

E xperimentální A nalýza N apětí 2005

FATIGUE STRENGTH AND LIFE OF REAL STRUCTURES UNDER COMBINED RANDOM LOADING

ÚNAVOVÁ PEVNOST A ŽIVOTNOST REÁLNÝCH KONSTRUKCÍ PŘI KOMBINOVANÉM NÁHODNÉM ZATĚŽOVÁNÍ

Jaroslav Svoboda¹, Vladislav Fröhlich¹, Václav Kraus²

An investigation of fatigue strength and life usually joined with experiments, which are made using small testing specimens. This is the reason why majority of numerical methods used for fatigue of materials was derived basing on those experiments under simple kinds of loading. It is rather difficult to apply these methods for real structures loaded by random combined processes in service. Most of necessary data and formula are empirical and used to be taken from a literature. This often leads to unexpectable results. The contribution discusses the problem and shows its complexity on an example in which the experimental and numerical results of fatigue lives of front parts of the Metrocoach bogie are compared.

Keywords fatigue strength, real structures, combined random loading.

Úvod

Studium únavové pevnosti a životnosti je obvykle vázáno na experimenty prováděné na malých zkušebních vzorcích zatěžovaných jednoosým, obvykle harmonickým způsobem namáhání. Toto omezení vede k tomu, že jsme-li postaveni před úkol aplikovat tyto výsledky na reálné, složitě zatěžované konstrukce u nichž nemáme často k dispozici dostatek informací ani o způsobu jejich namáhání, natož o pevnostních vlastnostech materiálu a technologii výroby, dostáváme výsledky, které se často významně liší od skutečnosti. Všechny uvedené faktory rozhodují o výsledcích provedených výpočtů, což může vést k chybným závěrům při pevnostním hodnocení dané konstrukce. Na druhé straně však nelze apriori provádění pevnostních výpočtů u reálných konstrukcí zavrhnout pouze proto, že do nich musíme dosazovat údaje o materiálu, které byly získány na základě empirických vztahů uvedených v literatuře.

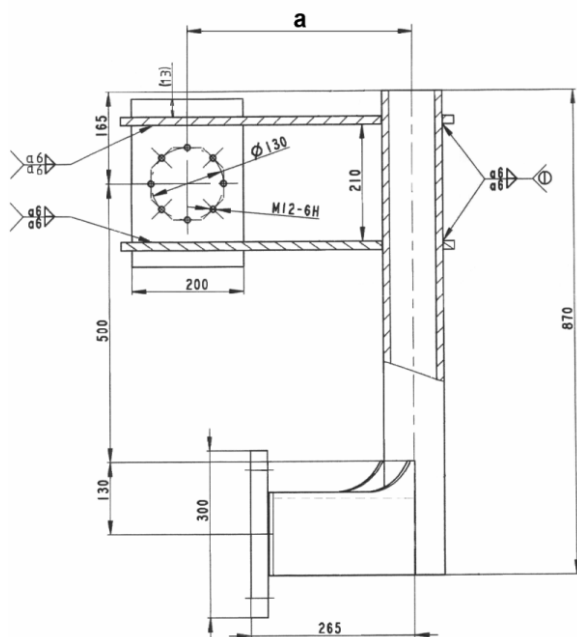
V příspěvku jsme si vytkli za cíl stanovit postup pro aplikaci pevnostních výpočtů u reálných konstrukcí namáhaných víceosým náhodným zatížením, porovnat docílené výsledky s výsledky experimentálními a navrhnout řadu doporučení, která by měla přispět k zvýšení přesnosti těchto výpočtů v praxi.

¹ Ing. Jaroslav Svoboda, Bc. Vladislav Fröhlich, Ústav termomechaniky AVČR, CDM, Veleslavínova 11, 301 14 Plzeň, tel.: 420 377 236 415, e-mail: svoboda@cdm.it.cas.cz, fröhlich@cdm.it.cas.cz.

² Ing. Václav Kraus, ŠKODA Transportation s.r.o., Tylova 57, 316 00 Plzeň, tel. mobil: 737224995, e-mail: kraus@dop.skoda.cz.

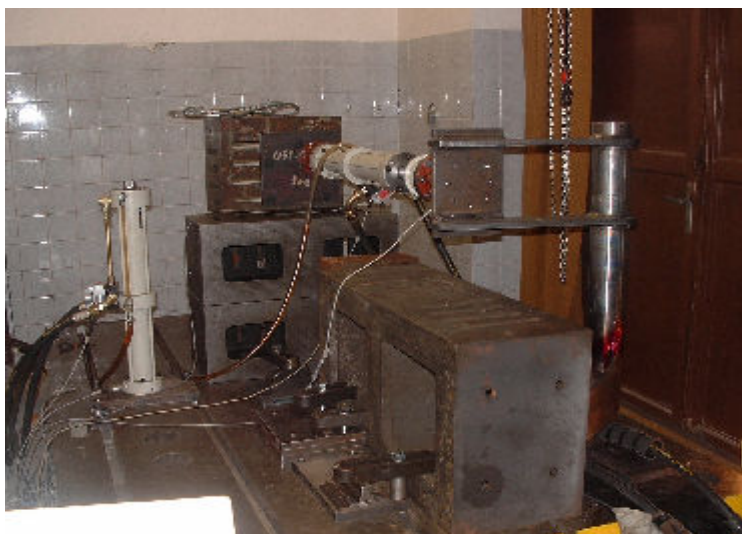
Experimentální program

Jako reálný konstrukční uzel jsme si po dohodě s pracovníky ŠKODA Transportation s.r.o. vytypovali uzel spojení čelníku s podélníkem u podvozkového rámu pro vozy Metra. Čelník tvoří tlustostěnná trubka z materiálu 11503.1 o vnějším průměru 108 mm a tloušťkou stěny 13 mm, jejíž konce jsou přivařeny do stojin obou podélníků poměrně složitou soustavou svarů a vyztuženy dvěma žebry. Na trubce jsou přivařeny konzoly, přes které se přenášejí brzdové síly. Pro zkoušky byly vyrobeny 4 zkušební vzorky, jejichž schéma je na obr.1.



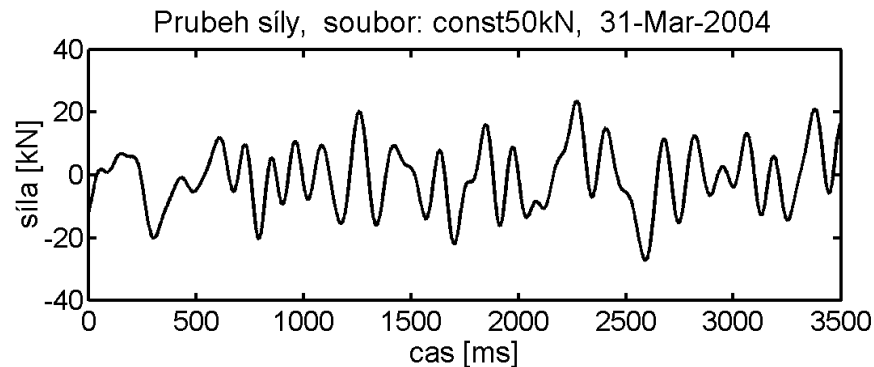
Obr.1 Rozměrový náčrt zkušebních vzorků

Ke zkrácenému konci podélníku byla přivařena tlustá deska s otvory pro připevnění vzorku k upínací kostce. Trubka byla zkrácena za konzolami, které byly přemostěny deskou pro připevnění servoválce. Vzorky byly vyrobeny ve dvou provedeních, které se lišily délkou ramene a . U prvních dvou vzorků byla délka tohoto ramene 400 mm, u druhých dvou 200 mm.. Rozdílnou délkou ramen se dosáhlo dvou různých poměrů ohybu a krutu při zatěžování. Způsob upevnění zkušebních vzorků při zkouškách je zřejmý z obr.2.



Obr.2 Zatěžování zkušebních vzorků

Zkušební vzorky byly zatěžovány řízenou silou širokopásmovým náhodným procesem s rozsahem frekvencí $0 \div 10$ Hz, gaussovského typu, s konstantním tvarem výkonové spektrální hustoty. Zatěžovací blok sestával z $1,2 \cdot 10^6$ vzorků, délka jednoho bloku byla 20 minut. Výřez z části aplikovaného zatěžovacího bloku je zobrazen na obr.3.



Obr.3 Výřez z průběhu zatěžovací síly $F(t)$

Poněvadž PID regulátor řídicí elektroniky nedotahoval přesně špičky zadaného průběhu síly, snímali jsme v průběhu zkoušek její skutečný průběh, který byl zpracován programem MATLAB. Na každý ze zkušebních vzorků byly nalepeny tenzometrické rozety. Jedna do přechodu paty koutových svarů žebra, sledující průběh maximálního napětí, druhá do vzdálenosti 35 mm od paty svaru, kde bylo možné očekávat dosažení tzv. „nominálního napětí“. Současně s průběhem zatěžovací síly byly měřicí aparaturou SPIDER 8 od fy HBM měřeny a ukládány hodnoty deformací ϵ_0 , ϵ_{45° a ϵ_{90° z tenzometrických rozet. Pro jejich zpracování byl vytvořen speciální program, který umožňoval vyhodnocovat hlavní napětí a úhel jejich rovin v průběhu celého zatěžovacího bloku.

Výsledkem experimentálních zkoušek bylo získání životností v počtu zatěžovacích bloků N_b pro sledované 4 zkušební vzorky. Protože jsme pro každý z těchto vzorků měli k dispozici přesné údaje o průběhu zatěžovací síly a tím i o průběhu ohybového a kroutícího momentu, mohli jsme stanovit rovněž přesně statistické charaktery těchto zatěžovacích procesů, což



umožnilo provést vyhodnocení výsledků zkoušek mnohem komplexněji a získat řadu poznatků pro návrh optimální metodiky pro výpočet bezpečnosti vůči trvalé pevnosti i životnosti takto složitě dynamicky namáhaných svařenců. Protože zkoušky jednotlivých vzorků probíhaly při různé intenzitě zatěžování a rovněž při různých poměrech ohybového a kroutivého namáhání, což bylo záměrně provedeno za účelem prověření navržené metodiky výpočtu, nebylo ani výsledné únavové porušování těchto vzorků ekvivalentní, což je zdokumentováno na následujících obrázcích.

Obr.4 Trhlina u zkušebního vzorku č.1

Na obr.4 je zkušební vzorek, zatěžovaný při poměru $\kappa = s_\tau / s_\sigma = 0,43$. Počáteční hladina síly a tím i napětí byla zvolena nízko. Trhlina vycházela z ostré hrany výztužného žebra, tedy z místa jehož koncentrace napětí převyšovala koncentraci v patě koutového svaru žebra. Trhlina se šířila přes žebro do povrchu trubky, ale i při zvýšené úrovni zatížení nevznikla již další trhlina v předpokládaném kritickém místě v patě svaru. Pouze se zvýšila rychlost šíření již vzniklé trhliny ve výztužném žebro.



Na obr.5 je trhlina u vzorku zatěžovaného při stejném poměru $\kappa = 0,43$, ale při vyšší úrovni zatížení. Podobně jako u vzorku č.1 vznikla trhlina ve výztužném žebro, ale současně rovněž v patě koutového svaru na konci tohoto žebra, která se šířila vzhledem k vyšší úrovni zatížení rychleji a převýšila rychlost šíření trhliny ve výztužném žebro. Jedná se v daném případě o klasickou trhlinu odpovídající svým vznikem i šířením kombinaci ohybového a krutového namáhání. Z obrázku je vidět, že prochází tenzometrickou rozetou, nalepenou do paty koutového svaru.

Obr.5 Trhlina u zkušebního vzorku č.2

Vzorek č.3 byl zatěžován při stejné úrovni zatížení jako vzorek č.2 avšak při poměru $\kappa = 0,215$. Trhlina která vznikla v místě spojení svaru s koncem výztužného žebra má trochu odlišný charakter v důsledku nižší hodnoty krouticího momentu. Šířila se do délky cca 7 mm načež došlo k jejímu zastavení. Po zvýšení úrovně zatížení vznikla nová trhlina v místě vetknutí trubky do stěny podélníku, která se velmi rychle šířila k oběma pásnicím, zatím co počáteční trhlina se již dále neměnila.



Obr.6 Trhlina u zkušebního vzorku č.3

Vzorek č.4 byl zatěžován při stejném poměru κ jako vzorek č.3 avšak při vyšší úrovni namáhání. Trhlina vznikla ve stejném místě jako první trhlina u vzorku č.3, jejíž šíření se zastavilo. V daném případě se tato trhlina plynule šířila, aniž by vznikla další druhotná trhlina v místě zakotvení trubky do podélníku jako v případě vzorku č.3. Trhlina je zobrazena na obr.7.



Obr.7 Trhlina u zkušební vzorku č.4

Výpočet bezpečnosti konstrukčních uzlů vůči meznímu napětí

Tento druh výpočtu používáme obvykle v případě, kdy počet špičkových hodnot u náhodného procesu převyší v průběhu životnosti konstrukce hodnotu 10^7 . Jedná se obvykle o konstrukce s požadovanou životností kolem 20 let a výše. Příkladem mohou být konstrukce podvozkových rámců kolejových vozidel, konstrukce energetických zařízení apod.

Při aplikaci výpočtu jsme vyšli z rovnice eliptického oblouku mezních napětí [1], který jsme s ohledem na kombinované náhodné zatěžování zvolili ve tvaru

$$\left(\frac{s_{\sigma_{oc}}}{s_{oc}} \right)^2 + \left(\frac{s_{\tau_{kc}}}{s_{\tau_c}} \right)^2 = 1, \quad (1)$$

kde s_{oc} ... mezní hodnota směrodatné odchylky procesu ohybového napětí

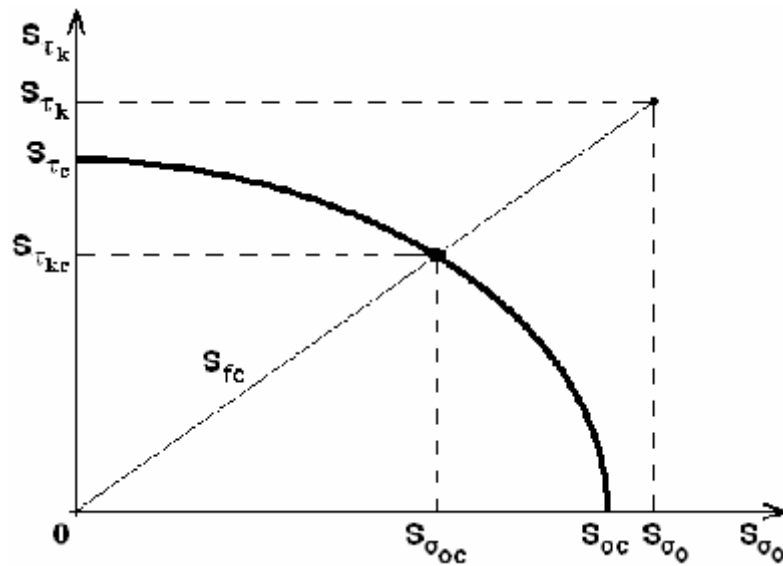
s_{τ_c} ... mezní hodnota směrodatné odchylky procesu krutového napětí

$s_{\sigma_{oc}}, s_{\tau_{kc}}$... složky kritické směrodatné odchylky efektivního napětí s_{fe} odpovídající

bodů na mezním eliptickém oblouku pro daný poměr $\kappa = s_{\tau_k} / s_{\sigma_o}$.

Obě náhodná napětí $\sigma_o(t)$ a $\tau_k(t)$ působí ve fázi, takže lze předpokládat exponent c regresní čáry roven 2 – viz [1]. Proto jsme rovněž v případě jejich směrodatných odchylek zvolili $c=2$. Na obr.8 je znázorněn příslušný eliptický oblouk.

Z obrázku vyplývá, že hlavním problémem je stanovit mezní hodnoty směrodatných odchylek s_{oc}, s_{τ_c} pro vybraný konstrukční uzel (obvykle s vysokou úrovní napětí, nebo složitým technologickým provedením), jehož únavovou bezpečnost musíme zaručit.



Obr.8 Eliptický oblouk mezních směrodatných odchylek

Další postup výpočtu je již jednoduchý

- z rovnice (1) odvodíme vztah (2) pro výpočet mezních směrodatných odchylek obou náhodných namáhání uzlu a poměr $\kappa = s_{\tau_k} / s_{\sigma_o}$. Tyto hodnoty získáme ze vztahu

$$s_{\sigma_{oc}} = \sqrt{\frac{s_{\sigma_{oc}}^2}{1 + \kappa^2 k_c^{*2}}}, \quad (2)$$

kde $k_c^* = \sigma_{oc}^* / \tau_{kc}^*$ je poměr kritických únavových napětí v ohybu a krutu.

Druhou směrodatnou odchylku $s_{\tau_{kc}}$ vypočteme pomocí κ a vztahu (2).

- Kritickou směrodatnou odchylku efektivního napětí s_{fc} bodu na eliptickém oblouku vypočítáme ze vztahu

$$s_{fc} = \sqrt{s_{\sigma_{oc}}^2 + s_{\tau_{kc}}^2}. \quad (3)$$

- Součinitel bezpečnosti n pro sledovaný konstrukční uzel

$$n = \frac{s_{fc}}{\sqrt{s_{\sigma_o}^2 + s_{\tau_k}^2}}. \quad (4)$$

Budou-li směrodatné odchylky zatěžovacích procesů ležet nad mezní křivkou, bude součinitel bezpečnosti $n < 1$, pro body ležící na průvodiči pod mezní křivkou bude $n > 1$.

Vraťme se ještě k problému stanovení mezních směrodatných odchylek s_{σ_o}, s_{τ_k} , které jsou koncovými body eliptického oblouku na obr. 11. Problém jejich stanovení pro konkrétní místo na konstrukci je v tom, že nemáme obvykle dostatek objektivních informací o jeho únavových vlastnostech. Obvykle známe pouze mez pevnosti R_m a mez kluzu R_e základního materiálu a informaci o způsobu namáhání daného konstrukčního uzlu.

Uvedme proto postup, který jsme aplikovali v daném případě:

- Výpočet mezí únavy σ_{oc} a τ_{kc} na základě empirických vztahů z literatury [2] a [3]

$$\text{pro ohyb} \dots\dots\dots \sigma_{oc} \cong 0,50 R_m$$

$$\text{pro krut} \dots\dots\dots \tau_{kc} \cong 0,29 R_m.$$

- Přepočítání těchto hodnot pro místo koutového svaru na základě zvolených součinitelů β_σ a β_τ získaných z literatury [3]. Serensen uvádí hodnotu $\beta_\sigma = 2,6$. (Hodnotu $\beta_\tau = 1,83$ jsme získali přepočtením z hodnot α_σ a α_τ).

$$\sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc}}{\beta_{\sigma_o}}; \quad \tau_{kc}^* = \frac{\tau_{kc}}{\beta_\tau} \quad \text{a konstanta} \quad k_c^* = \frac{\sigma_{oc}^*}{\tau_{kc}^*}.$$

- Z průběhu zatěžovací síly $F(t)$ a její směrodatné odchylky s_F a na základě znalosti příslušných délek ramen a tuhostí trubky byly vypočítány maximální hodnoty nominálního napětí $\sigma_{o\max}$ a $\tau_{k\max}$ pro kontrolované místo, ale rovněž směrodatné odchylky s_{σ_o} a s_{τ_k} průběhu obou napětí.

- Z předpokladu, že mezní směrodatná odchylka s_{oc} průběhu ohybového napětí bude dosažena při $\sigma_{o\max} = \sigma_{oc}^*$, lze ji vypočítat ze vztahu

$$s_{oc} = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_{o\max}} s_{\sigma_o}. \tag{5}$$

- Druhou mezní hodnotu s_{τ_c} pro krutové napětí získáme pomocí hodnoty k_c^* ze vztahu

$$s_{\tau_c} = \frac{s_{oc}}{k_c^*}. \tag{6}$$

Výpočet životnosti konstrukčních uzlů

Výpočet životnosti u konstrukcí aplikujeme tehdy, máme-li zajistit jejich bezpečný život po předem stanovenou dobu provozu. Příkladem mohou být konstrukce letadel, automobilů apod., u nichž životnost udáváme v počtu letových hodin, nebo v počtu kilometrů. U takovýchto složitých konstrukcí vycházíme z představy, že jejich životnost je dána životností nejslabšího, tzv. kritického místa, jednak z hlediska úrovně napětí, materiálu, technologie výroby apod.. V současné době již není problém pomocí složitých počítačových programů získat informace o úrovni a rozložení napětí v oblasti libovolného konstrukčního uzlu, pokud známe skutečný průběh zatížení dané konstrukce v provozu. Poněvadž o životnosti konstrukce rozhoduje životnost jejích jednotlivých uzlů, bude nás zajímat především charakter a způsob provozního zatížení těchto uzlů, jejichž životnost máme stanovit. V praxi se obvykle při výpočtech životnosti vychází z průběhu a úrovně napětí, které byly zjištěny při provozním měření aniž by se přihlíželo k tomu, jakou kombinací různých zatížení daného uzlu tato napětí vznikla. V tom je problém, proč celkem dobře vyhovuje aplikace hypotéz kumulace únavového poškození u jednoosého zatěžování zatímco jejich aplikace u kombinovaného zatěžování dává výsledky zkreslené. Příčinou je odlišný způsob únavového poškození od různých druhů zatížení. Tuto skutečnost je nutné respektovat jak při realizaci experimentů, tak při provádění výpočtu životnosti.

Konstrukční uzly které rozhodují o životnosti konstrukcí jsou obvykle namáhány víceosým náhodným zatížením proporcionálního, nejčastěji však neproporcionálního

charakteru. Jak v těchto případech při výpočtu životnosti postupovat? Odpověď na tuto otázku nám měly poskytnout experimenty provedené na sledovaných čtyřech zkušebních vzorcích

Zaměřili jsme se na objasnění zejména následujících problémů:

- a) Najít výpočtovou metodiku která by umožnila aplikovat hypotézy kumulace únavového poškození rovněž v případě kombinovaného zatěžování.
- b) Ověřit možnost jejího využití v případě reálných konstrukcí.
- c) Stanovit přesnost této metodiky porovnáním výpočtu s experimenty.
- d) Zjistit možnost využití empirických vztahů pro výpočet mezí únavy, parametrů syntetických únavových křivek, vrubových součinitelů β a dalších podkladů z literatury. Stanovit jejich podíl na přesnosti provedeného výpočtu životnosti.

Výpočet jsme aplikovali pro naše dva zkušební vzorky č.2 a 4 zatěžované kombinovaným proporcionálním náhodným namáháním ohyb–krut. Vzájemně se lišily pouze délkou ramene a na němž působila síla, což umožnilo sledovat jejich porušování při dvou různých kroticích momentech $M_k(t)$, tedy při dvou poměrech $\kappa = s/s_\sigma$. Velikost ohybového momentu $M_o(t)$ se lišila pouze v důsledku výrobních tolerancí obou konstrukčních uzlů. Ze známého průběhu zatěžovací síly $F(t)$ byly stanoveny průběhy napětí $\sigma_o(t)$ a $\tau_k(t)$ v přechodu koutového svaru do trubky ze vztahů (7) a (8).

$$\sigma_o(t) = \frac{b}{W_o} F(t) = k_s F(t) \quad (7)$$

$$\tau_k(t) = \frac{a}{W_k} F(t) = k_t F(t) . \quad (8)$$

Zavedeme-li pojem poškozující napětí, které umožní převést smykové napětí τ_k na normální σ pomocí koeficientu $k_c = \sigma_c/\tau_c$ pro hladké nebo $k_c^* = \sigma_c^*/\tau_c^*$ pro vrubované vzorky, obdržíme pro sledované svařence vztah

$$\sigma_d(t) = \sqrt{\sigma_o^2(t) + k_c^{*2} \tau_k^2(t)} = F(t) \sqrt{k_s^2 + (k_c^* k_t)^2} . \quad (9)$$

Po dekompozici poškozujícího napětí $\sigma_d(t)$ aplikací metody rain-flow, jsme v případě našeho kombinovaného souřadného náhodného zatížení použili pro výpočet životnosti hypotézy jako u jednoosé napjatosti.

Pro výpočet životnosti byly aplikovány dvě nejčastěji používané hypotézy – Palmgrenova a Minerova (PM) a Cortenova a Dolanova (CD). Při stanovení všech potřebných parametrů pro aplikaci těchto hypotéz jsme vyšli ze znalosti pouze jediné informace o materiálu 11503.1 trubky příčnicku a sice střední hodnoty statické meze pevnosti $R_m = 550$ MPa. Všechny další údaje byly stanoveny na základě podkladů z literatury. V následující tabulce je uveden seznam těchto empirických vztahů, které byly použity při výpočtu.

Tab.1 Seznam empirických vztahů použitých pro výpočet životnosti

Stanovená hodnota	Empirický vztah	Literatura	Hodnota pro výpočet
Mez pevnost materiálu R_m	střední hodnota	ČSN	550 MPa
Mez únavy materiálu pro ohyb	$\sigma_{oc} = 0,5R_m$	[2], [3]	275 MPa
Mez únavy materiálu pro krut	$\tau_{kc} = 0,29R_m$	[2], [3]	160 MPa
Koeficient k_c	$k_c = \sigma_{oc} / \tau_{kc}$	[4]	1,72
Mez únavy pro svar. spoj v ohybu	$\sigma_{oc}^* = \sigma_{oc} / \beta_\sigma$	[3]	106 MPa
Mez únavy pro svar. spoj v krutu	$\tau_{kc}^* = \tau_{kc} / \beta_\tau$	[3]	87,4 MPa
Koeficient k_c^*	$k_c^* = \sigma_{oc}^* / \tau_{kc}^*$	[4]	1,21
Exponent synt. únavové křivky	$w_o^* = 12(\sigma_{oc}^* / \sigma_c)^2 + 3$	[5]	6÷7 (zvol.6)
Počet cyklů pro bod zlomu N_{oc}^*	$N_{oc}^* = 10^{\left(6,4 - \frac{2,5}{w_o^*}\right)}$	[5]	$9,6 \cdot 10^5$
Exponent Haighova diagramu k_H	-	[4]	0,25
Koeficient k_{CD} hypotézy CD	-	[4]	0,79

V následující tab.2 jsou uvedeny výsledné životnosti vypočítané na základě obou nejčastěji používaných hypotéz pro konstrukční uzly č.2 a 4, jejichž zatěžování se lišilo velikostí krutu a úrovní zatěžovací síly $F(t)$.

Tab.2 Porovnání vypočtených a experimentálně stanovených životností

Vzorek č.2 ($\kappa = 0,43$)			Vzorek č.4 ($\kappa = 0,215$)		
Životnost v počtu bloků N_b			Životnost v počtu bloků N_b		
<i>PM</i>	<i>CD</i>	Experiment	<i>PM</i>	<i>CD</i>	Experiment
845	275	204 počátek 275 lom	180	76	33 počátek 77 lom

Shrnutí nejdůležitějších výsledků

a) Problematika stanovení bezpečnosti a životnosti u reálných konstrukcí namáhaných víceosým náhodným zatížením je mnohem složitější než v případě vzorků zatěžovaných harmonickým jednoosým namáháním a vyžaduje poněkud odlišný přístup při provádění výpočtu. Přesto je možné i v těchto případech dosáhnout dobrých výsledků a to i tehdy,

budeme-li ve výpočtu využívat empirické vztahy pro odhad parametrů syntetických únavových křivek, které jsou uvedeny v literatuře [2], [3] a [5].

b) Z uvedených prací vyplývá, že při provádění výpočtu bezpečnosti i životnosti konstrukcí lze v krajním případě vystačit se znalostí pouze jediného údaje o použitém materiálu – mezí pevnosti R_m .

c) Pro docílení dobrých výsledků provedených výpočtů je velmi důležitá přesná znalost způsobu zatěžování sledovaného konstrukčního uzlu a průběhu jednotlivých zatěžovacích sil.

d) Při provádění výpočtu životnosti nelze vycházet pouze z průběhu napětí, které naměříme tenzometrem nalepeným v tzv. „nominálním místě“, aniž bychom se zajímali o to, z jakých druhů zatížení toto napětí vzniklo. Je třeba vycházet ze skutečnosti, že každý druh zatížení poškozují různě intenzivně. Při provedených experimentech byla tato záležitost ověřována na zkušebním vzorku č.2 s následujícími výsledky:

Tab.3 Porovnání životnosti vypočítané na základě údajů „nominálního snímače“ se skutečností

Životnosti stanovené na základě údaje „nominálního tenzometru“		Skutečná životnost v počtu zatěžovacích boků N_b
Hypotéza PM	Hypotéza CD	
4355	844	275

Z tabulky vyplývá, že rozdíl mezi výpočtem a skutečností je v tomto případě značný. V daném případě je to způsobeno nedocněním efektu krutového zatížení. Obecně lze proto očekávat, že výsledky budou v těchto případech ležet na straně nižší bezpečnosti.

e) Pro výpočet bezpečnosti konstrukčních uzlů zatěžovaných libovolným kombinovaným náhodným zatížením lze v případě souřadného působení těchto sil aplikovat způsob popsany v kapitole „Výpočet bezpečnosti konstrukčních uzlů vůči meznímu napětí“. Popsaná metoda byla ověřena experimentálně a plně vyhovuje.

f) Zkoušky prokázaly, že pro výpočet životnosti reálných konstrukcí zatěžovaných náhodným kombinovaným zatěžováním lze úspěšně používat Cortenovu a Dolanovu hypotézu za předpokladu, že dekompozici metodou rain – flow provedeme z tzv. poškozujícího napětí $\sigma_d(t)$ ze vztahu (9). Postup výpočtu je uveden v kap. „Výpočet životnosti konstrukčních uzlů“. Koeficient k_{CD} je nutné volit v rozmezí $0,75 \div 0,79$. Exponent Haighova diagramu lze zvolit $k_H = 0,25$. Volba tohoto exponentu však výsledek příliš neovlivňuje. Aplikaci klasické Palmgrenovy a Minerovy hypotézy nelze pro výpočet životnosti složitě namáhaných konstrukcí doporučit, protože dává příliš vysoké životnosti.

g) Předpokladem dobrých výsledků je, abychom dobře odhadli místo vzniku trhliny a aby šíření trhliny z tohoto místa bylo plynulé. To bývá problém hlavně u svařenců u nichž o vzniku trhliny nerozhoduje pouze úroveň napětí, ale i technologické provedení. V důsledku technologického defektu může trhlina v daném místě vzniknout již při nízké úrovni napětí a poté dojde k jejímu zbrzdění, případně zastavení. Pro taková místa není možné výpočet životnosti aplikovat. Dobré shody s výpočtem docílíme pouze pro místa s vyšší úrovní napětí, u nichž bude šíření vzniklé trhliny plynulé.

Hodnocení únavové bezpečnosti u složitých dynamicky namáhaných konstrukčních celků v praxi

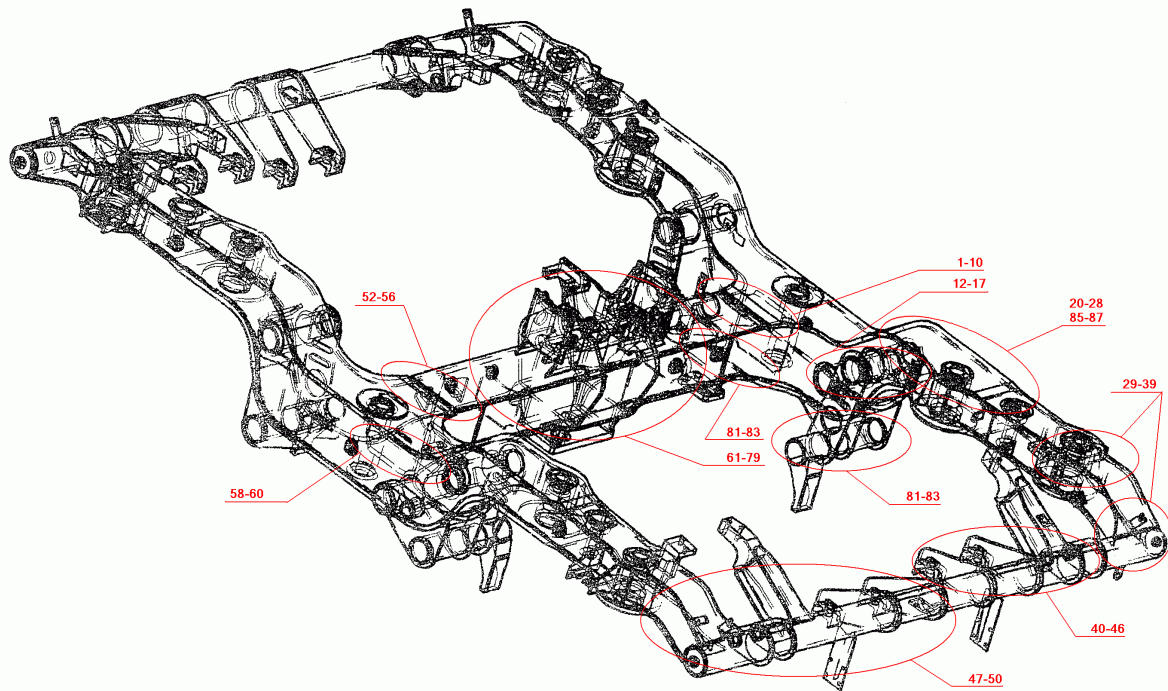
Výše popsaný způsob výpočtu bezpečnosti a životnosti aplikovaný na jednoduchý konstrukční uzel se známým způsobem zatížení je často obtížně aplikovatelný v případě složitých konstrukcí, jakými jsou např. podvozkové rámy železničních vozidel. V těchto případech obvykle vycházíme z údajů tenzometrických snímačů nalepených do vybraných míst s předpokládanou vyšší úrovní napětí. Podvozkový rám je při zkouškách zatěžován staticky váhou nástavby a užitečným zatížením a dynamická přirážka je zjišťována z provozního měření na trati. Pro vyhodnocení bezpečnosti se použije Smithův diagram pro svařované konstrukce. Podle předpisu ERRI B12 / RP17 je požadováno, aby hodnoty bezpečnosti v kritických místech byly vyšší než hodnota 1,65.

Jako příklad této praktické aplikace uveďme pevnostní dynamické měření provedené na podvozku vozu Metra 6Mt, viz obr. 9. Měření probíhala na zkušební trati depa Kačerov od 15. do 25.3.2005.

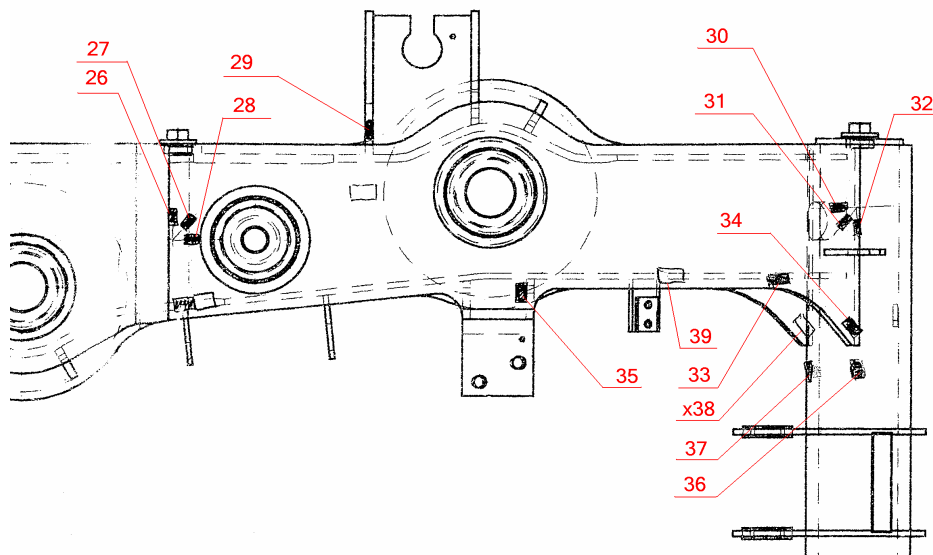


Obr.9 Pohled na zkoušený vůz Metra 6Mt

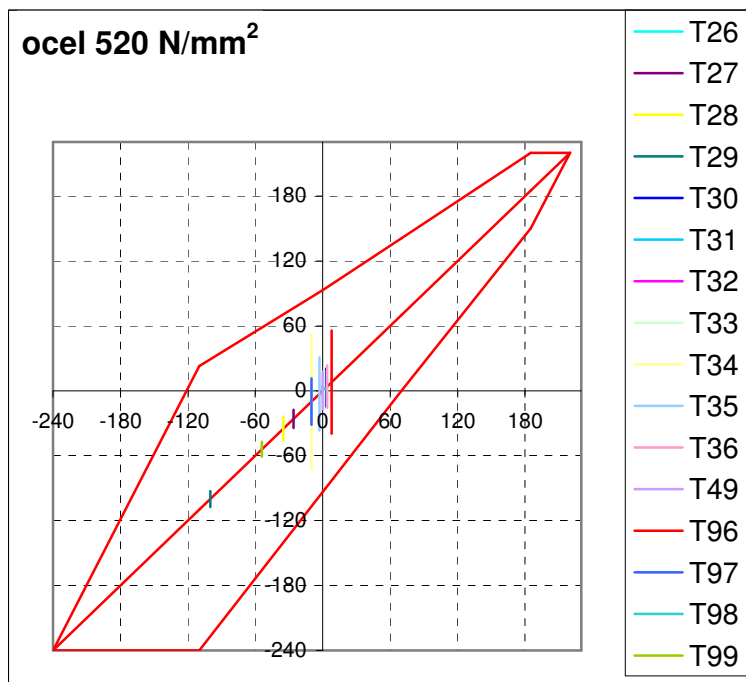
Na dalších obrázcích č.10 a 11 je uvedeno rozmístění tenzometrů na rámu podvozku a na čelníku, jehož spojení s podélníkem bylo předmětem předešlých zkoušek.



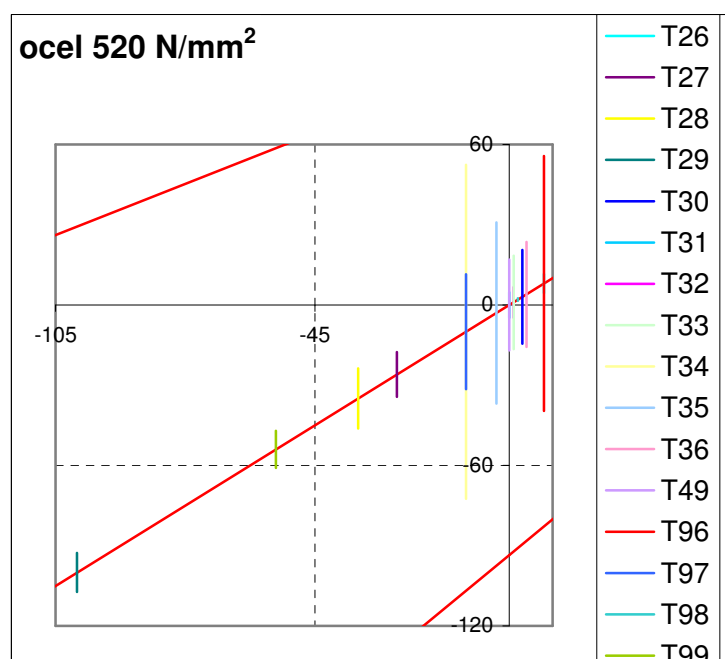
Obr.10 Přehled rozmístění skupin tenzometrů na rámu podvozku



Obr.11 Rozmístění tenzometrů v rohu čelníku



Obr.12 Smithův diagram s graficky vynesnými údaji vybraných snímačů



Obr.13 Zvětšená střední část s naměřenými hodnotami

Ze Smithova diagramu na obr. 12 a 13, sestrojeného pro svařované konstrukce a bezpečnost 1,65 (podle ERRI B12 /RP 17), lze zjistit zda některé z měřených míst nepřekračuje v tomto režimu namáhání stanovené pro trvalou pevnost.

Závěr

Ve zprávě jsme se zaměřili na řešení problematiky výpočtu bezpečnosti a životnosti u reálných konstrukcí zatěžovaných kombinovaným náhodným namáháním soufázového charakteru. Byly uvedeny metody, které lze úspěšně aplikovat pro tyto druhy výpočtu. Výsledky byly konfrontovány s experimenty. Byla získána dobrá shoda, přestože jsme při provedených výpočtech záměrně vyšli z pozice výpočtáře a jeho možností získat postačující hodnověrné podklady z literatury. Tyto podklady postačují k tomu, aby se mohl provést dostatečně přesný výpočet při znalosti pouze hodnoty meze pevnosti materiálu konstrukce. Předpokladem dobrých výsledků je ovšem dobrá znalost statistických vlastností napjatosti. Práce byla doplněna o ukázkou praktického přístupu při hodnocení únavové bezpečnosti v případě složitých konstrukčních celků jakými jsou rámy podvozků kolejových vozidel.

Poděkování

Práce byla podpořena Grantovou agenturou ČR grantovým projektem č. 101/05/0199 a výzkumným záměrem Ústavu termomechaniky AV ČR č. AVOZ 20760514.

Literatura

- [1] Balda, M., Svoboda, J. (2002) *Problematika mezní únavové napjatosti při kombinovaném namáhání*. Sb. konference Inženýrská mechanika 2002, Svratka, ISBN 80-214-2109-6.
- [2] CISM COURSES AN LECTURES No. 392 (1999) *High-cycle metal fatigue*. Springer Wien New York 1999, ISBN 3-211-83144-4.
- [3] Serensen, S. V., Kogajev, V. P. Šnejderovič, R. M. (1967) *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. SNTL-Nakladatelství technické literatury, Praha 1967.
- [4] Balda, M., Svoboda, J., Fröhlich, V. (2003) *Odhadování únavové životnosti částí při kombinovaném náhodném zatěžování*. Inženýrská mechanika, 10 č.5.1-12, vyd. Heriban, Brno.
- [5] Hück, M. (1981) Berechnung von Wöhlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Grauguss. Stahl und Eisen, Heft 24/81, s. 57÷60.