

**České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní**

**Czech Technical University in Prague
Faculty of Mechanical Engineering**

Ing. Miroslav Španiel, CSc.

Metoda konečných prvků při navrhování a kontrole strojních součástí

Finite Element Method in Design of Machines Parts

Summary

Finite element method is the most wide-spread numerical method in mechanics of solids. The paper is focused onto its utilization in machines parts design process. Three basic types of technical calculations are classified: Early design phase, validation of final design phase, and validation of machines properties in operation.

Optimization as typical early design procedure, that can be supported using FEA, is represented by sensitivity study of commutator lamella cross-section. Final design computational validation is demonstrated using three typical applications: standardized static stress calculation of aircraft landing-gear, impact dynamic response validation of passenger seat according to aircraft industrial standard, and life-time calculation of complex assembly of steam turbine acting wheel, including operational conditions analysis. Original methodology of plastic collapse evaluation of pipeline with shallow areal wall-thickness loss is introduced as an example of FEA application during machine operation. Discussion of actual FEA status in mechanical engineering closes the paper.

Souhrn

Metoda konečných prvků je nejrozšířenější numerickou metodou mechaniky poddajných těles pevné fáze. Přednáška je zaměřena na využití metody v procesu návrhu a kontroly strojních konstrukcí. Jsou definovány tři základní typy výpočtů, které se při návrhu a kontrole konstrukcí uplatňují: Návrhové výpočty, kontrolní výpočty a výpočty spojené s diagnostikou a kontrolou konstrukcí v provozu.

V rámci návrhových výpočtů je pozornost věnována optimalizaci konstrukcí, kterou reprezentuje rozsáhlá citlivostní studie průřezu lamely komutátoru. Kontrolní výpočty jsou zastoupeny třemi typickými aplikacemi, které představují statickou pevnostní kontrolu leteckého podvozku podle předpisu, normalizovanou kontrolu dynamických vlastností konstrukce sedačky pasažéra letounu v podmínkách nouzového přistání a konečně stanovení životnosti komplikované sestavy oběžného kola parní turbíny včetně rozboru provozních podmínek. Jako aplikace MKP při kontrole konstrukcí v provozu je představena původní metodika hodnocení mezního stavu plastického hroucení potrubí s plošnou poruchou tloušťky stěny. V závěru je diskutováno současné postavení MKP ve strojírenství.

Klíčová slova:

Metoda konečných prvků, MKP, návrhový výpočet, kontrolní výpočet, modelování v mechanice poddajných těles

Keywords:

Finite element method, FEM, design calculation, validation, mechanical modeling of solid bodies

Obsah

1	Předmluva.	6
2	Metoda konečných prvků v technických výpočtech.	7
	2.1 Programový aparát MKP.	7
	2.2 Základní typy inženýrských výpočtů v mechanice poddajných těles.	9
3	MKP v návrhových výpočtech	10
	3.1 Návrh geometrie lamely komutátoru.	11
4	MKP v kontrolních výpočtech.	13
	4.1 Pevnostní kontrola leteckých podvozků pro L-610G a Ae 270.	14
	4.2 Simulace odezvy sestavy sedačka–pasážér na nouzové přistání dle předpisu FAR 23.	14
	4.3 Kontrolní výpočet životnosti zámku lopatky parní turbíny.	17
5	MKP v provozních výpočtech.	19
6	Závěr.	20

1 Předmluva.

Pro většinu strojírenských oborů je dnes typická snaha o dosažení vysokých parametrů (výkonu, spolehlivosti, životnosti . . .) produktů při co nejmenších výrobních a provozních nákladech. Důraz je kladen jak na hledání netradičních konstrukčních řešení či volbu alternativních materiálů tak na postupné vylepšování stávajících konstrukcí, případně na bezpečné prodlužování jejich životnosti a provozuschopnosti. Důležitým limitujícím faktorem při naplňování této tendence je pevnost konstrukcí. Požadavky na výkon a ekonomičnost vedou k tomu, že konstrukce jsou provozovány relativně blízko mezním stavům. Pro zachování přijatelné míry rizika je nezbytná co nejlepší znalost namáhání konstrukce a jeho vlivu na konkrétní použité materiály a současně vysoká technologická úroveň zajišťující požadované parametry s minimálními odchylkami.

Namáháním a jeho vlivem na integritu materiálu i celých těles se zabývá inženýrská disciplína – pružnost a pevnost. Jejím základem je mechanika kontinua – fenomenologická teorie pohybu a interakcí poddajných těles. Východiskem mechaniky kontinua je postulát o neomezené dělitelnosti hmoty, který je sice z hlediska soudobého poznání nepřesný (hmota má částicovou strukturu), ale umožňuje formulovat potřebné veličiny jako tenzorová pole a fyzikální vztahy mezi nimi s pomocí aparátu diferenciálních rovnic. Tento fenomenologický model poskytuje ve většině technických případů zcela dostatečný makroskopický popis rozložení namáhání v homogenních a často i v nehomogenních tělesech. Nejpoužívanějším konceptem v oboru pevné fáze je Cauchyho kontinuum, ve kterém jsou extenzivní veličiny – posuvy a silové účinky – formulovány jako vektorová pole a intenzivní veličiny – deformace a napjatost – jako tenzory druhého řádu.

Parametry v rovnicích popisujících odezvu materiálu jsou obvykle získány zkouškami, odezva těles na zatížení se pak stanoví početně, pomocí rovnic, které vyjadřují rovnováhu a kompatibilitu (spojitost deformace) a výše zmíněných materiálových (konstitutivních) rovnic. Ačkoli parciální diferenciální rovnice popisující pohyb kontinua jsou poměrně jednoduché, neumíme nalézt jejich analytické řešení v uzavřeném tvaru ve zcela obecném případě. Řešení ztěžuje jednak složitý tvar a zatížení těles, jednak komplikované konstitutivní vztahy.

Technické aplikace vyžadují buďto významné zjednodušení úlohy umožňující řešit rovnice mechaniky kontinua přímo nebo jejich přibližné řešení s výrazně menší mírou idealizace. Často se oba přístupy účelně kombinují. Výhodou prvního přístupu je, že řešení jsou v uzavřeném tvaru, takže obsahují nejen konkrétní odezvu dané soustavy na konkrétní zatížení, ale i její citlivost na změny geometrie, zatížení, materiálů. To je cenné zejména ve fázi návrhu a dimenzování. Nevýhodou je snížení věrohodnosti výpočtu v důsledku přijatých zjednodušení. Přibližná řešení dnes díky výpočetní technice dosahují přesnosti, kterou lze vzhledem k rovnicím mechaniky kontinua zvyšovat prakticky na jakoukoli smysluplnou úroveň. Jejich hlavní nevýhodou je, že poskytují řešení odezvy pouze pro danou geometrii, zatížení a materiálové parametry. Je-li požadována informace o citlivosti odezvy na změnu parametrů, musí být výpočty prováděny opakovaně.

Nejrozšířenější přibližnou metodou analýzy poddajných těles a soustav v technických oborech je dnes metoda konečných prvků (MKP). Jednoznačně dominuje ve sféře průmyslu, ale nezanedbatelný podíl má i v aplikovaném a teoretickém výzkumu.

Metodou konečných prvků a jejími aplikacemi se zabývám systematicky od postgraduálního studia. Jsem autorem specializovaného MKP programu FEM211, který byl používán při výzkumu pevnosti vysokoprůměrových potrubí tranzitního plynovodu s plošnými korozními vadami v devadesátých letech minulého století. V průběhu svého působení na FS ČVUT v Praze jsem měl možnost podílet se jako výpočtář na několika rozsáhlých pro-

jektech a řadě drobnějších úloh. Získal jsem zkušenosti s využitím komerčních programů ANSYS a ABAQUS. Ve své přednášce se pokusím o zobecnění svých zkušeností s aplikací metody konečných prvků při navrhování a kontrole konstrukcí

2 Metoda konečných prvků v technických výpočtech.

Z matematického úhlu pohledu je metoda konečných prvků metodou řešení soustav lineárních (parciálních) diferenciálních rovnic. Vychází z **variačních metod**, ve kterých je řešení navrženo ve tvaru lineární kombinace báзовých funkcí, jejíž koeficienty se stanovují obecně z požadavku, aby řešená diferenciální rovnice byla porušena „co nejméně“. V klasické mechanice poddajných těles se aplikují zejména energetické variační principy **virtuálních posuvů**, resp. **minima celkové potenciální energie** a **virtuálních sil**, resp. **minima komplementární energie**. Metoda konečných prvků, která původně vznikla jako *inženýrská metoda*, vychází z technické mechaniky těles a soustav. Složitě těleso (například rám) je rozloženo na jednodušší podtělesa (např. přímé nosníky). Deformační odezva podtělesa na zatížení je popsána lineárními vztahy mezi konečným počtem posuvů a sil. Aplikace vazeb mezi podtělesy vede přímo k sestavení maticových rovnic popisujících odezvu celého tělesa.

Při aplikaci MKP na kontinuum je těleso pokryto konečným počtem podoblastí – **konečnými prvky**. Aby hodnoty parametrů určujících posuv mohly být vyšetřeny například na základě principu minima celkové potenciální energie, musí jimi určený posuv splnit a priori kinematické okrajové podmínky. U klasických bází (Fourierovské, Taylorovské, ...) to je problém, protože každá bázeová funkce je obecně nenulová v celém tělese a tudíž ovlivňuje posuv všude. Naproti tomu, díky rozdělení tělesa na elementy, mají v MKP neznámé parametry *omezený dosah* a proto lze ty, které ovlivňují posuv tam, kde je zadána okrajová podmínka, považovat za dané a za neznámé brát jen ty ostatní. Tento způsob diskretizace kontinua je společný všem přístupům, které jsou označovány jako metoda konečných prvků a je obecně použitelný pro přibližné variační řešení soustav LPDR nejen v mechanice poddajných těles, ale i v jiných oborech.

2.1 Programový aparát MKP.

MKP je velmi úzce provázána s výpočetní technikou a softwarovým inženýrstvím. Její robustnost a univerzalita je podmíněna nebývalým rozsahem zpracovávaných dat a nároky na počet operací. Použití MKP v „ručním“ výpočtu je prakticky nemožné. Programové aparáty metody konečných prvků mají obvykle dva základní typy programů:

- Program provádějící vlastní výpočet – *numerické jádro*
- Programy pro přípravu vstupních dat a zpracování výsledků – *preprocesor a postprocesor*

Hlavními požadavky kladenými na numerická jádra jsou

- **Vybavenost** vyjadřuje požadavek uživatele, aby v programu byly implementovány úlohy, které uživatel potřebuje. Tento požadavek bývá naplňován buď snahou po maximální univerzalitě, nebo naopak úzkou specializací.
- **Spolehlivost** znamená, že všechny partie programu jsou ověřovány a testovány a jsou fyzikálně i matematicky správně implementovány. Jedním z atributů spolehlivosti je dlouhodobý vývoj a zpětná vazba mezi uživateli a výrobcem programu.

Praktická zkušenost ukazuje, že při dobrém počátečním návrhu lze numerická jádra udržovat a vyvíjet desítky let. Většina implementovaných procedur je v takovém produktu verifikována nejen u výrobce, ale také desítkami a stovkami výpočtů u uživatelů programu.

- **Robustností** se míní na jedné straně kvalita samotného kódu, minimalizace výskytu programátorských chyb, na druhé straně jasný a srozumitelný návrh rozhraní, který minimalizuje nebezpečí nedorozumění mezi programátorem a uživatelem, srozumitelný systém varování a chybových hlášení, dostatečně podrobný protokol o úloze a v neposlední řadě kvalitní dokumentace.
- **Výkon** je prvořadým požadavkem, ale neměl by být dosahován za cenu kompromisů v plnění předchozích tří. U MKP roste náročnost výpočtu zhruba s druhou až třetí mocninou rozsahu úlohy, takže výkon programu spolu s výkonem použité výpočetní techniky jsou často limitujícím faktorem, který určuje koncepci MKP modelování.

Požadavky na pre–postprocesory jsou různorodější a více závislé na oboru a typu úlohy. Ve strojírenských aplikacích MKP je v současnosti standardem **podpora geometrického modelování a automatizované generování MKP sítě** do geometrických šablon. Běžným požadavkem jsou **importy** geometrických modelů z CAD programů. V některých případech dochází k užšímu propojování CAD programů s MKP preprocesory i numerickými jádry, takže rozdíly mezi CAD programy a MKP se zmenšují.

Dnes existují programy aplikující metodu konečných prvků v různých formách. Z hlediska dostupnosti a podpory můžeme hovořit o programech **komerčních**, které vyvíjejí a prodávají specializované firmy pro relativně široké spektrum uživatelů v daném oboru, programech **firemních**, které vznikly v jednotlivých firmách (často v době, kdy vhodný komerční produkt nebyl dostupný) a programech **veřejných**, které typicky vznikají na univerzitách a ve výzkumných institucích jako otevřené experimentální kódy. Vzhledem k vysoké kvalitě, širokému spektru řešitelných problémů a relativní cenové dostupnosti komerčních programů dnes vývoj nových firemních kódů téměř neexistuje.

MKP programy mohou pokrývat řešení různých matematických, fyzikálních i technických úloh v mnoha oborech. Z tohoto hlediska můžeme jednotlivé programové aparáty rozdělit na

1. Obecné MKP programy pro aplikace v technice. Ty zahrnují úlohy mechaniky poddajných těles, termomechaniky, difuze, úlohy o pohybu elektrického náboje, řešení elektromagnetického pole a různé kombinace svázaných úloh (např. svázaná úloha vedení tepla a mechaniky poddajných těles). Vyznačují se rozsáhlou knihovnou elementů, která pokrývá diskretizaci 1D, 2D i 3D kontinuí, skořepinové a nosníkové strukturní elementy, elementy se soustředěnými parametry. Implementované materiálové modely pokrývají široké spektrum technických materiálů od ocelí a kovů přes plasty, kompozity a pryže ke stavebním materiálům jako je beton, až po geologické materiály jako jsou horniny jejichž chování závisí na obsahu vody.
2. Specializované MKP programy jsou zaměřeny na řešení komplexních úloh, které vyžadují speciální znalosti a zkušenosti a v neposlední řadě i v obecných preprocesorech pracné zadávání vstupních dat. Typickými příklady jsou programy pro simulaci nárazů, technologických procesů–tváření, svařování . . . , simulaci výbuchů a destrukcí (odstřelů) a další. Cena těchto programů spočívá především v databázi znalostí, postupů, materiálových dat, která uživateli umožňuje efektivně provádět potřebné simulace s minimálními nároky na vlastní výzkum a vývoj.

2.2 Základní typy inženýrských výpočtů v mechanice poddajných těles.

Technické výpočty mohou být tříděny z mnoha hledisek. V této přednášce budeme za hlavní hledisko považovat účel výpočtu, který je úzce spojen s fází procesu návrhu, vývoje a produkce dané konstrukce, ve které se provádí.

- **Návrhové výpočty.** Návrhový výpočet slouží k podpoře procesu návrhu dané konstrukce. V počáteční fázi návrhu je většinou pozornost soustředěna na funkci a ne na pevnost a proto se často nejlépe uplatní klasické *analytické* výpočty, které dokáží rychle oceňovat jednotlivé varianty a mnohdy umožní i vyjádření např. průřezových parametrů či tloušťek v uzavřeném tvaru. Ve stádiu, kdy již existuje základní koncepce konstrukce a navrhují se jednotlivé detaily, se může efektivně uplatnit metoda konečných prvků. Obvyklými kritérii, kterých se užívá při postupném návrhu konstrukce, jsou statická namáhání, posuvy modální vlastnosti, ztráta stability.
- **Kontrolní výpočty** slouží k ověření a průkazu funkčních parametrů technického díla, jehož návrh je už do značné míry propracován, či dokončen. Mají za úkol zhodnotit konstrukci v podmínkách provozních zatížení. Někdy jsou výpočtová zatížení předepsána normou či předpisem. Podrobná konečněprvková analýza mechanického chování konstrukce je v kontrolních výpočtech obvykle podkladem k vyhodnocení procesů vedoucích k dosažení mezního stavu. Jedná se buď o degradační procesy v materiálech a spojích jednotlivých detailů určující životnost či pravděpodobnost poruchy nebo o dosažení podmínek lokální či globální ztráty stability a následné hroucení konstrukce. Kontrolní výpočty se neomezují na statické či stacionární stavy, ale často zahrnují i dynamiku, včetně přechodových dějů. Kontrolní výpočty jsou mnohdy prováděny souběžně s testováním prototypů. V takovém případě je rozumné modely verifikovat.
- **Provozní výpočty** slouží nejčastěji k vyhodnocování bezpečnosti konstrukce po určité době provozu. Jejich účelem je vyhodnotit vliv skutečných provozních zatížení a zjištěných poškození na schopnost konstrukce plnit nadále požadované funkce. Někdy je účelem takového výpočtu přesně stanovit stupeň degradace konstrukce v důsledku dosavadního provozu a v případě, že je to možné prodloužit životnost konstrukce. Tento typ výpočtů se provádí pouze u exponovaných konstrukcí, jejichž případná havárie by mohla způsobit značné škody nebo dokonce katastrofy. Příkladem takových konstrukcí jsou nosné části letadel nebo vysokotlaká potrubí.

Uvedená klasifikace slouží k základní orientaci a nelze ji brát jako dogma. Například v procesu návrhu složitější konstrukce může být provedeno několik cyklů návrhový-kontrolní výpočet. Pokud kontrolní výpočet ukáže, že navržená konstrukce nesplňuje některé požadavky, je nutno návrh upravit. Podkladem pro takovou úpravu je „neúspěšný“ kontrolní výpočet, který je tak pro další iteraci součástí výpočtů návrhových.

U všech uvedených typů výpočtů se užívají různé MKP modely v závislosti zejména na konkrétní konstrukci. Jedná-li se o konstrukci klasickou, se kterou jsou provozní zkušenosti (případně i normované), vystačíme při návrhu obvykle s modely typických provozních stavů. Často jde o modely statické nebo stacionární implementující zatížení podle norem. V některých oborech (např. v letectví) je požadován experimentální průkaz způsobilosti konstrukce. V takovém případě může být kontrolní výpočet koncipován tak, aby modeloval podmínky zkoušky.

3 MKP v návrhových výpočtech

Představa, že návrhové MKP výpočty jsou jednoduché a nenáročné neplatí obecně. Mezi návrhové výpočty kromě ad hoc statických analýz jednotlivých dílů, které v procesu návrhu provádí interaktivně konstruktér, patří například i optimalizace konstrukcí. Metoda konečných prvků se uplatňuje zejména při detailní optimalizaci geometrických a materiálových parametrů konstrukce za daných provozních podmínek a při hledání optimální topologie. Trendem je propojení MKP s analýzou soustav těles.

Za předpokladu, že existuje matematický model vyjadřující chování konstrukce, lze úkol najít optimální parametry formalizovat a převést na řešení matematického problému. Klasická optimalizační úloha hledá optimální návrh $\vec{x}_{opt}$ vyjádřený vektorem parametrů (funkcí) $\vec{x}$, který je globálním extrémem jediné kritériální (objektivní, cílové) funkce $F(\vec{x})$

$$\vec{x}_{opt} = \arg \min (F(\vec{x}))$$

za současného splnění $n + m$ omezujících podmínek

$$g_i(\vec{x}) \leq 0 \quad \forall i \in \{1, 2, \dots, n\}$$

a

$$h_i(\vec{x}) = 0 \quad \forall i \in \{1, 2, \dots, m\} .$$

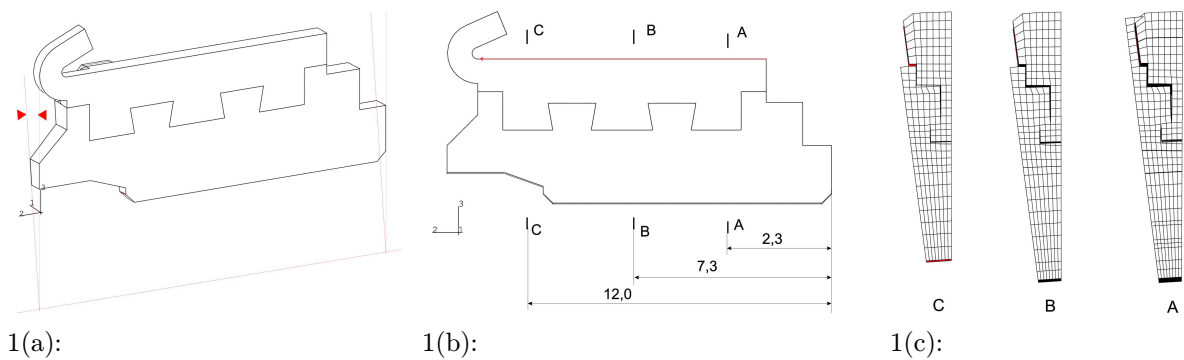
V uzavřeném tvaru lze takto formulovanou úlohu řešit jen v těch nejjednodušších případech, mezi které úlohy optimalizace konstrukčních návrhů většinou nepatří. Pro numerická řešení existuje řada metod: matematické programování, gradientní metody, metody funkcionální analýzy, metody založené na teorii her Některé z nich za určitých předpokladů zaručují nalezení globálního extrému, některé konvergují k lokálním extrémům a zaručují tak zlepšení stávající konstrukce, ale ne dosažení optima.

Metoda konečných prvků se využívá

1. při **parametrické optimalizaci** jako nástroj pro výpočet stavových parametrů konstrukce pod zatížením (posuvů, napjatosti, frekvencí, kritických zatížení . . .) a tím pro kontrolu splnění omezujících podmínek.
2. při **topologické optimalizaci** jako integrální součást výpočtového postupu, např. při návrhu geometrie a topologie konstrukce s ohledem na maximální tuhost při dané hmotnosti. Zde je výhodné, aby optimalizační procedura byla integrována přímo do MKP.

Pro praktický výsledek při výběru variant konstrukce technického díla má rozhodující význam volba vhodného kritéria a formulace podmínek. Požadavky kladené na technická díla jsou často protichůdné, a proto jsou reálné konstrukce výsledkem kompromisu. S nemalým úsilím stanovený optimální konstrukční návrh se může ukázat technologicky neschůdným nebo příliš nákladným a nakonec je dána přednost návrhu (dle optimalizačních kritérií) suboptimálnímu. Z tohoto praktického úhlu pohledu se otázka, zda bude nalezeno absolutní optimum, jeví jako nikoli prvořadá.

Vhodným prostředkem pro zkoumání konstrukčního návrhu z hlediska případné optimalizace může být **citlivostní analýza**. Ta spočívá ve stanovení závislostí vybraných vlastností konstrukce na vybraných návrhových parametrech ve zvolené podoblasti návrhového prostoru. S pomocí těchto závislostí lze najít parametry, na které je daná vlastnost konstrukce *citlivá*, a jejichž změnami je tedy možno tuto vlastnost efektivně řídit. Citlivostní analýza konstrukčního návrhu se často realizuje pomocí konečnoprvkových výpočtů.



Obrázek 1: Modelové segmenty komutátoru o průměru $D = 25,7$ mm. a) uložení; b) meridián; c) deformované řezy ($50\times$ zvětšená deformace).

Při modelování MKP lze poměrně snadno měnit návrhové parametry (geometrii, materiálové vlastnosti, ...) a vyčíslovat vlastnosti související s kvalitou konstrukce (hmotnost, deformace, napjatost, vlastní frekvence, životnost, ...). Výsledné citlivosti nelze při numerickém řešení bohužel získat v uzavřeném tvaru. Pro každou kombinaci návrhových parametrů musí být proveden samostatný výpočet i postprocessing. To technicky komplikuje citlivostní studie, zejména komplexních modelů s mnoha stupni volnosti, s nelinearitami a s větším počtem návrhových parametrů. Přes uvedené nevýhody jsou citlivostní studie s pomocí MKP poměrně běžným prostředkem technické praxe.

Příkladem návrhového výpočtu je citlivostní studie vlivu geometrie zámků lamel komutátoru na jeho provozní deformace a integritu.

3.1 Návrh geometrie lamely komutátoru.

Studie byla prováděna ve spolupráci s firmou Komutex, s.r.o. za podpory grantu MPO ČR. Naším úkolem byla analýza stavu napjatosti a deformace komutátoru při provozních otáčkách teplotě. Jako perspektivní cíl spolupráce výrobce formuloval snahu o zlepšení vlastností komutátorů cestou optimalizace tvaru lamely. V rámci úkolu jsem prakticky provedl celou citlivostní studii.

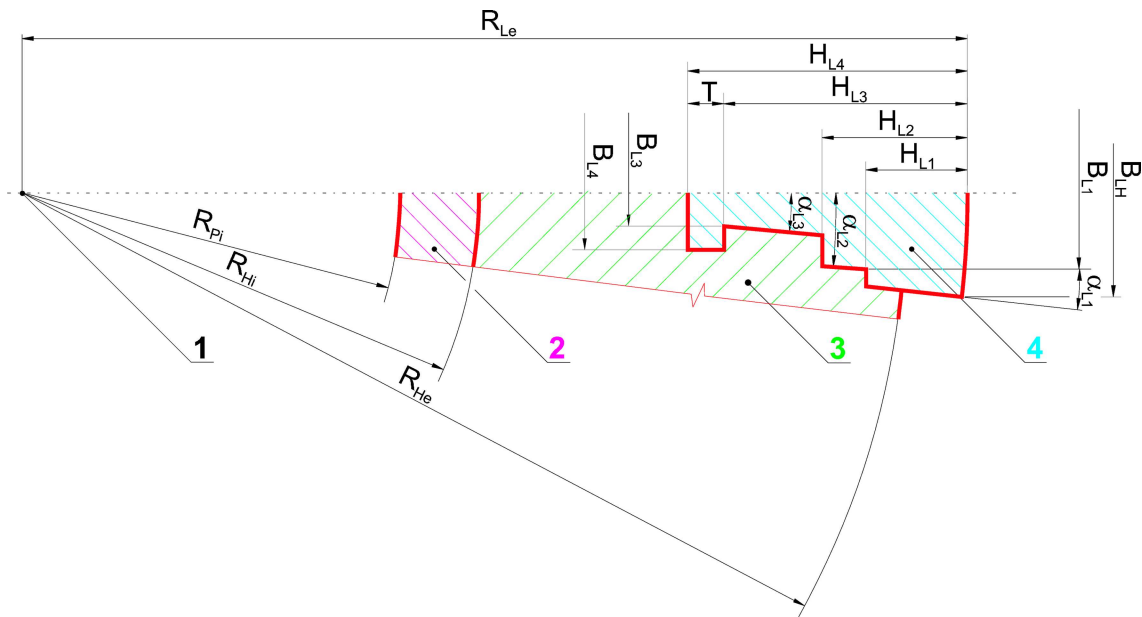
Komutátor elektromotoru je složen z hmoty–izolantu, do kterého jsou zalaty měděné lamely a z ocelového pouzdra. Přílnavost mědi a hmoty tělesa, jak bylo experimentálně prokázáno, je prakticky nulová. Za provozu je komutátor zatížen rotací, teplotní pole je rovnoměrné a proto byly uvažovány materiálové vlastnosti za provozní teploty. Vzhledem k cyklické symetrii řešené součásti a vzhledem k jejímu zatížení odstředivou silou, byla modelována pouze (symetrická) polovina jediné lamely komutátoru s okolím, tj. $1/48$ komutátoru. Stacionárnost zátěžných účinků umožňuje řešit úlohu jako statickou s tím, že účinek rotace je simulován polem měrných objemových odstředivých sil. Okrajové podmínky *cyklické symetrie* byly zjednodušeně modelovány uložením v obvodovém směru v rovinách, které vymezují uvažovanou část lamely a tělesa. Posuv do směru osy rotace byl omezen v přední spodní části lamely.

Cílem bylo vyvinout metodiku provádění parametrické citlivostní studie vlivu geometrie příčného řezu lamely na namáhání a deformaci komutátoru. Na základě předběžných výpočtů na 3D modelech byly přijaty předpoklady:

- Pro odezvu lamel různých průřezů na zatížení je možno použít rovinný model segmentu komutátoru, který vznikne řezem komutátoru rovinou kolmou na osu rotace

(obr. 2). V tabulce 3.1 jsou uvedeny návrhové parametry.

- Na rozhraní lamela - hmota komutátoru je na základě předchozích zkušeností modelován kontakt bez tření.
- Rovinný model segmentu komutátoru je zatěžován radiální objemovou silou, která odpovídá "odstředivému zrychlení".
- Zatížení teplotou je při porovnávání ignorováno, předpokládá se, že změna teploty ovlivní absolutní velikost vypočtených posuvů, ale ne jejich posloupnost.
- Srovnávací veličinou je radiální posuv pracovní plochy lamely u_r . Vypočtené výsledky jsou vzhledem k aplikovaným zjednodušením v absolutních hodnotách považovány za nepřiliš přesné, ale předpokládá se, že pro dvě modelové lamely a jim odpovídající reálné lamely bude zachováno pořadí velikosti posuvů tak, jak bylo určeno výpočtem.
- Jako hmota komutátoru byla při srovnávacích výpočtech použita jedna ze tří hmot, z nichž se v současnosti komutátory vyrábějí. Předpokládá se, že změna materiálu ovlivní velikost vypočtených posuvů, ale posloupnost ne.
- Pro hodnocení namáhání hmoty komutátoru je použito modifikované "Tsai-Hillovo" kritérium.

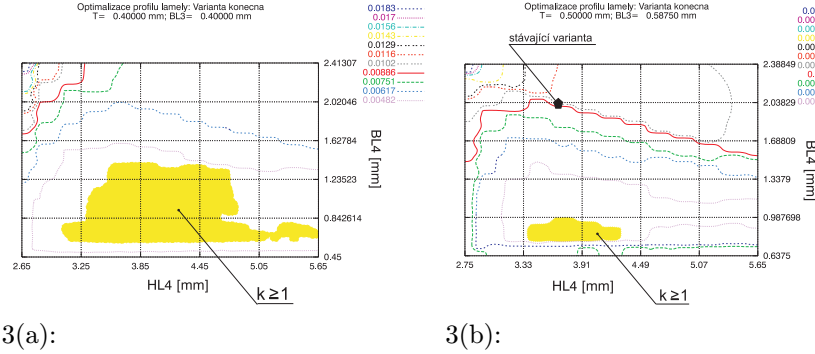


Obrázek 2: Geometrie segmentu a lamely: 1 ... osa rotace; 2 ... ocelové pouzdro; 3 ... tělo komutátoru; 4 ... lamela.

Na základě provedených analýz byla vybrána suboptimální varianta. Při $T = 0,4$ mm, $B_{L3} = 0,4$ mm, $H_{L4} = 3,550$ mm a $B_{L4} = 0,856$ mm je vypočtený radiální posuv $u_{r \min} = 0,00365$ mm nejmenší. Bezpečnost vůči modifikovanému Tsai-Hillovu kritériu porušení pro umělou hmotu tělesa komutátoru je $k^{TH} = 1,099$. Maximální redukované napětí v lamelě činí $\sigma_{red \max}^{HMH} = 68,42$ MPa. Hodnoty návrhových parametrů stávající

Parametr	Proměnná	hodnota	jednotky	komentář
n_L	NL		1	Počet lamel
R_{Hi}	RHI		mm	pevná hodnota
H_{L4}	HL4	$< h_{L4 \min}; h_{L4 \max} >$	mm	návrhový parametr
T	T	$< T_{\min}; T_{\max} >$	mm	návrhový parametr
B_{L3}	BL3	$< 0.4; b_{L3 \max} >$	mm	návrhový parametr
B_{L4}	BL4	$< b_{L4 \min}; b_{L4 \max} >$	mm	návrhový parametr

Tabulka 1: Příklady parametrů popisujících geometrii průřezu segmentu komutátoru dle obrázku 2.



Obrázek 3: Závislost radiálního posuvu pracovní plochy lamely u_r na parametrech H_{L4} a B_{L4} a) v suboptimálním případě, b) ve stávajícím případě. Barevně je vyznačena oblast, pro kterou je bezpečnost $k_{TH} \geq 1$.

varianty jsou $T = 0,5$ mm, $B_{L3} = 0,6$ mm, $H_{L4} = 3,7$ mm a $B_{L4} = 2,0$ mm. Na obrázcích 3(a), resp. 3(b) jsou vyneseny izočáry radiálního posuvu pracovní plochy lamely v závislosti na H_{L4} a B_{L4} pro suboptimální, resp. stávající variantu. Barevně je vyznačena oblast $k^{TH} \geq 1$.

4 MKP v kontrolních výpočtech.

Podobně jako návrhové výpočty nemusí vždy být triviální, ani kontrolní výpočty nejsou vždy nutně složité. Jako příklad relativně nekomplikovaného kontrolního výpočtu lze uvést početní průkaz podmínky pevnosti leteckého podvozku dle předpisu FAR 25. Druhý příklad – analýza způsobilosti sedačky pasažéra dle předpisu FAR 23 má s prvním některé shodné rysy, přesto však z hlediska složitosti a komplexnosti použitého modelu leží na opačné straně spektra kontrolních výpočtů. V obou případech jde o výpočtové potvrzení, že konstrukce za předpisových provozních podmínek má předepsané vlastnosti. V obou případech je konečný průkaz požadován formou zkoušky, výpočty slouží k tomu, aby odhalily případná slabá místa konstrukce ještě před výrobou prototypu a nákladnými zkouškami. Výsledky analýz mohou být využity také ke zefektivnění úprav konstrukcí a výpočty by bylo možno deklarovat i jako návrhové. Rozdíl ve složitosti prezentovaných výpočtů je způsoben částečně typem konstrukce a zejména rozdílnými požadavky předpisů FAR 25 a FAR 23. V prvním případě je kritériem splnění statické pevnostní podmínky pro sérii modelových provozních stavů, v případě druhém musí sedačka zajistit, že silové působení na pasažéra v případě modelového nouzového přistání nepřekročí stanovenou

mez, což vyžaduje dynamický rázový výpočet i zkoušku. Třetí příklad–analýza poškození zámků lopatek vysokotlakého stupně parní turbíny byl evokován problémy s trhlinami ve skutečném provozu. Přesto se jedná o typický kontrolní výpočet. Od předchozích dvou se liší tím, že součástí analýzy je stanovení provozních zatížení a simulace růstu trhliny v zámku, která se opírá o lomově–mechanická kritéria stanovená přímo z MKP modelu.

4.1 Pevnostní kontrola leteckých podvozků pro L-610G a Ae 270.

Úloha je typickým příkladem rozsáhlého, ale dnes více méně standardního výpočtu. Certifikace leteckých podvozků u letounů dané kategorie je podmíněna splněním předpisu FAR 25. Tento předpis v podstatě požaduje, aby konkrétní podvozek vydržel zatížení předpisovými silami, aniž by došlo k makroskopické plastické deformaci. Při zatížení 1,5 násobkem předpisových sil může dojít k makroskopické plastické deformaci, ale není přípustná ztráta integrity. Předpisové síly definuje předpis FAR 25 na základě parametrů letounu (zejména hmotnosti a přistávací rychlosti) včetně směrů a působišť. Zadavatel formuloval dva cíle výpočtů:

1. prověřit, zda konstrukce podvozku vyhovuje předpisu FAR 25 a případně konstrukci iterativně upravit tak, aby vyhověl.
2. odhad životnosti podvozku na základě dodaných spekter zatížení naměřených na letounu v provozu.

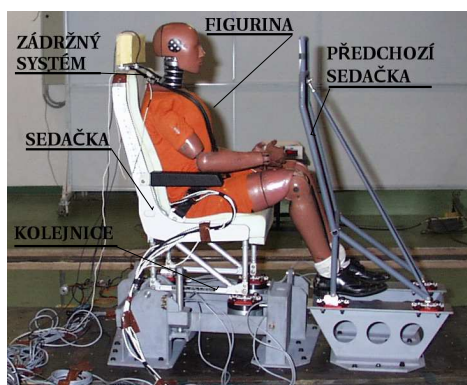
Bylo rozhodnuto použít pro oba cíle tytéž MKP modely, protože

1. pro objednatele měl mnohem vyšší prioritu cíl první, který představoval přímou cestu k průkazu splnění předpisu FAR 25 a tím k certifikaci podvozku.
2. časový harmonogram byl poměrně napjatý
3. objednatel nechtěl financovat tvorbu speciálních „únavových“ MKP modelů (sub-modelů) a raději volil kompromis–stanovení nominálních napjatostí MKP výpočty a uplatnění standardního zohlednění vrubů pomocí součinitelů koncentrace. Tento způsob byl akceptován i řešitelem, který řešil životnost podvozků [6].

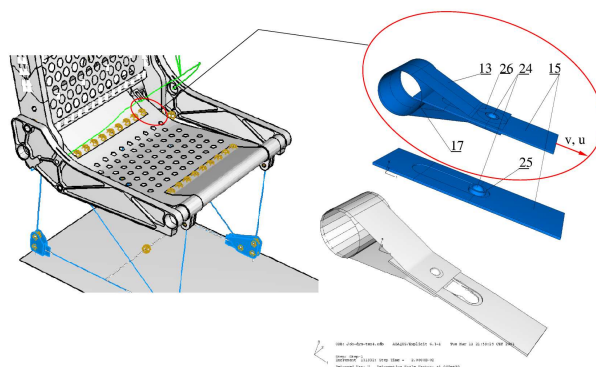
Každý podvozek byl modelován jako sestava několika těles. Části, které byly předmětem zájmu, byly modelovány jako trojrozměrná (3D) tělesa. Části, které bezprostředním předmětem zájmu nebyly nebo části normalizované, byly v modelech nahrazeny kombinací nosníkových elementů a dokonale tuhých těles. Interakce mezi jednotlivými tělesy byla modelována jako kontakt. Všechny modely byly využity nejen k průkazu statické pevnosti, ale i pro hodnocení životnosti podvozků [5], [7]. Letecké podvozky byly řešeny v letech 1996–1998 a byly průběžně dokumentovány podrobnými zprávami. Všechny zprávy byly zadavatelem akceptovány a provedené analýzy přispěly k úspěšné certifikaci podvozků.

4.2 Simulace odezvy sestavy sedačka–pasažér na nouzové přistání dle předpisu FAR 23.

V poslední době se kromě zajištění bezpečného provozu z hlediska integrity samotného dopravního prostředku upírá pozornost ke konstrukcím, které dávají pasažérovi dobrou šanci na přežití i v případě závažnějších nestandardních situací, jako je například nouzové přistání. Hlavní nebezpečí při nouzovém přistání představují rázy s krátkodobě velkým



4(a):



4(b):

Obrázek 4: a) Schéma uspořádání sestavy sedačka–pasažér–drak při rázové zkoušce. b) Schéma zavěšení sedacího plechu.

přetížením, které může být příčinou trvalého poškození a někdy i smrti pasažéra, navzdory tomu, že nedošlo k destrukci draku letounu a ke kolizím s uvolněnými částmi. Tato nebezpečí může významně snížit konstrukce sedačky a zádržného systému. Princip „bezpečné“ sedačky spočívá ve schopnosti se v režimu nouzového přistání zdeformovat takovým způsobem, aby nepříznivý dopad na pasažéra byl minimalizován. Při tom může dojít až k jejímu znehodnocení. V běžném provozu se nesmí objevit trvalé deformace. V procesu konstruování je velmi užitečný simulační model, který poskytne představu o schopnosti navržené konstrukce vyhovět požadavkům na zabezpečení ochrany pasažéra. Z tohoto hlediska by mohl být takový výpočet označen jako návrhový. Klasické návrhové modely, které zohledňují pevnost jednotlivých částí konstrukce, jsou v případě FAR 23 zavádějící. Každý jednotlivý výpočet představuje simulaci „předpisového“ nouzového přistání bez podstatných zjednodušení procesu nebo modelu, s cílem početně ověřit splnění či nesplnění podmínek předpisu. Výpočet je současně kontrolním výpočtem jednotlivých ucelených konstrukčních variant. Varianta, která početně vyhoví, musí být nakonec verifikována rázovou zkouškou. 8(a) Režim nouzového přistání, jak jej definuje předpis FAR 23 je popsán v tabulce 4.2. Celkové uspořádání sestavy sedačka–pasažér–drak letounu tak, jak

Parametr		Jednotky	Případ	
			šikmý	horizontální
Rychlost	v_i	$[\text{ms}^{-1}]$	min. 9,45	min. 12,80
Interval	t_r	$[\text{s}]$	max. 0,06	max. 0,06
Zrychlení	G	$9,81 \times [\text{ms}^{-2}]$	min. 15	min. 21

Tabulka 2: Parametry modelového nouzového přistání podle předpisu FAR 23.

bylo realizováno na zkušebně je patrné z fotografie na obrázku 4(a). Jedná se o vlastní sedačku se zádržným systémem (symetricky uspořádanými bezpečnostními pásy), figurínu, kolejnice, které modelují nosníky v podlaze trupu letadla určené k zabudování sedaček a zjednodušený model předchozí sedačky. Na obrázku jsou také patrné snímače sil v nohách sedačky a v pásích. To vše je umístěno na tělese „brzdy“, která vyvoluje příslušné zbrzdění soustavy.

Tlumení svislé složky rázu zajišťuje speciální zavěšení sedacího plechu, ve kterém jsou vyfrézovány vodící drážky. Těmi se v případě svislého rázu prořezávají nýty, které fixují plech v objímkách zavěšených na předním a zadním příčném nosníku. Tím je v případě rázu zajišťována absorpce energie, aniž by docházelo ke ztrátě integrity. Otvorem ve vodící drážce prochází válcová vložka pronýtovaná s horní a dolní stranou objímky. Mezi objímkou a sedacím plechem jsou na obou stranách navlečeny polyetylenové podložky. Při nárazu vyvolá pasažér v sedacím plechu tak velkou tahovou sílu, že dojde k proříznutí předfrézovaných drážek v sedacím plechu a tím ke zmaření části energie rázu.

Charakter rázu si vyžaduje dynamický výpočet a to nejlépe s explicitním diferenčním schématem integrace pohybových rovnic. Proto byl použit program ABAQUS/Explicit. Vzhledem k simulaci destruktivního procesu při tlumení účinků rázu v uložení sedacího plechu byla zvolena koncepce dvojúrovňového modelování:

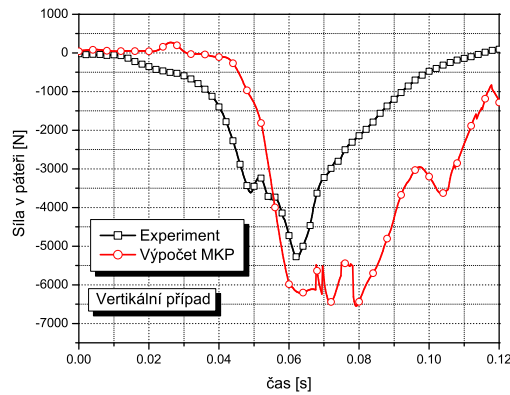
- Globální model sestavy sedačka-figurína
- Model druhé úrovně (kalibrační model sedacího plechu)

Globální model sedačky je složen z mnoha samostatných těles. Zjednodušený model figuríny vychází z koncepce HYBRID II a sestává z dokonale tuhých hmotných elipsoidů. Jednotlivé díly sedačky, resp. figuríny jsou propojeny vazbami. Vazby jsou vesměs realizovány speciálními vazbovými rovnicemi, které mají v rámci použitého programu formálně status elementu (element typu *connector*). Jsou formulovány vždy pro dva uzly, z nichž každý je obvykle spojen s jedním tělesem. První vykonává unášivý pohyb a pohyb druhého je popsán relativně k prvnímu a

- modelují translační nebo rotační relativní pohyb
- používají pro popis relativního pohybu různé typy zobecněných souřadnic (např. Cardanovy úhly).
- mohou mít volné nebo vázané souřadnice. Vázaná souřadnice se nemůže měnit, relativní zobecněný posuv je nulový a je s ním svázána reakční zobecněná síla.
- mohou mít ve volných souřadnicích definovány konstitutivní vztahy mezi vazbovými silami a volnými relativními posuvy, resp. jejich časovými derivacemi. Konstitutivní vztahy mohou být elastické, plastické, viskózní a třecí (hysterezní).

Například zavěšení sedacího plechu v modelu první úrovně je realizováno connector elementy s plastickou konstitutivní vazbou kalibrovanou podle modelu druhé úrovně. Naviják zádržného systému je modelován jako connector element, jehož volná souřadnice se zablokuje při dosažení dané relativní rychlosti uzlů. Tento typ vazeb má obrovský potenciál při vytváření MKP modelů a v posledních letech byl implementován i do dalších MKP programů.

Jako příklad výsledku získaného simulací šikmého případu nouzového přistání je uveden průběh tlakové síly v páteři figuríny v porovnání s experimentem (obr. 4.2)



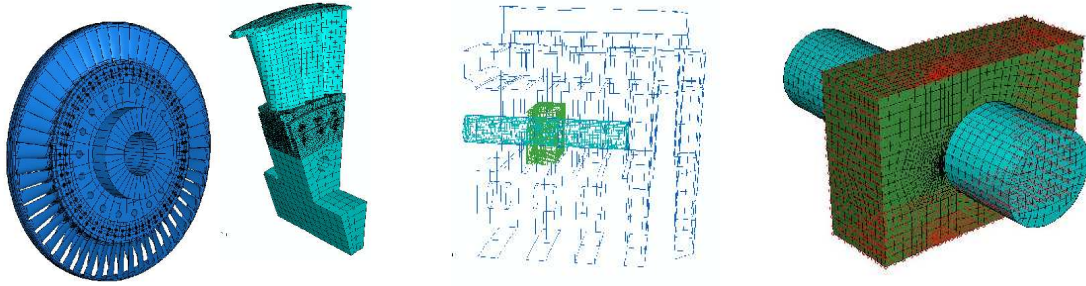
Obrázek 5: Vypočtený a naměřený průběh tlakové síly v páteři.

4.3 Kontrolní výpočet životnosti zámku lopatky parní turbíny.

Analýza prováděná ve spolupráci několika výpočtářských týmů řeší skutečné problémy na turbíně elektrárny. Ve zkušebním provozu byly pozorovány trhliny v oblasti zámků lopatek oběžného kola. Pro výpočet bylo uvažováno namáhání od odstředivých sil při ustálené rotaci rotoru s úhlovou frekvencí 50 Hz a dýzové buzení od pracovního média s frekvencí 1600 Hz. Budící síly od média a vnitřní síly při harmonickém kmitání byly analyzovány na partnerských pracovištích. Náš tým se zabýval konečnou fází–stanovením podrobné napjatosti v zámku a modelováním iniciace a růstu trhlin.

Pro získání podkladů pro zjednodušený model šíření trhliny (faktorů intenzity napětí na čele trhliny) je nezbytné trhlínu v MKP modelu zámku lopatky vymodelovat. Řádový rozdíl mezi rozměry modelového segmentu a rozměry vlastní trhliny je možno efektivně překonat modelováním ve dvou úrovních–technikou **submodelingu**. Podstatou submodelingu je vzájemné provázání dvou (či více) modelů. Model první úrovně–**globální model**–slouží pro výpočty namáhání a posuvů v celém segmentu rotorového kola (obr. 6(a)). Model druhé úrovně–**submodel**–je určen pro analýzu stavu napjatosti na čele trhliny a stanovení faktoru intenzity napětí (obr. 6(b)). Zahrnuje vybranou oblast zámku lopatky a kolíku. V oblasti otvoru je modelována čtvrtkruhová trhlina. Principem submodelingu je zatížit submodel na rozhraní s globálním modelem posuvy vypočtenými na globálním modelu a příslušnými většími silami. Oprávněnost použití techniky submodelingu vyplývá z malé velikosti analyzovaných trhlin, které svoji přítomností podstatně neovlivňují tuhost části zámku lopatky. Zvláštností předkládaného submodelu je skutečnost, že obsahuje dvě tělesa v kontaktu. Proto byla platnost submodelu pečlivě verifikována srovnáním kontaktních sil v zámku globálního modelu a submodelu (obr. 4.3).

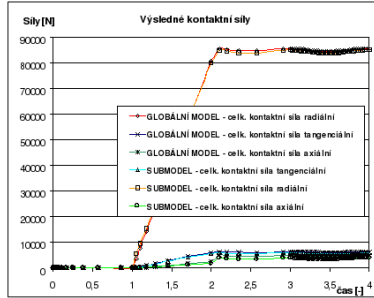
Zatížení modelovaného segmentu bylo realizováno jako kvazi-statické. Uvažováno bylo namáhání jednak od ustálené rotace hřídele s úhlovou frekvencí 50 Hz a jednak vnitřními silami v kořenech lopatek od harmonického kmitání způsobeného dýzovým buzením. Rotace hřídele vyvolává časově konstantní zatížení zámků segmentu, síly od dýzového buzení mají harmonický průběh a vzhledem k jednotlivým lopatkám jsou fázově posunuty. Výhodiskem hodnocení odolnosti proti iniciaci únavové trhliny v otvorech pro čepy byl výpočet napjatosti v globálním modelu. Výpočet parametru poškození byl proveden programem PragTic, vyvinutým na Fakultě strojní ČVUT v Praze s využitím dat z únavové zkoušky. Maximální dosažená hodnota parametru byla přibližně 0.8 (iniciaci únavové trh-



6(a):

6(b):

Obrázek 6: a) Globální model segmentu lopatkového kola; b) Umístění submodelu s trhlinou.



Obrázek 7: Verifikace submodelu.

liny odpovídá hodnota 1), přičemž nebyl uvažován vliv rozdílné technologie opracování povrchu otvorů zámků a vzorků. Z provedené analýzy plyne, že v ideálním otvoru nedojde za provozních podmínek v období životnosti turbíny k iniciaci únavových trhlin.

Simulace šíření trhliny v zámku lopatky byla provedena analyticky, pomocí tzv. *NASA FLAGRO* modelu. V zámku je předpokládána iniciační trhlina čtvrtkruhového tvaru situovaná do místa maximálního napětí (radiální napětí od rotace) kolmo na jeho směr. Model předpokládá, že během šíření trhlina zachová čtvrtkruhový tvar a parametrem růstu je pouze poloměr. Pro šíření trhliny platí

$$\frac{da}{dN} = A^* \cdot \Delta K^m \cdot \frac{\left(1 - \frac{K_{th}^*}{\Delta K}\right)^p}{\left(1 - \frac{\Delta K}{K_c^*}\right)^q}, \quad (1)$$

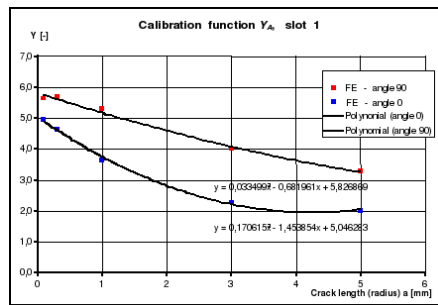
kde

$$A^* = \frac{A}{(1 - R)^{(1-\gamma)m}}, \quad K_{th}^* = K_{th} (1 - R)^{(1-\gamma)m}, \quad K_c^* = K_c.$$

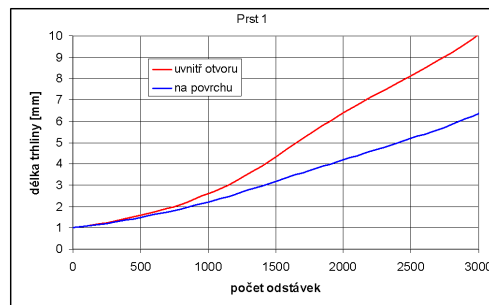
A , m , K_{th} , K_c , p , q a γ jsou materiálové parametry, ΔK je rozkmit faktoru intenzity napětí a $R = K_{min}/K_{max}$ je součinitel nesymetrie cyklu. Analytický model (1) vyžaduje závislost faktoru intenzity napětí na délce trhliny a . Pro danou konfiguraci otvoru s čepem byla tato závislost získána z MKP výpočtu submodelu ve tvaru kalibrační funkce (obr. 6(a))

$$Y_A(a, \phi) = \frac{K}{\sigma_A \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}, \quad (2)$$

délky trhliny a a polohy na čele ϕ , která vztahuje velikost faktoru intenzity k napjatosti v typickém místě A . Růstové křivky trhliny pro cyklus rozběhů a odstávek (obr. 8(a)) a



8(a):



8(b):

Obrázek 8: Kalibrační funkce (a) a šíření trhliny (b) na vnějším a vnitřním povrchu.

8(b)) ani pro vibrace od dýzového buzení nekorrespondují při dané volbě iniciační trhliny s trhlinami pozorovanými. Závěrem je, že pozorované trhliny jsou způsobeny nevhodnou technologií při výrobě zámků.

5 MKP v provozních výpočtech.

Příkladem provozních výpočtů jsou výpočty spojené s posuzováním vlivu zeslabení tloušťky stěny tranzitního plynovodu na provozní způsobilost. Na rozdíl od ostrých poškození typu trhliny či diskontinuity dochází u plošných defektů k destrukci v důsledku postupné ztráty únosnosti plastickými deformacemi v rozsáhlých oblastech stěny potrubí. Přístup k hodnocení plošných defektů, který jsme na našem pracovišti vyvinuli a experimentálně ověřili, je založen na podrobném popisu geometrie jednotlivých defektů. Materiál je popsán inkrementálním elasticko-plastickým modelem. Mezní stav je indikován stavovými parametry, které zohledňují míru plastizace a geometrii zplastizované oblasti.

K modelování procesu plastizace se využívá metoda konečných prvků. Výsledkem kvázistatického inkrementálního výpočtu jsou posloupnosti polí posuvů, deformací, napjatosti a plastizace $\{\bar{u}_i\}_{i=1}^n$, $\{\bar{\varepsilon}_i\}_{i=1}^n$, $\{\bar{\sigma}_i\}_{i=1}^n$, $\{\varepsilon_{a,i}\}_{i=1}^n$ pro posloupnost výpočtových tlaků $\{p_i\}_{i=1}^n$; $p_1 < p_2 < p_3 \dots < \dots < p_n$. Uvedená pole popisují stav modelu poškozeného potrubí jako funkci tlaku média a jsou využita pro určení závislosti stavového parametru $\Lambda = \Lambda(p)$ na tlaku média. Mezní tlak se stanovuje z rovnosti $\Lambda(p) = \Lambda_{LIM}$, kde Λ_{LIM} je hodnota stanovená pomocí experimentálně zjištěných mezních tlaků jako statistický průměr mezních hodnot stanovených pro sérii experimentálně zkoumaných defektů.

Jedním z navržených a dobře fungujících stavových parametrů je poměrná délka defektu

$$\Lambda(p) = \frac{L_P(p)}{L_C(p)}, \quad (3)$$

kde L_P je délka plastické oblasti v osovém směru a L_C je efektivní délka defektu, která souvisí s vymezením oblasti, ve které probíhá plastizace a její redistribuce a je identifikována pomocí pole radiálního posuvu. Uvedená metodika byla v roce 2004 algoritmována a rekalibrována pro materiál X-60 a potrubí o průměrech 800 a 900 mm. Ve spolupráci s firmou Transgas (RWE) byla metodika v minulosti využita při hodnocení příčin reálné havárie tranzitního plynovodu na území ČR.

6 Závěr.

V současnosti je ve strojně-inženýrských oborech metoda konečných prvků chápána jako komplexní nástroj pro modelování mechanických soustav poddajných těles zahrnující širokou škálu úloh od statické analýzy přetvoření a namáhání, až po simulace provozních stavů. V rámci jednotlivých programů jsou postupně implementovány různé přístupy k samotné diskretizaci kontinua a k přímému vkládání naměřených parametrů (knihovny elementů), různé formulace popisu materiálu (knihovny materiálových modelů), různé typy úloh mechaniky (knihovny procedur) a řada vazbových podmínek (od lineárních a nelineárních vazbových rovnic, přes implementaci dokonale tuhých těles, až po kontakt). Integrální součástí takto chápané MKP jsou i programy pro přípravu vstupních dat (preprocesory) a vyhodnocení výsledků (postprocesory).

Modelování v takovém prostředí spočívá ve vhodné kombinaci dostupných prostředků (těles, elementů, procedur, vazbových podmínek) a jeví se po formální stránce velmi snadným. Metoda konečných prvků se tak za posledních 30 let stala z nástroje dostupného úzké skupině specialistů metodou, která je rozšířená v mnoha odvětvích strojírenství a je často aplikována nejen výpočtáři – specialisty na mezní stavy materiálu, stabilitu, na kmitání mechanických soustav, na rychlé dynamické děje, ale i konstruktéry, technology a provozními inženýry. Tento trend přináší kromě nesporných výhod i jistá nebezpečí

- **při nepřiměřené koncepci modelu.** Na konečněprvkových modelech nejsou zjednodušení na první pohled tak zřejmá jako na modelech analytických a méně zkušený uživatel kvalitu MKP modelu snadno přecení
- **při podcenění významu vstupních dat a experimentální verifikace a ladění.** Přesnost modelu je nejvíce ovlivněna nejméně přesnými vstupními daty. Modely by měly být verifikovány konfrontací s experimentem. Myšlenka, že numerické modelování nahradí experimenty je iluzorní. Na druhé straně může promyšlená strategie kombinující numerické modelování a experiment významně snížit počet nákladných experimentů a prototypů
- **z neznalosti vlastností implementovaných algoritmů,** zejména mimo úloh lineární statiky, stacionárních teplotních úloh a ustáleného kmitání.

Velké rozšíření metody a relativně nízké náklady spojené s jejím využitím vedou dnes někdy ke „zbytečným“ (samoúčelným) aplikacím MKP. Tento jev bývá často důsledkem chybného odhadu, nezkušenosti, nedorozumění při formulaci problému a úplně se mu nevyhne snad žádný výpočtář. Ve fázi formulace problému a přípravy modelu je vždy užitečné zvažovat, zda neexistuje lepší (rychlejší, levnější, věrohodnější) přístup k řešení, než metoda konečných prvků. V případě komplexních problémů, při jejichž řešení se uplatňuje více přístupů, vedou takovéto úvahy k lepší provázanosti a k využití předností všech používaných metod. Věnovat čas formulaci a přípravě úlohy je „levnější“ než případné vynucené změny koncepce modelu nebo interpretace kompromisních výsledků.

Přes prezentovanou „profesionální skepsi“ lze na závěr konstatovat, že správná aplikace MKP v oblasti navrhování a kontroly strojních konstrukcí je efektivní a má perspektivu. S vývojem výpočetní techniky, s implementací nových vlastností a funkcí do programových aparátů se rozšiřuje i aplikační pole a mění se pohled na vhodnost a nevhodnost jednotlivých způsobů modelování a výpočtů.

Literatura

- [1] B. Agarwal and L. Broutman. *Vláknové kompozity*. SNTL Praha, 1987.
- [2] *Ageing of Materials and Methods for Assessment of Lifetimes of Engineering Plant. CAPE 97*. Balkema Rotterdam, 1997. ISBN 90 5510 8746.
- [3] V. Halamka. *Analýza únosnosti potrubí tranzitního plynovodu s postupujícím korozním poškozením plošného charakteru*. Disertační práce, FS ČVUT v Praze, 1994.
- [4] C. Novotný. *Návrh kritéria pro stanovení mezního tlaku potrubí s plošným korozním defektem*. Disertační práce, FS ČVUT v Praze, 2006.
- [5] M. Růžicka. Únavová analýza a predikce životnosti části hlavního podvozku letounu L 610g na základě výsledků modelových výpočtů MKP a letových měření. Technical Report KR2/97, ASATTE, 1997. Část 1.
- [6] M. Růžicka. Kritéria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnosti konstrukcí, 1998. Habilitační práce.
- [7] M. Růžicka and B. Cabrnach. Únavová analýza a predikce životnosti části příďového podvozku letounu L 610g na základě výsledků modelových výpočtů MKP a letových měření. Technical Report KR2/97, ASATTE, 1997. Část 2.
- [8] Universidade de Porto. *Integrity, Reliability, Failure – Book of Abstracts*, 1999. ISBN 0-7727-4802-0.
- [9] I. N. V. Kolář and V. Kanický. *FEM principy a praxe metody konečných prvků*. Computer Press, 2001.
- [10] F. Valenta and all. Assessment of transition gas pipelines destruction. In CAPE97 [2]. ISBN 90 5510 8746.
- [11] F. Valenta, M. Sochor, J. Michalec, and M. Španiel. Remaining load carrying capacity of gas pipelines damaged by surface corrosion. *Int. J. of Pressure Vessels and Piping*, 59(1-3):217–226, 1994. ISSN 0308-0161.
- [12] *Výpočty 2003 - Výpočty konstrukcí metodou konečných prvků*. Jindřich Petruška, 2003. ISBN 80-214-2489-3.
- [13] O. Zienkiewicz. *The Finite Element Method*. McGraw-Hill, 1977.
- [14] M. Španiel. *Analýza mezního stavu válcového potrubí s povrchovou plošnou poruchou tloušťky stěny*. Disertační práce, FS ČVUT v Praze, 1993.

- [15] M. Španiel, C. Novotný, and M. Růžička. Rekalibrace a zpřesnění metodiky výpočtu mezního tlaku potrubí s plošným defektem. Technical Report 2051/05/14, ČVUT v Praze, 2005.
- [16] M. Španiel, C. Novotný, and J. Vtípil. Optimalizace tvaru lamely komutátoru. Technical Report 205/01/22, ČVUT v Praze, 2001.
- [17] M. Španiel, F. Valenta, J. Michalec, M. Sochor, M. Růžička, and J. Masák. Limit state of corroded pipelines: Ctu methodology. In PORTO99 [8], pages 281–284. ISBN 0-7727-4802-0.
- [18] M. Španiel, J. Vtípil, A. Donát, and B. Brůžek. Statická analýza hlavního podvozku letounu Ae 270. Část i: Analýza napjatosti a deformací metodou konečných prvků. Technical report, ASATTE, 1998.

Životopis

Ing. Miroslav Španiel, CSc.

Narozen 19.9. 1964 v Brně.

Vzdělání, dosažené hodnosti a tituly.

1988	Ing.	Fakulta strojní ČVUT, Praha
1994	CSc.	Fakulta strojní ČVUT, Praha; Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí

Stručný chronologický přehled zaměstnání.

1989 - 1993	Interní aspirant na katedře Pružnosti a pevnosti FS ČVUT.
od 1993	Odborný asistent na katedře Pružnosti a pevnosti (dnes Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, odbor pružnosti a pevnosti) FS ČVUT.

Přehled vědeckých, výzkumných a odborných aktivit.

- Od roku 1990 dosud podíl na výzkumném úkolu "Spolehlivost a životnost tranzitních plynovodů"; výzkum je prováděn ve spolupráci s firmou Transgas a byl podporován granty GAČR 1995–2000.
- Analýza napjatosti podvozků AE 270 a L-610 a motorového lože AE 270 pro Technometru Radotín a Aero Vodochody ve spolupráci s firmou ASATTE 1996-1999
- Návrhový výpočet sedačky pasažéra podle FAR 23 (spoluřešitel grantu MPO, který řeší VZLÚ) 2001-2003.
- Školení a kursy MKP ve firmách (Škoda auto, a.s., Mercedes Benz engineerig, s.r.o.)

Přehled pedagogických aktivit.

- Od roku 1991 cvičení základních kurzů pružnosti a pevnosti
- Od roku 1993 kursy MKP v oboru aplikovaná mechanika,
- 1997–2001 kurs "Počítačová mechanika" - partie MKP,
- 1998– 2002 kurs MKP v předmětu Pevnost a životnost letadel II
- 2002 Kurs MKP nabízený pro FS ČVUT v Praze
- Kursy MKP v doktorském studiu

Odborné zaměření.

- Nelineární mechanika
- Mezní stavy plastického hroucení
- Metoda konečných prvků