

TECHNICKÁ UNIVERZITA v KOŠICIACH
STROJNÍCKA FAKULTA
ÚSTAV KONŠTRUKCIE STROJOV A ZARIADENÍ
KATEDRA KONŠTRUOVANIA, DOPRAVY A LOGISTIKY



Tatranská Lomnica 29. - 30. apríl 2004

OBSAH

Peter Bigoš, Juraj Ritók, František Trebuňa, Je potrebná kontrola času útlmu hlavného nosníka mostového žeriava?	5
Juraj Ritók, Peter Bocko On-line sledovanie únavovej životnosti oceľových konštrukcií	25
Peter Bigoš, Peter Bocko Metódy pre výpočet únavovej životnosti konštrukcií.....	32
Peter Bocko Využitie MBS pri výpočte únavovej životnosti konštrukcií.....	40
Miroslav Jirù Výpočty častí jeřábù a nosné konstrukce podle harmonizovaných norem EN	47
Juraj Tuhársky Nové riešenie pohonu traktorového lanového systému.....	51
Ján Marko, Miroslav Požgay Špecifická transmisia dopravných systémov pri ťažbe dreva.....	56
Jozef Kuľka, Melichar Kopas, Martin Mantič Otočná kladnica	64
František Lacko Analýza možností využitia veže stavebného žeriava s neotočnou vežou	69
Vratislav Rudický Automatizovaný mostový drapákový jeřáb	76
Marián Ivanov Mazanie oceľových lán	78
Milan Mikleš, Ján Holík Silová a momentová analýza hydromanipulátorov používaných v lesnej prevádzke	84
Karol Kubin, Tibor Bugár Návrh ekologickej žeriavovej kabíny.....	89
Béla Illés, János Németh Untersuchung der Biegeschwingungen an Stützpfählen für Schwebefähnen mit Sitzen	96
Martin Chovanec, Mikuláš Monoši Viackriteriálna optimalizácia tvaru a rozmerov veľkorozmerných stavebných strojov	102
Milan Zloch Otáčení lisovacích nástrojů pomocí jedno a dvouložiskových väzacích bodù	109
Leopold Hrabovský Pásový dopravník s podvěsným pásem.....	115

<i>János Németh</i>	
Eigenheiten des Ziehstärkediagramms von Zugseilen bei Personenseilbahnen	121
<i>Imrich Kiss, Eduard Kastelovič</i>	
K informačným tokom v prepravných procesoch	130
<i>János Németh</i>	
Hajtás- és feszítés elhelyezésének optimalizálása személyszállító kötélpályák esetén	144
Lektorovali	152

VYUŽITIE MBS PRI VÝPOČTE ÚNAVOVEJ ŽIVOTNOSTI KONŠTRUKCIÍ

Peter Bocko¹

1. ÚVOD

Bezpochyby najťažšou úlohou pre konštruktérov zaobrajúcich sa únavovou životnosťou je návrh komponentov a systémov, ktoré sú bezpečné (fail-safe) ale nie predimenzované. Súčasti systémov s nedostatočnou únavovou odolnosťou môžu spôsobiť trvalé poškodenie systému alebo ohrozí ľudské životy. Z tohto dôvodu je únavovej životnosti venovaná značná pozornosť.

Životnosť materiálu, súčiastky alebo systému je možné spoľahlivo určiť na základe experimentu. Využitie tohto postupu je však náročné z časového aj finančného hľadiska. Táto náročnosť vzrástá najmä pri potrebe optimalizácie nových výrobkov, pre ktoré nie sú k dispozícii meracie stendy ani testy podobných súčiastok. Z tohto dôvodu boli vyvinuté analytické a neskôr aj numerické metódy pre predikciu životnosti. Tieto metódy sú úzko spojené s metódami experimentálnymi, najmä skúškami únavových vlastností materiálov.

2. METÓDY PRE HODNOTENIE ÚNAVOVEJ ŽIVOTNOSTI

Historicky staršou je metóda určovania životnosti na úrovni komponentov, ktorá je založená na určení lokálneho napäťia vo vrube s využitím MKP. Postup výpočtu je analogický s klasickým analytickým výpočtom, pri ktorom je lokálne napätie určované na základe tabuľiek obsahujúcich súčinitele tvaru pre jednotlivé vrubové prípady (napr. Peterson). Nevýhodou tejto metódy je potreba určenia histórie zaťaženia na základe experimentu alebo odhadu. [1]

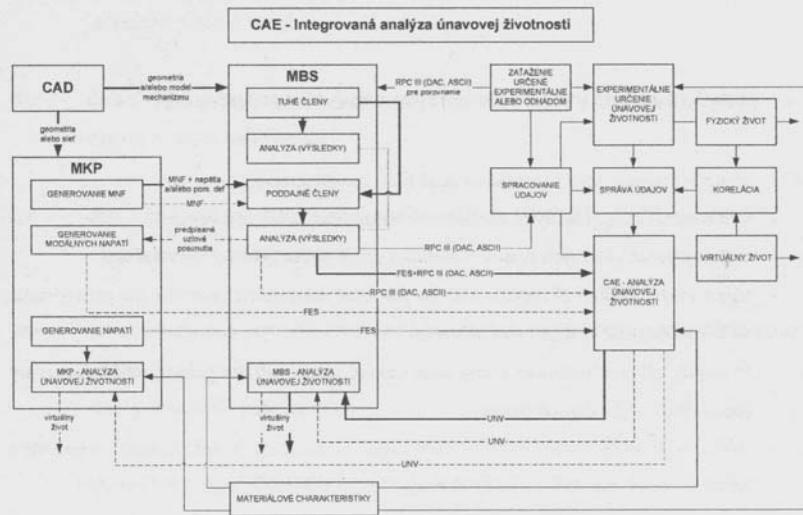
Naproti tomu metóda založená na simulácii mechanických systémov MSS (mechanism system simulation) umožňuje určenie lokálnych napäťí v každom časovom okamihu

¹ Ing. Peter Bocko, Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, Katedra konštrukovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 040 01 Košice, Tel.: +421 55 602 2355, e-mail: pbocko@szm.sk

s využitím dynamickej simulácie s poddajnými členmi, tzv. MBS (multi-body simulation). Výhodou MBS je najmä jednoduchá simulácia komponentov vykonávajúcich pohyb (napr. ojnice, kľukový hriadeľ, . . .). V niektorých prípadoch je možné využiť historiu zaťažovania získanú pomocou MBS vo výpočte životnosti pomocou MKP. Tieto tri metódy využívajú pre určenie životnosti programy, ktorých hlavnými vstupmi sú už spomínané materiálové vlastnosti, história prevádzkových zaťažení a hodnota napätí v jednotlivých uzloch.

3. POSTUP PRI VÝPOČTE ŽIVOTNOSTI S POUŽITÍM MBS

Základom výpočtu je vytvorenie geometrie kinematického mechanizmu najčastejšie v CAD systéme, ktorá je prenesená do MSS systému, kde sa na základe geometrie vytvorí s použitím kinematických väzieb kinematický mechanizmus s tuhými členmi. Paralelne s vyššie popísaným postupom sa z CAD systému vyexportuje geometria členov, ktorých životnosť chceme určiť. Táto geometria je načítaná do MKP systému, v ktorom sa vykoná modálna analýza daných členov. Výsledkom týchto analýz sú súbory mnf ktoré obsahujú napätia prípadne pomerné deformácie priradené k jednotlivým vlastným tvarom.



Obr. 1. Integrovaná analýza únavovej životnosti

Ďalším krokom je spustenie výpočtu mechanizmu s tuhými členmi a jeho kontrola. Následne sú požadované tuhé časti nahradené poddajnými členmi vygenerovanými na základe

mnf súborov. Po spustení dynamickej analýzy tohto mechanizmu je možné zobraziť veľkosti napäti, deformácií a pomerných deformácií pre každý uzol poddajných členov v každom časovom okamihu. Hodnoty napäti prípadne pomerných deformácií je potrebné vyexportovať (súbor fes), pričom počet zaťažovacích stavov odpovedá počtu vlastných tvarov použitých pri generovaní poddajného členu. Analogicky sa každému zaťažovaciemu stavu priradí história zaťažovania (súbor dac). Lineárnu kombináciou týchto dvoch súborov je neskôr možné získať hodnotu napäcia v každom časovom okamihu pre ľubovoľný uzol sledovanej súčiastky.

Súbory fes a dac sú spolu s materiálovými vlastnosťami použité pre výpočet životnosti skúmaných súčiastok. Výsledky analýzy životnosti je možné prezerat' buď priamo v programe pre výpočet životnosti, alebo výsledok exportovať a načítať v MSS alebo MKP. Použité prípony súborov odpovedajú označeniu používanému v programoch firmy MSC a ncode.

Veľkou výhodou MBS je aj možnosť sledovania rôznych vplyvov pôsobiacich na sústavu. V prípade automobilu je napríklad možné zisťovať únavovú životnosť komponentov v závislosti na nastavení tlmičov, štýle jazdy alebo kvalite vozovky. [2][3][4]

4. TYPY SÚBOROV VYUŽÍVANÝCH PRI VÝPOČTE ŽIVOTNOSTI

- mnf - súbor vlastných tvarov (modal neutral file - modal shapes),
 - výsledok modálnej analýzy súčiastky (vlastné tvary a ich frekvencie),
 - celkový počet vlastných tvarov = 6 statických + počet zvolený užívateľom,
 - súbor môže obsahovať napäcia a/alebo pomerné deformácie potrebné pre generovanie FES súboru (mnf + stress and/or strain),
- out - výstupný súbor obsahujúci predpísané uzlové posunutia pre jednotlivé vlastné tvary (prescribed nodal displacement),
 - súbor vytvorený z mnf súboru (bez napäti a pomerných deformácií) s použitím MSS,
 - na základe tohto súboru sa vypočítajú napäcia a/alebo pomerné deformácie pre jednotlivé vlastné tvary (generate modal stresses) na základe ktorých sa neskôr generuje FES súbor,

- súbor je potrebné vytvárať v prípade ak mnf súbor neobsahuje napäťia a/alebo pomerné deformácie,
 - formát súboru : počet vlastných tvarov (time = frekvencia) * počet uzlov * uzlové posunutia (UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ),
- fes - súbor napäťi v uzloch konečných prvkov (Finite Element Stress and/or Strain),
 - vstupný súbor pre analýzu životnosti (input file),
 - súbor obsahuje priradenie histórie zaťažovania k jednotlivým vlastným tvarom (zaťažovacím stavom),
 - typ súboru : ASCII alebo binárny,
 - formát súboru : počet uzlov * počet vlastných tvarov - zaťažovacích stavov * napäťia v uzloch ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_x, \tau_y, \tau_z$)
- out - výstupný súbor histórie zaťažovania (time history data - modal coordinates)
 - typ súboru : ASCII alebo binárny,
 - formát súboru : čas (napr. 0, 0.01, ... 1 - 101 hodnôt) * hodnota zaťaženia pre jednotlivé vlastné tvary,
- dac - dátá z virtuálneho testu (data acquisition control - ncode - modal coordinates),
 - časová história zaťažovania
- rpc - dátá z reálneho testu (remote parameter controls - RPC III - modal coordinates),
 - časová história zaťažovania
- unv - súbor obsahujúci únavová životnosť jednotlivých uzlov komponentu (fatigue data at nodes, damage distribution)
 - slúži pre analýzu poškodenia

5. POROVNANIE HODNÔT NAPÄTI ZÍSKANÝCH Z MKP A MSS

Pre porovnanie presnosti výpočtu napäťia s použitím MKP a MSS bola zvolená skúšobná tyč z plechu valcovaného za studena s hrúbkou 1,47 mm zaťažená miznúcim zaťažením s amplitúdou 2200N, ktoré vyvolá nominálne napätie $\sigma_n=150$ MPa. Súčiniteľ

konzentrácie napäťia pre danú skúšobnú tyč je $\alpha=1.18$ (Peterson). Z toho vyplýva, že hodnota skutočného lokálneho napäťia v koreni vrubu by sa mala pohybovať okolo hodnoty $\sigma_{\max}=180$ MPa. Pre modely bola použitá siet' z prvkov typu SHELL9 na obrázku 2. Výsledky analýzy sú na obrázku 3, 4, a 5. [5]

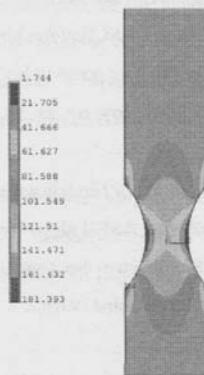
$$\sigma_{\max\text{PETERSON}}=180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max\text{MKP}}=181,4 \text{ MPa}$$

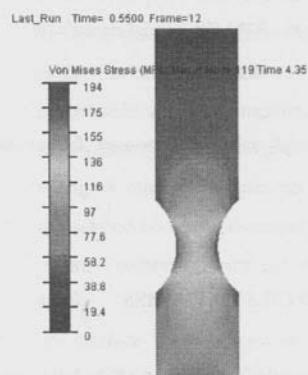
$$\sigma_{\max\text{MSS}}=194 \text{ MPa}$$



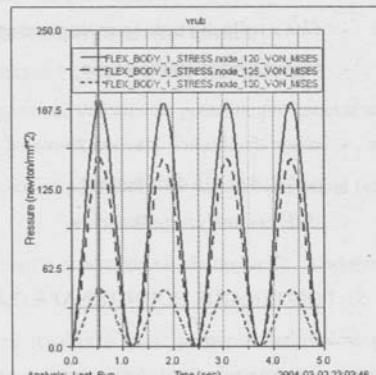
Obr. 2. Siet' v MKP (ANSYS)



Obr. 3. Priebeh napäti z MKP (ANSYS)



Obr. 4. Priebeh napäti z MSS (ADAMS)

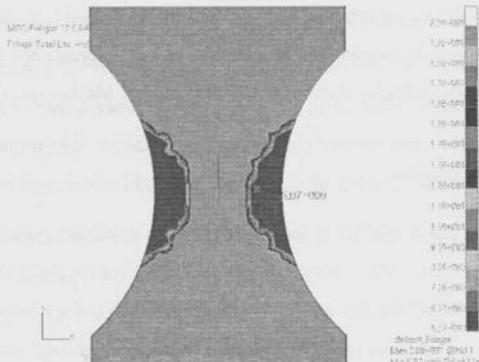


Obr. 5. Priebeh napäti v 3 uzloch (ADAMS)

Z výsledkov vyplýva, že metóda stanovenia napäťia na základe MKP je presnejšia ako v prípade MSS. Rozdiel je však menší ako 10 percent. Túto nepresnosť je však možné korigovať niekoľkými spôsobmi. Predpokladom pre dosiahnutie požadovanej presnosti predpovedania životnosti je porovnanie výsledkov numerických metód a experimentu. Na základe tohto porovnania je možné virtuálne testovať veľké množstvo podobných komponentov prípadne ich modifikácií bez potreby experimentálneho overenia.

6. VÝPOČET ŽIVOTNOSTI SKÚŠOBNEJ TYČE

Ako bolo spomenuté vyššie, dáta vo forme napäťia jednotlivých zaťažovacích stavov * zaťaženia z MKP alebo napäťia jednotlivých vlastných tvarov (kvázi zaťažovacích stavov) * zaťaženie odpovedajúce jednotlivým vlastným tvarom sú načítané do programu pre výpočet únavovej životnosti. Po zadaní materiálových vlastností je možné spustiť samotný výpočet životnosti. Celková životnosť (total life) skúšobnej tyče je znázornená na obrázku 6. [6][8][9]



8. POUŽITÁ LITERATÚRA

- [1] Bigoš, P., Ritók, J.: Stress analysis on structure of heavy metallurgical cranes. In: Micro CAD-system, medzinárodná vedecká konferencia, DT Košice, 1993, str.10
- [2] Ewanochko, T., W., Nelson, D., Esaki, M., Pesheck, E.: Integrated Durability Analysis Using Ansys, Adams and FE-Fatigue. John Deere Welland Works, Welland, Canada 2000
- [3] Noels, D.: Audi Moves Forward with Early Durability Prediction. LMS News, Belgium May 2003
- [4] Pompertzki, M.: Combining Durability with Multibody Dynamics. nCode International Ltd., Southfield, USA 2000
- [5] Trebuňa,F., Ritók,J., Jurica, V.: Možnosti využitia metód analýzy deformácií a napäti pre hodnotenie úžitkových vlastností plechov. Acta Mechanica Slovaca, Košice, 3/2000, str.21-36, ISSN 1335-2393.
- [6] MSC.Patran 2004 and MSC.Fatigue 2004 On-line documentation. MSC.Software, 2004
- [7] LMS Virtual Lab Documentation. LMS International, 2003
- [8] nSoft, FE-Fatigue and Fatimas Documentation. nCode International Ltd., GB 2003
- [9] Road Map to ADAMS/DURABILITY Documentation. Mechanical Dynamics 2002

- [10] www.mscofware.com
- [11] www.lmsintl.com
- [12] www.ncode.com

ISBN 80-88922-85-2



9 788088 922858

A standard linear barcode representing the ISBN number 80-88922-85-2.