh v čase a lze ho statisticky zpracovat.

Náhodná odolnost systému „R_o“. Pro tento druh poruchy používáme jednotku *MPa* (Megapascal – mechanické napětí). Je ve stejných jednotkách jako účinky Zatížení a je určená např. volbou materiálu systému, jeho dimenzováním a jeho tepelným a povrchovým zpracováním. Pro tento druh lomu jde o pevnost materiálu ve statistickém zpracování, tj. každé zjištěné velikosti c určitým statistickým vzorku je přiřazena určitá četnost.

V technických systémech je překročení maximální dovolené hodnoty ve zbylých příkladech jakkoli jsou malá, ochráněno těmito způsoby:

- a) konstrukčně – jako příklad uveďme:

- u jeřábů a u jiných zdvihacích systémů je to nosnost a její překročení je hlídáno příslušným zařízením tak, že břemeno o větší hmotnosti než je nosnost, vyřazuje zdvihadlo z provozu.
- u tlakového systému je to maximálně dovolený tlak, který je kontrolován pojišťovacím ventilem, který vyšší tlak vypustí

b) pojištěním v oblasti náhodné odolnosti zařízení,

- zvolením určitého koeficientu bezpečnosti vztahujícího se např. k pevnosti materiálu
- vyžádáním si atestu materiálu, tj. vyloučení materiálů s pevností pod atestovanou mez.

Z hlediska rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu poruchy systému zařadíme uvedenou poruchu do tohoto poruchového modelu:

Poruchový model „píchnutí pneumatiky“. Pro tento poruchový model odpovídá nejlépe rozdělení rovnoměrné. Tj. bez závislosti na historii, neboť hřebík se může vyskytnout se stejnou pravděpodobností, když je pneumatika na začátku i na konci životnosti. Po celou dobu životnosti se uvedená pravděpodobnost poruchy nemění. Číselně bývá velmi malá a je závislá na konstrukci zařízení a instalaci a použití systémů proti překročení zatížení a metod pojištění u náhodné odolnosti materiálu.

10. Zavádění hypotézy do praxe

Zavádění hypotézy do praxe znamená pracovat s náhodnými veličinami a statisticky zpracovanými daty. Jde především o náhodné provozní zatížení, o účinky zatížení a o odolnost konstrukce.

Odolnost konstrukce při prosté pevnostní únosnosti se udává se v MPa. Jde o dovolené napětí odvozené z meze kluzu a pevnosti materiálu ve statistickém zpracování, tj. každé zjištěné velikosti dovoleného napětí v určitém statistickém vzorku je přiřazena určitá četnost. Toto statistické zpracování by mělo anebo mohlo být výpočtářovi přístupné například v materiálovém listu anebo v jiných tabulkách společně s ostatními údaji o konkrétním materiálu. Totéž se týká i odolnosti konstrukce při únavové i creepové únosnosti.

Náhodné provozní zatížení se dá rozdělit do dvou skupin. Je to zatížení daná normou (např. zatížení větrem, sněhem atd.) a zatížení, které jsou vlastní právě tomu určitému zařízení, např. statistické zpracování zdvihaného břemene u jeřábu či zvedáku. U prvního typu zatížení (tj. zatížení daná normou) je přímo výzvou pro zpracovatele normy, aby vedle nominálního zatížení uváděl i její statistické zpracování, např. histogramem. U druhého typu zatížení musí výpočtář vycházet z měření a z následného zpracování dat anebo z předpokladů.

Účinky provozního zatížení je transformované náhodné provozní zatížení do rizikového místa konstrukce. Náhodné účinky provozního zatížení mají též náhodný průběh v čase a lze ho statisticky zpracovat. Tyto účinky jsou uváděny v jednotkách odolnosti konstrukce zařízení. K převedení náhodného provozního zatížení potrubí na účinky zatížení slouží transformační vzorce. Protože velká většina veličin v transformačních vzorcích je náhodného charakteru, je třeba použít speciální postupy, například metodu SBRA. Na základě této metody je možno použít program "Anthill".

V případě, že je konstrukce složitější a využívá se metoda MKP pro základní pevnostní výpočet, musíme tuto metodu použít i pro transformování náhodného provozního zatížení, a to tak, že vstupní náhodné veličiny upravíme pro použití metodou SBRA preprocesorem. Metoda SBRA je založena na metodě Monte Carlo, proto musí preprocesor generovat náhodné hodnoty definovaných zatížení, ev. potřebných materiálových a rozměrových vlastností v rámci zadaného rozdělení pravděpodobnosti. Preprocesor tak spustí výpočet mnohokrát pro různé hodnoty náhodných vstupních veličin. V dalším vývoji programů na základě MKP je nutné vydat se tímto směrem.

Při využití "hypotézy", která je rozvedena v předešlých kapitolách můžeme vypočítat spolehlivost a životnost celého zařízení. Tato část bývá složitá a je též praxí neověřená, protože počítáme podle uvedeného postupu spolehlivost a životnost jednotlivých rizikových

míst, které se dále musí zařadit podle jejich vzájemného uspořádání (tj. sériového či paralelního), včetně započítání různých druhů odolnosti konstrukce.

Jestliže stanovíme maximální dovolenou pravděpodobnost poruchy a dovolíme si křivku teoretické degradace zjednodušit na přímku (v této oblasti jde o změnu konzervativní), můžeme postupovat podle předchozí kapitoly "Strategie technické inspekce a následné údržby" a určit např. druh a interval technické inspekce zařízení. Aplikace uvedeného na potrubí je na adrese <http://www.ipotrubi.cz> .

11. Existující soulad hypotézy s praxí

Hypotéza, kterou jste právě prostudovali, je s praxí v souladu v těchto bodech:

- v opravárenství bývají opravy rozděleny na plánované (což v hypotéze odpovídá modelům „sjetí (opotřebení) pneumatiky“. A neplánované – náhlé, což odpovídá modelům „píchnutí pneumatiky“ a „píchnutí na sjeté pneumatice“.

- v opravárenství jsou k dispozici vanové křivky, což je křivka intenzity poruch na časové ose. Dá se říci, že tvar vanové křivky je praxí ověřen. Vanová křivka je v souladu s hypotézou, jestliže fáze „dětských poruch zařízení“ jde na vrub výrobce a jeho nedokonalé konstrukce, výroby a výstupní technické inspekce. V případě dokonalého působení výstupní technické inspekce výrobce by měla být fáze „dětských poruch“ eliminována, čili kvalitní systém nesmí mít žádnou „dětskou poruchu“. Provozovatel systému by se tak touto fází nemusel zabývat, je to věc výrobce a výrobních reklamací.

- Stanovování maximální dovolené poruchovosti v různých již existujících předpisech a normách - viz například údaje v dalším textu.

Existující kódy a normy, v kterých se uvádí vztahy, které jsou v souladu s hypotézou:

- ASME Boiler & Pressure Vessel Code

Americké předpisy pro stavbu tlakových nádob

Section VI. Care and operation of heating boilers

Section VII. Care of power boilers

Section XI. Inservice inspection of nuclear power plant components

- Evropské normy

ČSN EN 12952-3 Vodotrubné kotle a pomocná zařízení, Část 3 Konstrukce a výpočet částí namáhaných tlakem.

ČSN EN 12952-4 Vodotrubné kotle a pomocná zařízení, Část 4 Provozní výpočty očekávané doby života kotle.

ČSN EN 1991-1-7 Eurokód 1: Zatížení konstrukcí – Část 1-7: Obecná zatížení – Mimořádná zatížení

ČSN EN ISO 16708 (450025) Naftový a plynárenský průmysl – Potrubní dopravní systémy – Stanovení spolehlivosti na základě metod mezních stavů

12. Využívání částí hypotézy v praxi ještě před jejím plným zavedením

Využití ve fázi projekce, konstrukce a výroby:

Jestliže si předem definujeme maximální velikost pravděpodobnosti poruchy systému anebo minimální spolehlivost (například provedením kvantitativní analýzy rizik), můžeme to to využít při konstrukci anebo projekci technického systému:

Můžeme správně určit zatížení systému - maximální dovolené zatížení - a její vazbu na předpokládané náhodné provozní zatížení - viz příslušná kapitola. S tím souvisí konstrukce, umístění a využití bezpečnostních prvků např. u tlakových systémů (tj. pojišťovací ventil), u zdvihadých systémů (tj. zařízení proti přetížení) a pod.

Můžeme naplánovat umístění a spolehlivost rizikových míst a v případě jejich malé spolehlivosti naplánovat zdvojení (tj. paralelní uspořádání).

Dále můžeme doporučit pro provoz rozsah a termíny kontrol a revizí a i jiná bezpečnostní opatření apod.

Využití ve fázi inspekce a údržby:

Z dlouhodobých zkušeností s provozem různých technických zařízení můžeme stanovit dobu životnosti. V tomto případě je též možné využívat průzkum. Musíme však rozlišovat, zda jde o maximální anebo střední životnost, neboť pro další úvahy potřebujeme životnost maximální. Z analýzy rizik provozu určíme maximální dovolenou pravděpodobnost. A podle kapitoly "Strategie technické inspekce a následné údržby" na těchto stránkách určíme další intervaly technické inspekce a ostatní strategii údržby.

Tímto se stává neakceptovatelná současná praxe pevných intervalů inspekce bez ohledu na to, zda je zařízení nové nebo 50 let staré, bez ohledu na to, zda je provozní zatížení na 20% nebo 99% návrhového. Bez ohledu na to, zda materiál hlavně degraduje korozí, erozí, únavou nebo creepem anebo úplně něčím jiným. Bez ohledu na to, jaký je důsledek případné havárie.

Lepší plánování plánovaných oprav, které umožňuje hypotéza, by snížilo počty neplánovaných. Aplikace uvedeného na potrubí je na adrese <http://www.ipotrubí.cz>.

13. Využívání částí hypotézy v příkladech

13.1. Technické kontroly osobních automobilů

Nejprve tady bude rozebráno provádění technické kontroly u osobních automobilů.

Klady:

- je částečně akceptováno stáří automobilu - intervaly technické kontroly pro osobní automobily jsou v rocích 4 - 2 - 2 - 2 - 2 atd.
- je částečně akceptováno zatížení automobilu, tj. automobily firem, které najedou více kilometrů, mají intervaly o polovinu kratší než automobily v osobním vlastnictví.

Dále je nutno se podívat, jak tyto odhadnuté intervaly odpovídají naší hypotéze. Protože nejsou známy ani změřeny žádné relevantní informace, pracujeme s kvalifikovanými odhady:

Maximální dovolenou pravděpodobnost poruchy celého automobilu odhadneme na hodnotu 0,1. Jde totiž o více rizikových míst převážně řazených sériově. U automobilů v osobním vlastnictví odhadneme střední životnost na 15 let, maximální životnost na 20let (u firemních automobilů je životnost kratší). Korekční součinitel maximální životnosti (viz kapitolu – "Křivka teoretické degradace" těchto stránek) odhadneme na – 1,2. Podle vzorců z kapitoly "Strategie technické inspekce a následné údržby" této zprávy vypočítáme intervaly technické kontroly - viz následující tabulka:

	1. interval	2. interval	3. interval	4. interval	5. interval	6. interval
Vypočítané intervaly (v rocích)	2,4	2,2	1,9	1,7	1,6	1,4
Zaokrouhlené na ½ roku	2,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5
Předepsané intervaly	4	2	2	2	2	2

Tab. 13.1. Výpočet kontrol intervalů technické inspekce osobního automobilu

13.2. Revize tlakových nádob

Náš příklad se nebude věnovat kontrole tlakoměrů a pojistných ventilů, bude se týkat pouze tlakových nádob. Existují tyto druhy revizí a zkoušení tlakových nádob.

Provozní revize – provozní revize se provádí vždy po roce. Provozní revizí se kontroluje zejména:

- celkový stav nádoby, zda jsou nádoby pravidelně kontrolovány a zda je vedena předepsaná dokumentace

-
- způsob provozu
- čistota a pořádek v okolí nádoby a bezpečný přístup k nádobám, čitelnost a nepoškozenost výrobních štítků

Vnitřní revize - posuzuje se stav nádoby na zevní a vnitřní straně včetně všech výstupů výstroje. Vnitřní revize se provádí ve lhůtě ne delší než 5 let s přihlédnutím ke konstrukci, stavu a stáří nádoby, provoznímu mediu a zvláštním provozním podmínkám. Po každé vnitřní revizi se provádí též zkouška těsnosti a to provozním tlakem.

Tlaková zkouška se provádí nejpozději 1x za devět let od předchozí tlakové zkoušky zkušebním tlakem.

Pro náš příklad předpokládáme, že je nádoba ohrožena postupem koroze a únavovými lomy u hrdel, způsobenými jednotlivými cykly způsobenými nájezdy a sjetími celé tlakové sestavy do a z provozu nikoli vibracemi potrubní větve. Tyto cykly musí být ve výpočtu tlakové nádoby zapracovány. Ve výpočtu je i zapracována korozní přírážka materiálu, proto revizemi je nutno kontrolovat, zda není překročena. Nejprve tedy bude proveden rozbor revizí a zkoušek tlakových nádob z hlediska naší hypotézy.

Intervaly revizí a zkoušek tlakových nádob jsou pravidelné - periodické. Periodicitu ovlivňuje pouze krátká věta u vnitřní revize, jinak intervaly revizí a kontrol nemají závislost na stáří nádoby ani na velikosti zatížení (tj. na poměru provozního a návrhového tlaku a teploty). Tato krátká věta není nijak v ČSN 690012 kvantifikovaná, čili je závislá na kvalifikaci pracovníka provádějícího revizi a na schopnosti jeho odolávání různým ekonomickým tlakům.

Postup úbytku materiálu a z hlediska koroze a únavového porušování materiálu je závislý především na čase, proto je nutno hned zpočátku konstatovat, že intervaly revizí se mají v čase zkracovat. Postup koroze se dá zjistit měřením ultrazvukovým tloušťkoměrem, která není kvůli zastaralosti normy předepsána. Dále je postup koroze zjistitelný odhadem při vnitřní revizi a při tlakové zkoušce zcela jistě. Postup únavového porušení se dá zjistit akustickou emisí, která není opět kvůli zastaralosti výše uvedené normy předepsána. Tlakovou zkouškou se postup únavového porušení může objevit. Jinak, když budeme mít štěstí a únavové porušení bude již větší, můžeme ho najít vizuálně. Závěr - současný stav a systém provádění revizí a zkoušek tlakových nádob, tak jak je předepsán v platné normě, je zcela nevyhovující.

Dále je nutno vyzkoušet aplikovat naši hypotézu. Protože nejsou známy ani změřeny žádné relevantní informace, pracujeme s kvalifikovanými odhady:

Maximální dovolenou pravděpodobnost poruchy tlakové nádoby odhadneme na hodnotu 0,01. Jde pouze o několik rizikových míst převážně řazených sériově. Bezpečnou životnost tlakové nádoby odhadneme na 30 let. Střední životnost pak je 135let (dle ASME koeficient

4,5) a maximální životnost je 240let. Korekční součinitel maximální životnosti (viz kapitolu – "Křivka teoretické degradace" těchto stránek) odhadneme na – 1,1. Podle vzorců z kapitoly "Strategie technické inspekce a následné údržby" této zprávy vypočítáme intervaly technické kontroly - viz následující tabulka. Dále je nutno dodat, že projektujeme systém kontrol, kde je jeden druh kontroly, která monitoruje jak postup koroze, tak postup únavy:

	1. interval	2. interval	3. interval	4. interval	5. interval	6. interval
Vypočítané intervaly (v rocích)	2,64	2,61	2,59	2,56	2,54	2,51
Zaokrouhlené na ½ roku	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Předepsané intervaly vnitřní revize	5	5	5	5	5	5

Tab. 13.2. Výpočet kontrol intervalů technické inspekce tlakové nádoby

13.3. Revize opotřebení nosné matice šroubového zvedáku

Šroubový zvedák je zvedák pro různá břemena. Zvedá je na principu pohybového šroubu většinou s trapézovým závitem a nosné matice. Protože se jedná o tření mezi šroubem a maticí, které je axiálně zatíženo celou hmotností břemena, dochází zde k velkému opotřebení matice. Proto bývá zdvihací mechanismus opatřen ještě pojistnou maticí, která není zatěžována břemenem, tudíž se neopotřebovává. Na tuto matici sedne břemeno v případě, že dojde k takovému opotřebení nosné matice, že dojde k destrukci závitu.

Pohybový šroub je vyroben z tvrdšího materiálu, proto se opotřebovává především nosná matice, která je snadněji kontrolovatelná a poté vyměnitelná. Výpočet závitu pohybového šroubu a nosné matice má v sobě rezervu únosnosti počítající s určitou maximální dovolenou hodnotou opotřebení. Kontrola opotřebení nosné matice s proto provádí tak, že se porovnává skutečné opotřebení matice s maximální dovolenou hodnotou opotřebení. Intervaly kontrol tohoto opotřebení nepředepisuje žádná technická norma ani předpis.

Proto je na výrobci, uvedené kontroly určil v dokumentaci předávané uživateli s tím, že předpokládá, že uživatel bude většinou zařízení zatěžovat např. na 90% nosnosti. Postup úbytku materiálu a z hlediska opotřebení matice je závislý především na čase, proto je nutno hned zpočátku konstatovat, že intervaly revizí se mají v čase zkracovat. Z uvedených údajů můžeme vypočítat ze stávajících zkušeností s provozem zvedáku bezpečnou, střední a maximální životnost matice. Celý zvedák bude mít stanovenou životnost.

Dále je nutno vyzkoušet aplikovat naši hypotézu. Protože nejsou známy ani změřeny žádné relevantní informace, pracujeme s kvalifikovanými odhady:

Maximální dovolenou pravděpodobnost poruchy tlakové nádoby odhadneme na hodnotu 0,01. Jde totiž o jedno rizikové místo se zásadním spolehlivostním i bezpečnostním významem. Bezpečnou životnost opotřebení matice odhadneme na 22 let. Stanovená životnost celého zvedáku je 20 let. Střední životnost opotřebení matice je 77 a maximální životnost je 132let. Korekční součinitel maximální životnosti (viz kapitolu – "Křivka teoretické degradace" těchto stránek) odhadneme na – 1,1. Podle vzorců z kapitoly "Strategie technické inspekce a následné údržby" této zprávy vypočítáme intervaly technické kontroly - viz následující tabulka.

	1. interval	2. interval	3. interval	4. interval	5. interval	6. interval
Vypočítané intervaly (v rocích)	1,45	1,44	1,42	1,41	1,39	1,38 až do součtu 20 let
Intervaly zaokrouhlené na 1/2 roku	1,5	1,5	1,5	1	1	1 až do součtu 20 let

Tab. 13.3. Výpočet kontrol intervalů technické inspekce nosné matice šroubového zvedáku

14. Závěr

Tento příspěvek, který jste právě prostudovali, je nutno chápat jako základ hypotézy, která má přispět do diskuse o údržbě a technických inspekcích systému. Nastoluje však hodně otázek, co se týká konkrétního určení hodnot pravděpodobností, a to jak určení maximální dovolené pravděpodobnosti poruchy pro uvedené případy, tak i určení pravděpodobnosti s jakou jednotlivé postupy technická inspekce odhalí poruchy, které by uvedenou ztrátu integrity systému mohly způsobit.

Využití hypotézy umožňuje:

Stanovení termínů inspekci technických zařízení při dodržení předem stanovené maximální dovolené pravděpodobnosti poruchy zařízení. A tím by se stala neakceptovatelná současná praxe pevných intervalů inspekce bez ohledu na to, zda je zařízení nové nebo 50 let staré, bez ohledu na to, zda je provozní zatížení na 20% nebo 99% návrhového. Bez ohledu na to, zda materiál hlavně degraduje korozí, erozí, únavou nebo creepem anebo úplně něčím jiným. Bez ohledu na to, jaký je důsledek případné havárie.

Využití při konstrukci bezpečnostních prvků u tlakových systémů (tj. pojišťovací ventil), zdvihacích systémů (tj. zařízení proti přetížení), stavebních a strojních ocelových konstrukcí, mostů všech druhů apod. A to tak, aby nebyla překročena předem daná pravděpodobnost poruchy systému.

Lepší plánování plánovaných oprav, které umožňuje hypotéza, by snížilo počty neplánovaných. Tím vznikají hospodářské úspory.

Plánování opatření pro dodržení maximální dovolené pravděpodobnosti poruchy již při projektu zařízení.

15. Použitá literatura:

15.1. Tištěná literatura

1. Bielak O.: Životnost a spolehlivost tlakových a energetických systému, Sborník referátů TLAK 2007
2. Bielak O., Bína V., Masák J., Korouš J.: Probabilistic lifetime assessment of the high pressure steam piping, Conference Engineering Mechanics 2001, Svratka, Czech Republic
3. Egermayer F., Boháč M.: Statistika pro techniky, SNTL Praha, 1984
4. Fuchs P.: Využití funkční schopnost (spolehlivosti) v funkční praxi, Všeobecná univerzita, Liberec
5. Hamelin B.: Údržba a její nové pojetí, SNTL Praha, 1983
6. Chalupa A.: Navrhování ocelových konstrukcí, Vydavatelství ÚNM, Praha 1982
7. Karpíšek Z.: Fuzzy spolehlivost, Sborník REQUEST 2007
8. Klesnil M., Lukáš P.: Únava kovových materiálů při mechanickém namáhání, Academia Praha 1975
9. Klesnil M. a kol.: Cyklická deformácia a únava kovov, VEDA Bratislava 1987
10. Marek P., Brozzetti J., Guštar M. a Tikalsky P.: Probabilistic Assessment of Structures using Monte Carlo Simulation. Background, Exercises and Software, Institute of Theoretical and Applied Mechanics, Academy of Sciences of Czech Republic, 2003
11. Mrázik A.: Teória spoľahlivosti ocelových konštrukcií, Veda Bratislava, 1987
12. Němec J., Sedláček J.: Spolehlivost strojních systémů, SNTL Praha, 1979
13. Němec J., Sedláček J.: Statistické základy pevnosti konstrukcí 1, Academia Praha, 1982
14. Němec J., Drexler J., Serensen S.V., Kogajev V.P.: Statistické základy pevnosti konstrukcí 2, Academia Praha, 1982
15. *NIST/SEMATECH e-Handbook of Statistical Methods*, <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/>, Last update 7/18/2006, Information Technology Laboratory, Statistical Engineering Division, Gaithersburg, MD, USA
16. Novotný R.: Weibullovo rozdělení při analýzách bezporuchovosti, Elektorevue 2002/17
17. Novotný, R.: Spolehlivost a diagnostika. VUT FEI Brno 2001, 159 s.: Medzinárodný elektrovšeobecný slovník - Kapitola 191: Spoľahlivosť a akosť služieb
18. Pekař V.: Zjednodušený výpočet potrubí při cyklickém namáhání, CHEMagazín, č.2/2005

19. Pekař V.: Životnost tlakové sestavy navržené podle směrnice PED, Zpravodaj ATZ, č.2/2005
20. Pekař V.: Navrhování tlakové sestavy z hlediska její životnosti, CHEMagazín, č.5/2005
21. Pekař V.: Tlaková sestava při cyklickém namáhání, přednáška na konferenci TLAK 2006
22. Pekař V.: „Risk based inspection“ též u tlakových systémů v chemickém průmyslu, CHEmagazín č.6/2008
23. Pekař V.: „Risk based inspection“ u tlakových systémů v teplárenství a energetice, Teplo, Technika, Teplárenství č.3/2009
24. Polsterová H.: Spolehlivost v elektrotechnice, VUT Brno
25. Růžička M.: Kriteria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnosti konstrukcí, ČVUT Praha, 1998
26. Růžička M., Havlíček V.: Výpočet strojních součástí na únavu, Dům techniky Praha 1988
27. Vincour D.: Stručný informační dokument o systému DIALIFE

15.2. Legislativa a normy

1. NV č. 26/2003 Sb., Směrnice PED, kterým se stanoví technické požadavky na tlaková zařízení. 97/23/EC Pressure Equipment Directive (PED)
2. ČSN EN 1991-1-7 Eurokód 1: Zatížení konstrukcí – Část 1-7: Obecná zatížení – Mimořádná zatížení
3. ČSN EN 12952-3 Vodotrubné kotle a pomocná zařízení, Část 3 Konstrukce a výpočet částí namáhaných tlakem.
4. ČSN EN 12952-4 Vodotrubné kotle a pomocná zařízení, Část 4 Provozní výpočty očekávané doby života kotle.
5. ČSN EN ISO 16708 (450025) Naftový a plynárenský průmysl – Potrubní dopravní systémy – Stanovení spolehlivosti na základě metod mezních stavů
6. ČSN 731401 Navrhování ocelových konstrukcí
7. ASME ASME Boiler & Pressure Vessel Code Americké předpisy pro stavbu tlakových nádob
Section VI. Care and operation of heating boilers
Section VII. Care of power boilers
Section XI. Inservice inspection of nuclear power plant components

15.3. Internetové adresy

http://comelec.afnor.fr/servlet/ServletComelec?form_name=cFormIndex&login=invite&passwd=invite&organisme=cen&comite=en13480

<http://www.eurofitnet.org/>

<http://www.forengineers.org>

<http://www.elektrorevue.cz/clanky/01017/index.html>

<http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/index.htm>

<http://www.wikipedia.com>

<http://www.statpol.cz/request/request2006/prezentace/karpisek.pdf>

<http://www.noise.cz/SBRA/>

<http://www.ffatigue.net>

<http://www.maintenanceresources.com>

<http://www.maintenanceworld.com>

<http://www.plant-maintenance.com>

<http://reliabilityweb.com>

<http://quanterion.com/RIAC>

<http://www.weibull.com>

<http://www.sbra-anthill.com>