

Výpočtový odhad životnosti u přímočarých hydraulických motorů.

Bc. Petr Bláha



nascannované zadání s. 1

nascannované zadání s. 2

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce bylo posouzení únavové životnosti tělesa válce s vrubem přímočarého hydromotoru. Pomocí numerické metody konečných prvků bylo analyzováno rozložení tenzoru napětí a deformace v tělese válce s vrubem. Na základě získaných výsledků byl provedený únavový výpočet pro odhad počtu cyklů do lomu s diskusí výsledků. V závěru bylo provedeno zhodnocení výsledků s navrhovanými konstrukčními opatřeními pro neomezenou životnost válce.

Klíčová slova:

Napětí, metoda konečných prvků, Neuberova koncepce, únavová životnost, struktura.

ABSTRACT

The aim of this Master Thesis was examination of fatigue durability of cylinder body with notch linear fluid motor. Through the use of finite element method had been analyzed distribution of stress tensor and strain in the cylinder body with notch. On the basis of gained results, had been performed fatigue calculation for estimating number of cycles into the fracture with discussion of results. At the end had been realized valorization of results with engineered construction precaution for unlimited life of cylinder.

Key words :

Stress tensor, Neuber's conception, Finite element Method, fatigue durability, structure.

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Antonínu Poláškoví Csc. za odborné vedení, rady a konzultace při tvorbě mé diplomové práce, firmě K.P.R. Engineering za pomoc při řešení konstrukčních problémů, firmě HydraulICS.s.r.o za poskytnutí podkladů k diplomové práci a zároveň děkuji svým rodičům za podporu při studiu.

Prohlašuji, že jsem na diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků, je-li to uvedeno na základě licenční smlouvy, budu uveden jako spoluautor.

Ve Zlíně

.....

Podpis diplomanta

OBSAH

ÚVOD	9
I TEORETICKÁ ČÁST	10
1 POPIS PŘÍMOČARÝCH HYDRAULICKÝCH MOTORŮ.	11
1.1 HLAVNÍ ČÁSTI TEKUTINOVÝCH PŘÍMOČARÝCH MOTORŮ	12
2 STRUKTURA KOVOVÝCH MATERIÁLŮ	15
2.1 KOVOVÁ VAZBA	15
2.2 USPOŘÁDÁNÍ V KOVOVÝCH KRYSTALECH	15
2.3 MECHANISMY PORUŠOVÁNÍ KOVOVÝCH STRUKTUR	16
2.3.1 Atomové mechanizmy porušování	16
2.3.1.1 Mikromechanismy porušování	16
2.3.1.2 Speciální mikromechanismy porušování	17
2.3.2 Mikroskopické hledisko při klasifikace lomů	18
3 ÚNAVA PŘI MECHANICKÉM NAMÁHÁNÍ	20
3.1 POJEM CYKlickÉHO NAMÁHÁNÍ	20
3.2 STADIA ÚNAVOVÉHO PROCESU	21
3.3 HYSTEREZNÍ SMYČKA	23
3.4 CYKlickÁ DEFORMAČNÍ KŘIVKA	25
3.5 ÚNAVOVÉ KŘIVKY A JEJICH PARAMETRY	26
3.5.1 Základní únavová křivka napětí (Wöhlerova křivka)	27
3.5.2 Základní únavová křivka deformace	28
3.6 VLIV KONCENTRACE NAPĚTÍ NA ÚNAVU	29
3.7 KONCEPCE NOMINÁLNÍCH NAPĚTÍ	30
3.7.1 Gradient napětí	31
3.7.2 Součinitel vrubu	31
3.8 KONCEPCE LOKÁLNÍCH NAPĚTÍ A DEFORMACÍ	34
3.9 METODY VÝPOČTU POČTU CYKLŮ DO LOMU	36
3.9.1 Neuberova koncepce:	36
3.9.2 Koncepce ekvivalentní energie:	37
3.9.3 Metoda ekvivalence lokálních napětí - Crews-Hardrath-ova metoda	38
3.9.4 Metoda ekvivalence lokálních deformací	39
3.9.4.1 Ekvivalence deformace bez uvážení středního napětí	39
3.9.4.2 Ekvivalence deformace s uvážením středního napětí	39
3.9.5 Metody kombinace napětí a deformace	39
3.9.5.1 TOPPERova metoda ekvivalence deformace	40
3.9.5.2 SMITHova metoda ekvivalence deformace	40
4 ZÁKLADY MKP	41
4.1 DEFORMAČNÍ VARIANTA MKP	41
STANOVENÍ CÍLŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE	45

II	PRAKTICKÁ ČÁST	46
5	PEVNOSTNÍ VÝPOČET A STANOVENÍ ODHADU ŽIVOTNOSTI VÁLCE S OSTRÝM VRUBEM	47
5.1	POPIS PROGRAMU <i>SAMCEF FIELD</i>	47
5.2	POPIS TĚLESA VÁLCE S OSTRÝM VRUBEM A VYTVOŘENÍ SÍTĚ KONEČNÝCH PRVKŮ.	47
5.3	ZADÁNÍ MATERIÁLOVÝCH CHARAKTERISTIK A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK.....	49
5.4	ZADÁNÍ ZÁTĚŽNÉHO STAVU.....	50
5.5	ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ ANALÝZY MKP.....	52
5.6	STANOVENÍ ODHADU ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI VÁLCE S OSTRÝM VRUBEM PRO ZATÍŽENÍ LC1.....	61
5.6.1	Výpočet součinitele tvaru vrubu α	61
5.6.2	Výpočet odhadu životnosti válce s ostrým vrubem pro zatížení LC1 dle jednotlivých teorií.....	62
5.6.3	Přehled vypočtených hodnot počtu cyklů do lomu válce s ostrým vrubem dle jednotlivých koncepcí pro zatížení L1.	65
5.7	STANOVENÍ ODHADU ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI VÁLCE S OSTRÝM VRUBEM PRO ZATÍŽENÍ LC3.....	66
5.7.1	Výpočet odhadu životnosti válce s ostrým vrubem pro zatížení LC3 dle jednotlivých teorií.....	66
5.7.2	Přehled vypočtených hodnot počtu cyklů do lomu válce s ostrým vrubem dle jednotlivých koncepcí pro zatížení LC3.....	67
5.8	PŘEHLED VYPOČTENÝCH POČTŮ CYKLŮ DO LOMU VÁLCE S OSTRÝM VRUBEM DLE JEDNOTLIVÝCH ZATÍŽENÍ.	67
6	NÁVRH NOVÉHO ŘEŠENÍ TVARU VÁLCE A STANOVENÍ ODHADU ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI UPRAVENÉHO VÁLCE.	68
6.1	PEVNOSTNÍ VÝPOČET PRAVENÉHO VÁLCE.....	68
6.1.1	Zpracování výsledků analýzy MKP.	70
6.2	STANOVENÍ ODHADU ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI UPRAVENÉHO VÁLCE PRO ZATÍŽENÍ LC1.....	74
6.2.1	Výpočet součinitele tvaru vrubu α upraveného válce pro zatížení LC1:	75
6.2.2	Výpočet počtu cyklů do lomu upraveného válce dle jednotlivých teorií pro zatížení LC1.	75
6.2.3	Přehled vypočtených hodnot počtu cyklů do lomu nového válce pro zatížení LC1 dle jednotlivých koncepcí.	78
7	DISKUZE VÝSLEDKŮ	79
7.1	VÁLEC S OSTRÝM VRUBEM – ANALÝZA MKP.....	79
7.2	STANOVENÍ ODHADU ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI VÁLCE S OSTRÝM VRUBEM.....	80
7.3	UPRAVENÝ TYP VÁLCE - ANALÝZA MKP.	81
7.4	STANOVENÍ ODHADU ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI UPRAVENÉHO TĚLESA VÁLCE.	82
	ZÁVĚR	83

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	84
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	86
SEZNAM OBRÁZKŮ	90
SEZNAM TABULEK	92
SEZNAM PŘÍLOH	94

ÚVOD

Hydrostatické mechanismy se uplatňují ve výrobních strojích a zařízeních a stávají se nepostradatelným prostředkem při mechanizaci a automatizaci. Jejich zavedením se zpravidla dosáhla intenzifikace pracovního procesu stroje, či celého zařízení. [25]

Motory s přímočarým pohybem, označované též jako pracovní válce, jsou důležitou částí hydraulických mechanismů. Zprostředkují předání tlakové energie mezi sloupcem tekutiny a pístem. [6]

Není překvapením, že při špičkových výkonových parametrech strojů rostou rovněž nároky na jejich spolehlivý a bezpečný provoz. Přitom, vyloučíme-li lidský faktor, až 90 % provozních poruch bývá způsobeno *únavou materiálu*. Proto je obecně tomuto fenoménu věnována trvalá náležitá pozornost. Výzkum a aplikace v této oblasti se ubírá v nejužší spolupráci výpočtových a experimentálních metod. Ačkoli výzkum mechanismů a procesů únavového poškození materiálu doznal značného pokroku, nelze si dělat naděje na brzké vytvoření obecného modelu poškození, který by byl aplikovatelný na četné a rozmanité podmínky provozu, složitou geometrii i na rozličný materiál strojních částí. Vytváření inženýrských postupů a metodik výpočtu je však zejména ve stádiu prvního návrhu konstrukce stále nenahraditelné. Potřebná je i integrace takových postupů do moderních systémů *počítačově podporovaného konstruování* (CAD) v návaznosti na metody pevnostních výpočtů provedené *metodou konečných prvků* (MKP). Je však třeba stále zdůrazňovat, že u většiny strojních částí, u kterých nepřipouštíme podřadnou funkci nebo které nejsou nadměrně předdimenzovány, je potřebné uplatnit značně kritický přístup k používaným metodám odhadu únavové pevnosti a životnosti. Proto by mělo být experimentální ověření životnosti části na modelových uzlech nebo na prototypu nedílnou součástí každého projektu. Může to vést k podstatnému zpřesnění samotného výpočtového odhadu i k přesnějšímu posouzení otázky spolehlivosti za provozu. [15]

Při výpočtech byl využit přístup dimenzování na *bezpečný únavový život* (*safe-life*) vycházející z požadavku, že během projektované životnosti nesmí vzniknout únavová porucha části (resp. pravděpodobnost jejího vzniku je krajně malá). Tento postup je užíván zejména u částí, které nelze za provozu pravidelně kontrolovat a u částí, které nejsou jinak zálohovány, takže jejich případné porušení by ohrozilo bezpečnost provozu. [11,15]

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 POPIS PŘÍMOČARÝCH HYDRAULICKÝCH MOTORŮ.

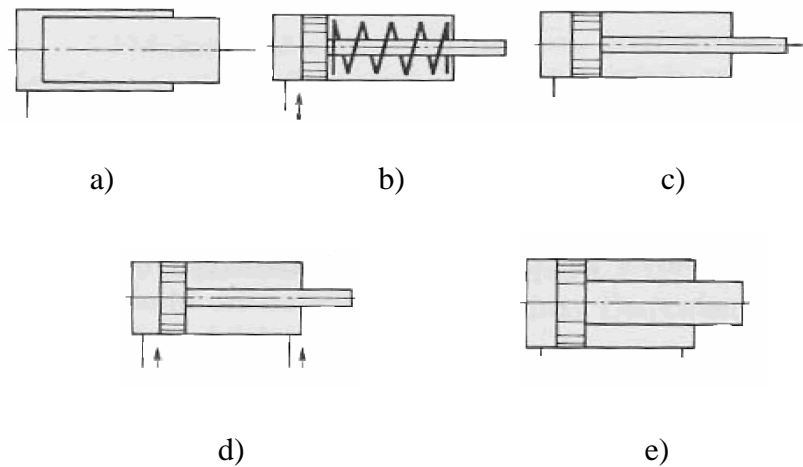
Tekutinové přímočaré motory mohou být jednočinné a dvojčinné. U jednočinných motorů způsobuje pracovní zdvih tlaková tekutina, kdežto vratný pohyb je vykonáván působením pružiny, nebo ještě častěji vnějším zatížením. U dvojčinných motorů jsou pohyby v obou směrech ovládány tlakovou tekutinou.[1]



Obr.1 Přímočarý hydromotor.[19]

Přímočaré motory s jednostrannou pístnicí.

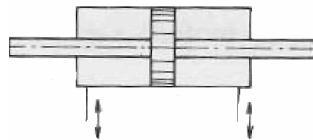
Motory s jednostrannou pístnicí mohou být buď jednočinné nebo dvojčinné. Motor na Obr.2a. má vnější průměr pístnice přibližně stejný jako vnější průměr válce. Toto provedení pístnice, tzv. plunžr, má tu výhodu, že vyžaduje těsnění pouze v místě výstupu pístnice z válce. Motory jsou zásadně jednočinné, vratný pohyb je způsoben vnější silou (zátěží). Motor na Obr.2b má píst a pístnici. Tlaková tekutina je přiváděna obvykle na stranu bez pístnice, vratný pohyb pístu je způsoben pružinou. Na Obr.2c je vratný pohyb pístu způsoben vnější silou. Motor na Obr.2d je dvojčinný s oboustranným střídavým přívodem tlakové tekutiny. Zvláštním provedením dvojčinných přímočarých motorů s jednostrannou pístnicí jsou tzv. válce s diferenciálním pístem (Obr.2e). Vyznačují se poměrně značným průměrem pístnice a poměr činných ploch na obou stranách pístu je zpravidla 1:2 až 1:3, pokud tento poměr není dán zvláštními provozními a funkčními požadavky. Diferenciálním pístem lze dosáhnout stejné rychlosti v obou směrech. [1, 6]



Obr.2 Typy přímočarých motorů s jednostrannou pístnicí.[1]

Přímočaré motory s oboustrannou pístnicí.

Motory s oboustrannou pístnicí (Obr.3) jsou používány převážně v hydraulických zařízeních pro větší zdvihy. Jejich výhodou je, že pístnice je namáhána v obou směrech pohybu na tah a nikoliv na vzpěr. [1]



Obr.3 Motor s oboustrannou pístnicí.[1]

1.1 Hlavní části tekutinových přímočarých motorů

Hlavní části motorů jsou válec, píst, pístnice a víka válců. Pístnice prochází jedním nebo oběma víky podle toho, zda jde o válce s jednostrannou nebo průchozí pístnicí.[6]

Válec

Válec tvoří zpravidla bezešvá ocelová trubka z vhodného materiálu. Trubky mohou být válcované, tažené nebo lité. Vnitřní povrch válce je jemně obroben (honován, válečkován, lapován), aby se snížilo tření, někdy je i chromovaný proti korozi. Pro pneumatické válce s vnitřním průměrem větším než 250 mm. se též používají trubky ze skelného laminátu. [5]

Píst

Píst je obvykle z jednoho kusu, popř. má příložky pro upevnění těsnicích kroužků, může být ovšem složen také z několika částí. Slouží nejen k přenosu sil, ale též jako další vedení pístnice. U válců malých průměrů může být píst a pístnice z jednoho kusu. [5]

Pístnice

Pístnice je zpravidla povrchově kalená, broušená, popř. tvrdě chromovaná a leštěná, nebo superfinišovaná. Chromování přispívá ke zmenšení tření ve vedení pístnice a k zlepšení odolnosti proti korozi. Provedení je závislé na uspořádání válce a na jeho parametrech.[5]

Odstupňování průměru pístnice d vzhledem k jmenovitému průměru válce D se určuje podle vzorce

$$\mu = \frac{D^2}{D - d^2} \quad (1)$$

přičemž činitel μ se volí nejčastěji 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 2; 2,5; 5.

Víka a spojení vík s válcem

Víka jsou obvykle z litiny, oceli nebo lehkých neželezných kovů. Při obvyklém použití vodících pouzder pro pístnici, procházející jedním nebo oběma víky, není druh materiálu z hlediska kluzných podmínek rozhodující.

Víka s válcem mohou být spojena přírubami, našroubováním vík na válec. Přišroubováním vík na opěrnou přírubu opírající se o dvoudílný kroužek vložený do drážky na vnější straně válce, nebo stažením vík na válce svorníky. Tento způsob je u válců kratších a středních délek značně rozšířen, protože poskytuje určité výhody zejména při stavebnicovém řešení válců. Způsob připevnění vík se řídí též podle provozního tlaku. [1, 5, 6]

Technické parametry používaných materiálů pro běžně používané typy hydromotorů.

Pro konstrukce součástí hydraulických motorů se používají zejména chromované oceli. Přísada chromu se obvykle kombinuje s dalšími legujícími prvky, nejčastěji s manganem, křemíkem a molybdenem. Mangan zvyšuje v kombinaci s chromem prokalitelnost, i mechanické hodnoty. Molybden se přidává obvykle ke snížení propouštěcí křehkosti, resp. ke

zvýšení prokalitelnosti. Chromové konstrukční oceli jsou v ČSN zařazeny ve třídě 14, oceli s přísadou molybdenu ve tř. 15. [6]

Materiály pro plášť válce

Nejčastěji se používají materiály dle normy CSN 11 523.1

–trubka svařovaná a kalibrovaná s tolerancí vnitřního průměru H9

$R_m = 570 \text{ MPa}$, $R_e = 350 \text{ MPa}$

- trubka tažená za studena a válečkovaná nebo honovaná tolerancí vnitřního průměru H8

$R_m = 570 \text{ MPa}$ $R_e = 350 \text{ MPa}$ [19]

2 STRUKTURA KOVOVÝCH MATERIÁLŮ

V následujících dvou kapitolách je stručně popsána kovová vazba a uspořádání atomů v kovových krystalech.

2.1 Kovová vazba

Kovová vazba je modifikací kovalentní vazby. Vzniká tehdy, když počet válečných elektronů je malý, takže se nemohou zaplnit všechny orbitály. Atom kovu předává valenční elektrony a mění se tudíž na kationt. Počet kationtů obklopujících každý takto vzniklý kationt je natolik velký (8 až 16 kationtů), že není možno obsadit všechny vazebné orbitály elektronovými dvojicemi. To znamená, že část orbitalů zůstane neobsazena a elektrony přechází z jednoho orbitalu na druhý, který je symetricky rovnocenný (jeho energetická hladina je rovněž rovnocenná) a umožňuje delokalizaci elektronů. Elektrony se tedy mohou „volně“ pohybovat mezi kladnými ionty kovového prvku a tvoří tzv. *elektronový plyn*. Vazbu vytváří elektrostatické síly mezi kationty a elektronovým plynem, který vyplňuje prostor krystalické mřížky kovového krystalu. Charakter kovové vazby a chování volných elektronů má za následek všechny typické vlastnosti kovových krystalů. [7,8]

2.2 Uspořádání v kovových krystalech

Kovy patří mezi prvky s nejjednodušší krystalickou stavbou. V běžné technické praxi se setkáváme se skutečnými krystaly, v jejichž stavbě krystalové mřížky se vyskytují rozmanité nedokonalosti poruchy mřížky. Skutečné kovy i tzv. “čisté kovy“ obsahují vždy určité množství atomů cizích prvků (byť i nepatrné). Tyto cizí atomy (nečistoty) mohou být umístěny buď v intersticiálních prostorách mřížky základního kovu, nebo v uzlových bodech mřížky, kde nahrazují některé atomy základního kovu. Protože vlastnosti a velikost atomů různých prvků nejsou stejné, má přítomnost atomů určitého prvku v mřížce jiného kovu buď větší nebo menší vliv na dokonalost daného typu krystalové mřížky. Tento druh poruch je považován za poruchy chemické. Vedle těchto nedokonalostí, které mohou být vyvolány přítomností cizích atomů, může být v některých místech krystalické mřížky prostorové uspořádání atomů (i bez ovlivnění cizími atomy) odlišné od toho, které bychom očekávali. Oblast ve které uspořádání atomů neodpovídá ideálnímu, nazýváme strukturní poruchou. [7]

2.3 Mechanismy porušování kovových struktur

2.3.1 Atomové mechanismy porušování

V krystalové mřížce může dojít k porušování meziatomových vazeb účinkem

- a) normálových napětí,
- b) smykových napětí. [7]

2.3.1.1 Mikromechanismy porušování

Metodou elektronové fraktografie se v posledních desetiletích podařilo dokázat, že přes velkou rozmanitost makrovzhledu lomových ploch existují dva základní mikromechanismy porušení a to:

- a) štěpné porušení,
- b) tvárné porušení

a to jak transkrystalické, tak interkrystalické. [11]

Transkrystalické štěpné porušení

Při tomto mechanismu dochází k oddělování vrstev atomů účinkem normálových napětí podél štěpných rovin. Rovinami štěpení bývají hustě obsazené mřížkové roviny, ve kterých se principiálně (nebo pouze za určitých podmínek) nemohou pohybovat dislokace skluzem. Protože sousední zrna mají odlišnou krystalografickou orientaci, liší se i orientace štěpných fazet v jednotlivých zrnech. [11]

Interkrystalické štěpné porušení

Z hlediska atomového mechanismu porušování se zde jedná o interkrystalické oddělení charakterizované asynchronním tahovým porušením meziatomových vazeb. Základní a obecnou příčinou tohoto porušení je relativní snížení pevnosti atomových vazeb na hranicích zrn ve srovnání s vazbami uvnitř zrn. Takovýto stav může být vyvolán přítomností spojitě nebo nespojitě obálky jiné fáze, interkrystalickým seskupením precipitátů nebo příměsí do mezizrnných oblastí. [8, 11]

Transkrystalické tvárné porušení

Za tvárné lomy se obvykle považují takové lomy, které mají z mikrofraktografického pohledu jamkovou (dutinovou) morfologii. Tvárné porušení má v tomto případě 3 základní etapy; jsou to :

1. nukleace mikroporuch
2. růst mikroporuch
3. koalescence mikroporuch

Zárodky tvárných mikroporuch mohou být:

- štěpné trhliny v částicích sekundárních fází
- trhliny na mezifázovém povrchu matrice – částice
- štěpné trhliny v matrici
- apriorní defekty v matrici nebo na hranicích jejích zrn. [8, 11]

Interkrystalické tvárné porušení

Na rozdíl od transkrystalického tvárního porušení jsou procesy nukleace, růstu a koalescence mikroporuch lokalizovány do oblasti hranic zrn. Základní podmínkou vzniku interkrystalického tvárního lomu je přítomnost částic sekundárních fází nadkritické velikosti na hranicích zrn anebo soustavy apriorních defektů na hranicích zrn.

Je třeba zdůraznit, že makroskopické ukazatele plastické deformace provázející takovéto porušení (a jim odpovídající energetické charakteristiky) bývají velmi nízké, dokonce nižší než při transkrystalickém křehkém štěpení. [2,11]

2.3.1.2 Speciální mikromechanismy porušování

Únava

Makroskopická struktura únavových lomů se skládá obvykle ze dvou částí: vlastního únavového lomu a koncového lomu. Existují různé mikromechanismy iniciace a růstu únavového lomu. Závisí na druhu materiálu, jeho nehomogenitě, amplitudě působícího napětí, frekvenci, vlivu okolí ap. Iniciace nejčastěji souvisí se vznikem únavových perzistentních skluzových pásů. V prvním stadiu rozvoje se únavová trhlina šíří z intrusí v krystalografických rovinách. Jak vzrůstá její délka, vychyluje se z perzistentního skluzového pásma a stáčí se do směru kolmého na hlavní napětí. Toto šíření v nekrystalografických rovinách

označujeme jako druhé stadium rozvoje únavové trhliny. Délka trhliny při tomto přechodu (z prvního do druhého stadia) závisí na druhu materiálu; zpravidla není větší jak několik desetin mm. Na čele rostoucí únavové trhliny je možno pozorovat plastickou zónu, která vzniká účinkem vysoké koncentrace napětí. Na povrchu únavových lomů z druhého stadia jsou dále pozorovatelné tzv. *striace*. Jsou to křivočaré brázdy anebo žlábky, které vyznačují stopy šíření čela únavové trhliny. Jeden žlábek vzniká v průběhu jednoho zatěžovacího cyklu; avšak ne v každém cyklu vzniká příslušný žlábek. Existují „hluché cykly“, v jejichž průběhu trhlina nepostupuje. [8, 11]

Creep

Je třeba rozlišovat tvárné porušování materiálu při zvýšených teplotách a klasické creepové porušování. Creepové lomy vznikají v třetí fázi procesu tečení prostřednictvím vzniku a rozvoje mezizrnných kavit a trhlin; ty vedou k interkrystalickému porušení bez výrazné makroplastické deformace. Existují čtyři základní druhy creepu – dislokační, difúzní, pokluzový a superplasticita. [11]

2.3.2 Mikroskopické hledisko při klasifikace lomů

V mikroskopickém měřítku rozlišujeme lomy:

Houževnaté

uplatní-li se mechanismus tvárné separace, doprovází jej rozsáhlá plastická deformace a je charakterizován vysokou spotřebou energie do porušení.

Křehké

vzniknou-li transkrystalickým štěpením, interkrystalickým oddělením popřípadě dekohezi hraničních oblastí, označují se tak lomy bez zjevné makrodeformace v okolí lomové polchy a jsou charakterizovány nízkou spotřebou energie do porušení. [11]

Charakteristické rysy křehkého lomu ocelových částí

Proces křehkého porušení tělesa s ostrou trhlinou se skládá z několika etap:

- 1) Nejprve dochází k otupení (zaoblení) původně ostrého čela trhliny.
- 2) K malému nárůstu trhliny.
- 3) K pomalému stabilnímu (subkritickému) růstu trhliny.
- 4) K jejímu rychlému nestabilnímu růstu – k náhlému křehkému lomu.

Náhlý křehký lom vzniká při napětích nižších než je makroskopická mez kluzu a to za podmínek nestabilního růstu lomové trhliny. Inicjuje se zpravidla z apriorních vad metalurgického nebo technologického původu nebo z konstrukčních či technologických vrubů.

[7, 11]

Sklon ke vzniku náhlého křehkého lomu závisí:

na geometrii tělesa a trhliny, na mechanických vlastnostech (na chemickém složení, struktuře, mezi kluzu, houževnatosti), na vnějších podmínkách (především na teplotě, stavu napjatosti, rychlosti deformace a velikosti tělesa).

Za určitých okolností může nastat lom po dlouhodobém zatěžování materiálu proměnnými silami nebo po jeho dlouhodobé expozici v určitém prostředí při statickém namáhání. Mluvíme potom o časově závislých lomech, kdy konečnému porušení náhlým křehkým lomem předchází:

- a) pomalý (subkritický) růst trhliny,
- b) snižování houževnatosti. [9]

3 ÚNAVA PŘÍ MECHANICKÉM NAMÁHÁNÍ

Pokroky výpočetní techniky vytvářejí předpoklady pro řešení takových úloh, které byly dříve nemyslitelné - např. počítačové modelování, optimalizace. Zvyšuje se úroveň znalostí o materiálech a jejich využitelných vlastnostech. Začínají se uplatňovat nové názory na pevnostní výpočty v mechanice lomu.[14]

3.1 Pojem cyklického namáhání

V čase proměnný průběh napětí, mající obecně stochastický charakter se pro účely únavového posuzování nejčastěji schematizuje soubory harmonických kmitů. Každý kmit napětí je možno charakterizovat pomocí :

Horního napětí σ_h (nebo τ_h) = největší algebraická hodnota napětí kmitu.

Dolního napětí σ_n (nebo τ_n) = nejnižší algebraická hodnota napětí kmitu.

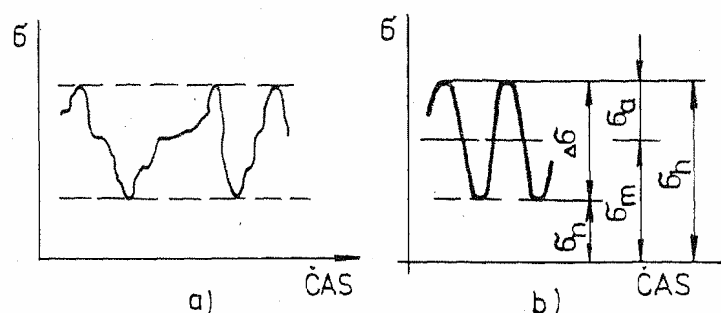
Středního napětí σ_m (nebo τ_m).

Amplitudy (výkmitu) napětí σ_a (nebo τ_a).

Rozkmitu napětí ($\Delta\sigma$).

Zcela analogicky je možno uvedené pojmy použít i pro poměrné prodloužení ε a zkos γ .

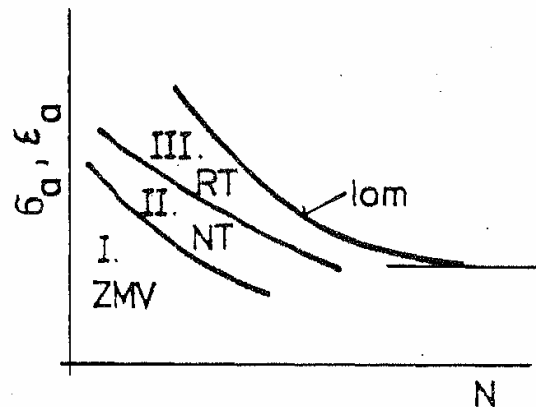
Jednotlivé typy kmitů podle nesouměrnosti jsou uvedeny na Obr.4 [12,15]



Obr.4 Časově proměnný průběh napětí a) stochastický charakter, b) pravidelný charakter [12]

3.2 Stadia únavového procesu

Proces únavového poškození je podmíněn a řízen cyklickou plastickou deformací. Toto platí jak pro únavu nízkokmitovou (s vysokými amplitudami plastické deformace) tak i vysokokmitovou (s nízkými amplitudami plastické deformace). I velmi malá, avšak mnohonásobně opakovaná plastická deformace vede ke kumulativnímu poškození, které může končit únavovým lomem. Celý tento proces je možno rozdělit na tři stadia, která na sebe vzájemně navazují (a současně se poněkud překrývají) (Obr.5). [4,12]



Obr.5 Stadia únavového procesu [15]

Stadium změn mechanických vlastností

Souvisí s pohybem, vznikem a interakcí dislokací, což se projevuje existencí cyklického zpevnění a změkčení plastická deformace je obecně dána pohybem dislokací, jejich pohyb je dále ovlivněn přítomností precipitátů, cizích: těles, hranicemi zrn atd. Proto také v průběhu cyklické deformace dochází jak ke změnám v uspořádání a hustotě dislokací, tak i ke změnám v rozložení a morfologii jiných typů překážek. U slitin, které obsahují více než jednu krystalografickou strukturní složku, může v průběhu cyklické deformace docházet ke změnám v chemickém složení složek prostřednictvím difúze i ke změnám v morfologii jednotlivých složek, např. k fázovým transformacím (v kalených uhlíkových ocelích) a k částečnému rozpuštění precipitátů (např. u nízkouhlíkové oceli). [12, 14]

Stadium nukleace mikrotrhlin

Experimentálně bylo prokázáno, že k nukleaci trhlin dochází u homogenních materiálů vždy na volném povrchu. Z toho plynou praktické výhody : vznik trhlin lze takto snadněji

pozorovat, ale i vhodnou úpravou povrchu (např. zpevněním) lze ovlivnit únavovou životnost. Nevýhodné ovšem pro praxi je to, že právě na povrchu se soustřeďuje většina poškození - např. od obrábění. [12]

V některých případech však dochází k nukleaci trhlin v určité hloubce pod povrchem materiálu. Příčinou je makroskopická strukturní nehomogenita - např. v důsledku výrazně zpevněné povrchové vrstvy (mechanickým nebo chemicko-tepelným zpracováním nebo součástí svnitřními (podpovrchovými) vadami. Další výjimkou je kontaktní únava, při níž mikrotrhliny vznikají pod povrchem v místě maximální změny smykového napětí. [12, 24]

Stadium růstu trhlin

Navazuje plynule na předchozí stadium nukleace, pokud nedochází přímo k růstu apriorní vady typu trhliny. Ne všechny vzniklé mikrotrhliny se musejí rozvinout v makrotrhliny a vést k porušení součásti. Rozhodující podmínky proto jsou podmínky na čele trhliny. [12]

Konečný lom

Konečný lom součásti má obvykle kvazikřehký charakter. Na lomové ploše lze rozlišovat jistá typická pásma (Obr.6).

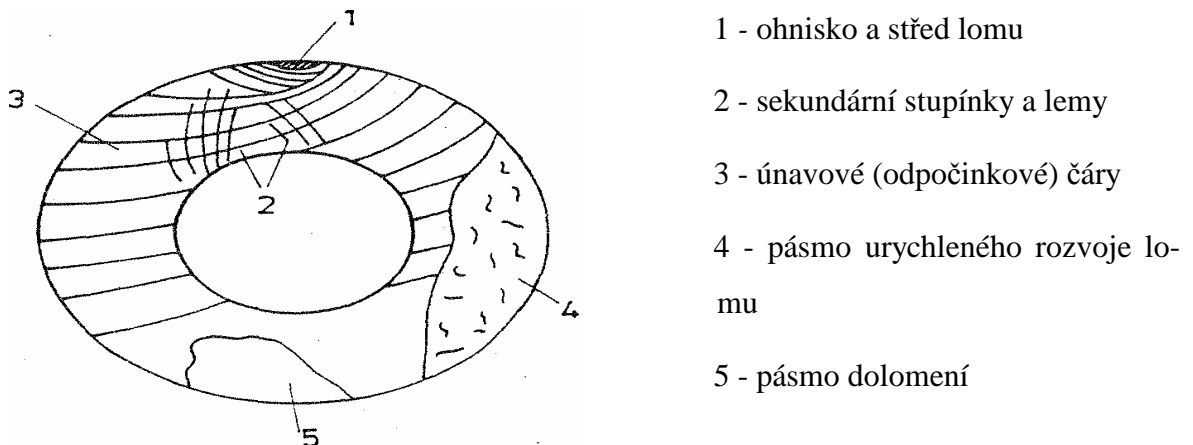
- Ohnisko porušení, tj. makroskopické místo zárodku únavového lomu vytvořené splynutím několika mikroskopických center.

- Sekundární stupínky a lemy při nukleaci únavových trhlin z různých center ležících v různých rovinách. Množství těchto stupínků nebo lemů ukazuje na počet center porušení a nepřímo na velikost přetížení.

- Část postupného rozvoje. Únavové trhliny mohou najednou měnit směr svého postupu, což vede ke vzniku sekundárních trhlin, odpočinkových čar a jiných znaků. Změna směru postupu je způsobena změnou podmínek vnějšího zatížení, přerozdělením napětí následkem postupu trhliny, vlivem sousedních blízko umístěných trhlin, vad materiálu, zbytkových napětí atd.

- Pásmo urychleného rozvoje, což je přechodná oblast mezi vlastním únavovým lomem a oblastí dolomení. Někdy bývá i v této přechodné oblasti vyšší rychlost růstu trhliny.

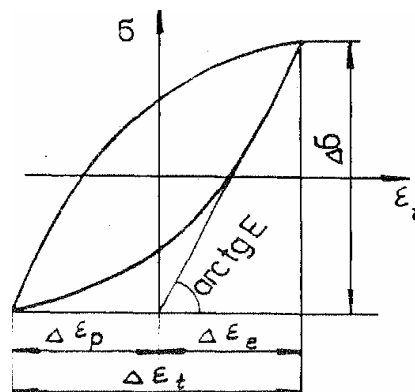
- Pásmo dolomení má většinou hrubě krystalický vzhled (pouze u velmi plastických materiálů má vláknitou strukturu [14, 24]



Obr.6 Typické znaky únavového lomu. [12]

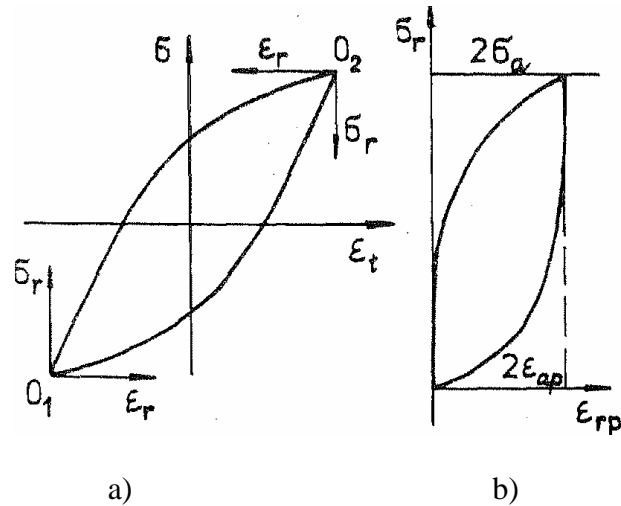
3.3 Hysterezní smyčka

Napětově deformační odezva materiálu, tj. závislost napětí na celkové (případně pouze na plastické) deformaci je při cyklickém zatěžování charakterizována v průběhu jednoho kmitu hysterezní smyčkou (Obr.7). Tvar i velikost hysterezní smyčky se mění v průběhu zatěžování, většina těchto změn však probíhá především pouze na počátku zatěžování. Po dosažení saturevaného stavu tyto změny buď vůbec ustanou nebo jsou již velmi malé (to platí v nízko i vysokokmitové oblasti). Změny hysterezní smyčky ukazují na změnu odporu materiálu proti cyklické plastické deformaci, ten může vzrůstat (potom hovoříme o cyklickém zpevnění) nebo klesat (při cyklickém změkčení).[15]



Obr. 7. Hysterezní smyčka [12]

Tvar hysterzní smyčky je možno aproximovat různými analytickými výrazy s výhodou lze k tomu použít pravoúhlé souřadnicové soustavy s počátkem O_1 pro vzestupný půlkmit a s počátkem O_2 pro sestupný půlkmit (Obr.8), [12]



Obr.8 Aproximace hysterzích smyčky a) vzestupný půlkmit b) sestupný půlkmit [12]

Pak např. u vzestupného půlkmitu platí pro relativní napětí a deformace

$$\sigma_r = \sigma_a + \sigma \quad (2)$$

$$\epsilon_{rp} = \epsilon_{ap} + \epsilon \quad (3)$$

Mocninová aproximace:

$$\sigma_r = C \cdot \epsilon_{rp}^{n_s} \quad (4)$$

n_s = exponent hysterzní smyčky

C = konstanta plynoucí z okrajových podmínek

Plocha hysterzní smyčky:

$$\Delta W = 4\sigma_a \epsilon_{ap} - 2 \int_0^{2\sigma_a} \epsilon_{rp} d\sigma_r = 4\sigma_a \epsilon_{ap} \cdot \frac{1-n_s}{1+n_s} = 4\sigma_a \epsilon_{ap} \cdot V_H \quad (5)$$

Exponent n_s závisí na velikosti amplitudy plastické deformace. [3,4,12]

3.4 Cyklická deformační křivka

U většiny materiálů dochází po určité době cyklického zatěžování ke stabilizaci tvaru a velikosti hysteresečních smyček. Proložíme-li vrcholovými body těchto stabilizovaných smyček křivku, dostaneme cyklickou deformační křivku (cyklickou křivku napětí -deformace) (Obr.9). Pro cyklické zatěžování je její důležitost srovnatelná s důležitostí tahového diagramu pro monotónní zatěžování. Cyklická deformační křivka tedy vyjadřuje závislost amplitudy napětí na amplitudě deformace (buď celkové, nebo plastické) po saturaci mechanických vlastností. Lze ji aproximovat mocninovou závislostí ve tvaru: [15]

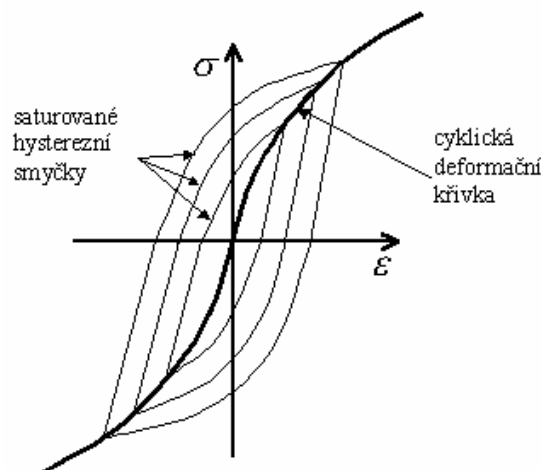
$$\sigma_a = K' \cdot \varepsilon_{ap}^{n'} \quad (6)$$

kde $K' = \frac{\sigma_f'}{(\varepsilon_f')^{n'}}$ - součinitel cyklického zpevnění,

n' - exponent cyklického zpevnění

σ_f' - součinitel únavové pevnosti

ε_f' - součinitel únavové tažnosti



Obr.9 Cyklická deformační křivka [15]

Pro vztah mezi amplitudou napětí a deformace potom dostáváme tzv. Rambergův-Osgoodův rovnici [3,4]

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon_{ael} + \varepsilon_{apl} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (7)$$

respektive pro jejich rozkmity

$$\Delta\varepsilon_{at} = \Delta\varepsilon_{ael} + \Delta\varepsilon_{apl} = \frac{\Delta\sigma}{E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2^{1-n'} \cdot K'} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (8)$$

3.5 Únavové křivky a jejich parametry

Základní únavové vlastnosti zkušebního vzorku, reálné součásti, případně celé konstrukce se získávají jednostupňovou únavovou zkouškou. Statisticky vyhodnocené výsledky těchto experimentů se označují jako základní únavové křivky, či křivky životnosti. Podle charakteru zkoušeného objektu (vzorek, sestava, Členitá konstrukce) a podle volby zatěžujícího režimu (měkké či tvrdé zatěžování) lze použít různých forem zpracování:

a) Křivky v souřadnicích zatížení - počet kmitů do poruchy. Užívají se zejména při zkouškách členitých objektů s řízenou zatěžující silou, kdy určování napětí ve vztažném místě na reálné součásti by bylo nejednoznačné či nereprezentativní. Takové křivky však nemají obecnou platnost a lze je porovnávat jen s výsledky zkoušek prováděných za zcela shodných podmínek,

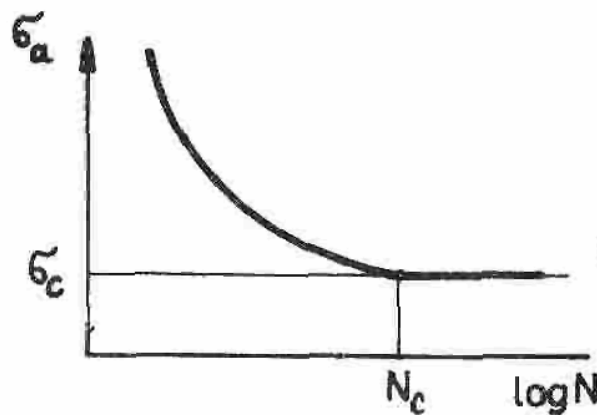
b) Křivky v souřadnicích napětí - počet kmitů do poruchy, označené za únavové křivky napětí či křivky Wöhlerovy. Nejčastěji jsou konstruovány pro amplitudu nominálního napětí σ_{nom} při středním napětí kmitu σ_m . U členitých částí je pak napětí vztaženo například ku přesně definovanému referenčnímu místu výpočtem nebo je zjištěno experimentální analýzou napětí.

c) Křivky získané při tvrdém zatěžování v souřadnicích amplituda či rozkmit poměrné deformace - počet kmitů, případně půlkmitů do poruchy. Tyto závislosti, získávané obvykle při střední poměrné deformaci kmitu $\varepsilon_m = 0$, se nazývají únavové křivky deformace.

K relativnímu srovnávání životnosti reálných konstrukcí při časově složitějším průběhu zatížení, např. při vícestupňových nebo programových zkouškách, se zjišťují tzv. druhotné únavové křivky. Nemají však takové rozšíření jako základní únavové křivky, neboť platí jen pro přesně definované zatěžování. [3, 4 ,13, 20]

3.5.1 Základní únavová křivka napětí (Wöhlerova křivka)

Tato křivka je prvotní informací o únavových vlastnostech daného materiálu, včetně meze únavy σ_c . Tvar křivky je ovlivněn použitým měřítkem souřadných os.



Obr.10 Wöhlerova křivka pro ocel [12]

K analytickému popisu Wöhlerovy křivky uvádí literatura celou řadu modelů. Nejjednodušší a často plně dostačující je lineární popis šikmé větve křivky v log-log souřadnicích, použitelný v rozmezí amplitud napětí od meze kluzu do meze únavy.

$$\log N + w \cdot \log \sigma_a = konst. \quad (9)$$

neboli

$$\sigma_a^w \cdot N = C \quad (10)$$

Neznámé parametry, konstantu C a exponent W určíme statistickým vyhodnocením experimentálních výsledků.

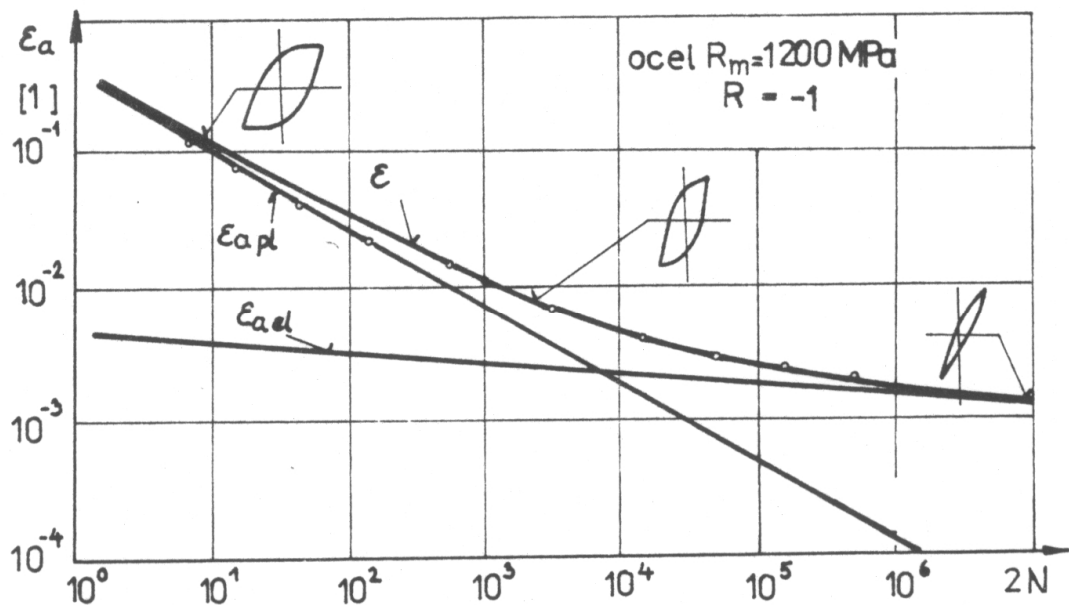
Z praktického hlediska jednotného popisu únavových zkoušek při měkkém a tvrdém zatěžování (pouze pro případ symetricky střídavého zatížení hladkých tyčí v tahu - tlaku), užívá se též mocninové aproximace šikmé větve Wöhlerovy křivky od meze únavy k mezi kluzu v závislosti na počtu půlkmitů $2N$ do poruchy.

$$\sigma_a = \sigma_f \cdot (2 \cdot N)^b \quad (11)$$

kde σ_f - součinitel únavové pevnosti

b - exponent únavové pevnosti [12,13,15]

3.5.2 Základní únavová křivka deformace.



Obr.11 Základní únavová křivka deformace. [20]

Elastická složka deformace:

$$\epsilon_{ael} = \frac{\sigma_f}{E} \cdot (2 \cdot N)^b \quad (12)$$

Plastická složka deformace:

$$\epsilon_{apl} = \epsilon_f \cdot (2 \cdot N)^c \quad (13)$$

Amplituda poměrného prodloužení:

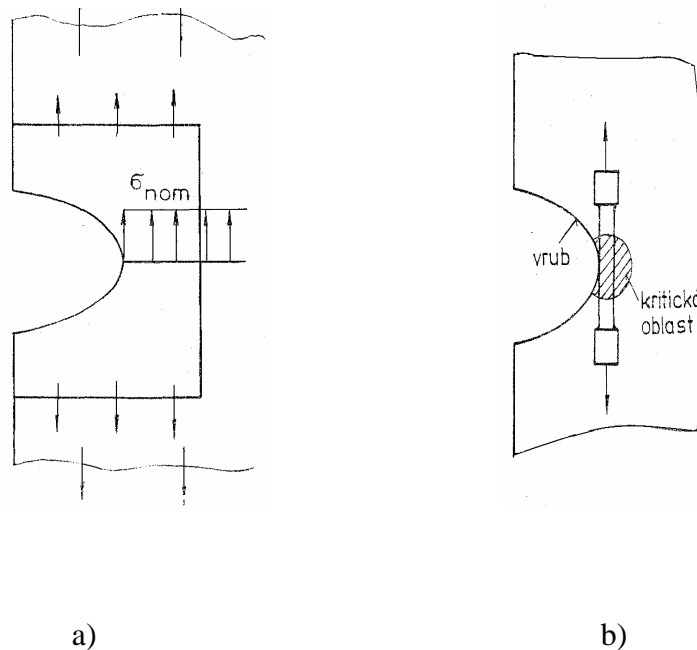
$$\epsilon_a = \frac{\sigma_f}{E} \cdot (2 \cdot N)^b + \epsilon_f \cdot (2 \cdot N)^c \quad (14)$$

Tranzitní bod s počtem půlkmitů:

$$2N_t = \left(\frac{\sigma_f}{E \cdot \varepsilon_f} \right)^{\frac{1}{c-b}} \quad (15)$$

3.6 Vliv koncentrace napětí na únavu

Při posuzování vlivu vrubů na únavovou pevnost a životnost se užívají v podstatě dvě koncepce (Obr.12):



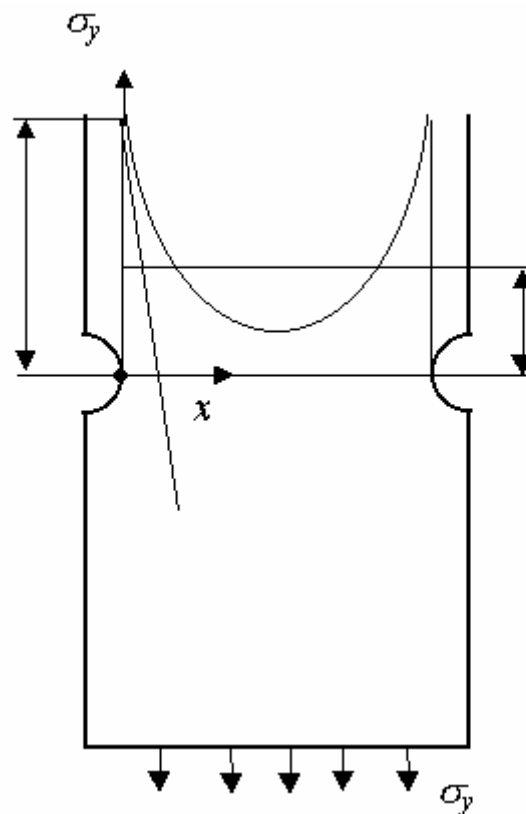
Obr.12 Koncepce vlivu vrubů na únavovou pevnost. a) Koncepce nominálních napětí b) Koncepce lokálních napětí a deformací [20]

a) Na únavovou životnost součásti s vrubem se usuzuje na základě výsledků experimentů se zkušebními tyčemi se stejnými (nebo velmi podobnými) vruby. Tento postup je běžný v oblasti vysokokmitové únavy. Účinek vrubu na životnost je charakterizován součinitelem vrubu a příslušným nominálním napětím (na mezi únavy nebo na mezi časované únavy). V dalším textu je tato koncepce nazývána koncepcí nominálních napětí.

b) Doba života součásti s vrubem je stejná jako hladké zkušební tyče za podmínky rovnosti lokálních napětí nebo deformací v kořeni vrubu a na povrchu hladké tyče. Využívání této koncepce je typické v oblasti nízkokmitové únavy (to však neznamená, že není využitelná i v oblasti vysokokmitové únavy). Je zda tedy nutné vyšetřování (na rozdíl od předchozí koncepce) napěťově deformačních poměrů v kořeni vrubu proto je v dalším textu tato koncepce nazývána koncepcí lokálních napětí a deformací. [12,20]

3.7 Koncepce nominálních napětí

Únavové trhliny se v naprosto převažujícím počtu případů iniciují na povrchu součástí, kde také napětí a deformace dosahují svých maximálních hodnot. Lokální zvýšení napětí a deformací je v elastické oblasti definováno součinitelem tvaru vrubu α .



Obr.13 Znárodnění rozložení napětí u součásti s vrubem. [15]

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} \quad (16)$$

σ_{\max} = největší napětí v místě koncentrace.

σ_{nom} = nominální napětí (tj. napětí vypočtené pomocí základních vzorců nauky pružnosti a pevnosti bez uvažování koncentrace napětí a reziduálních pnutí).

V případě víceosé napjatosti vystihuje podmínky lépe redukovaný součinitel tvaru α_{red} .

$$\alpha_{\text{red}} = \frac{(\sigma_{\max})_{\text{red}}}{\sigma_{\text{nom}}} = \nu \cdot \alpha_1 \quad (17)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3} = \sigma_1 \cdot \nu \quad (18)$$

ν = součinitel napjatosti [15,20]

3.7.1 Gradient napětí

Vedle velikosti špičky napětí je důležitý též pokles napětí z místa maxima, tedy gradient napětí. Obecně je dán tangentou ke špičce napětí v uvažovaném bodě. Jeho největší hodnota je na povrchu vrubu.

$$G = \text{tg } \nu = \left[\frac{(d\sigma)}{dx} \right]_{x=0} \quad (19)$$

Pro praktické využití je účelnější poměrný gradient napětí.

$$\bar{G} = \frac{G}{\sigma_{\max}} = \frac{\left[\frac{(d\sigma)}{dx} \right]_{x=0}}{\sigma_{\max}} \quad (20)$$

3.7.2 Součinitel vrubu

Obecně je součinitel vrubu β definován, jako poměr mezního výkmitu $\sigma_a, (\tau_a)$ zkušebního tělesa (zpravidla hladké tyče) bez koncentrace napětí k meznímu výkmitu $\sigma_A^x, (\tau_A^x)$ zkušebního tělesa s koncentrací napětí při stejných podmínkách zkoušení (tj. při stejné asymetrii

kmitu nebo stejném středním napětí a při stejném počtu kmitů. Pro případ trvalé pevnosti je tedy: [20]

$$\beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_A^x} \quad (21)$$

Metody výpočtu součinitele vrubu β

Součinitel vrubu podle Thuma

Vysvětlení rozdílu mezi součinitelem vrubu a součinitelem tvaru se hledalo nejprve na základě představy o tzv. vrubové citlivosti q (Thum 1934).

$$q = \frac{(\beta - 1)}{(\alpha - 1)} \quad (22)$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) \quad (23)$$

Součinitel vrubu podle Petersona

Únavová trhлина se může iniciovat až tehdy, kdy napětí v určité hloubce pod povrchem je rovno mezi únavy.

$$\sigma_c = \beta \cdot \sigma_{nom} = \alpha \cdot \sigma_{nom} - a \cdot \bar{G} \cdot \alpha \cdot \sigma_{nom} \quad (24)$$

$$\beta = \alpha \cdot (1 - a\bar{G}) \quad (25)$$

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{a}{\rho}} \quad (26)$$

kde $a = 0,06 - 0,25$ - materiálová konstanta pro ocel a ρ poloměr vrubu.

Součinitel vrubu podle Neubergera

Průběh napětí v příčném řezu je vyjádřen stupňovitou křivkou udávající integrální hodnoty napětí na jednotlivých strukturních částicích velikosti ρ , ρ_r . Aby došlo k rozvoji

únavového procesu musí být dosaženo meze únavy v určité hloubce ρ_x materiálu pod povrchem. Tato hloubka je materiálovou konstantou.

$$\beta = \alpha \cdot \left(1 - \rho^x \frac{G}{2}\right) \quad (27)$$

Neuber navrhl pro součinitel vrubu tvar:

$$\frac{\beta}{\alpha} = \left(1 - \rho^x \cdot \frac{G}{2}\right)^2 = \sqrt{\frac{\rho}{\rho_F}} \quad (28)$$

$$\rho_F = \frac{\rho}{\left(1 - \rho^x \cdot \frac{\bar{G}}{2}\right)^2} = \frac{\rho}{(1 - \rho^x \cdot \bar{G})} = \rho \cdot (1 + \rho^x \cdot \bar{G}) = \rho + \rho^x \cdot s \quad (29)$$

Kde $s = \rho \cdot \bar{G}$ závisí na způsobu namáhání, tvaru vrubu a použité hypotéze pevnosti, podle těchto podmínek se pohybuje v mezích od 2 do cca 2,5 (pro tah a ohyb)

Součinitele vrubu podle Siebela a Stilera pro ocel

$$\beta = \alpha \cdot \left(1 + \sqrt{G} \cdot 10^{-\left(\frac{R_k}{810} + 0,35\right)}\right) \quad (30)$$

Součinitele vrubu podle Heywooda

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{\alpha - 1}{\alpha} \cdot \sqrt{\frac{a'}{\rho}}} \quad (31)$$

kde a' - konstanta závislá na vlastnostech materiálu a gradientu napětí ve vrubu

Součinitele vrubu podle Němce

$$\beta = \left[1 + \left(\alpha \cdot \frac{v}{v_\beta} - 1\right) \cdot \eta\right] \cdot \psi \quad (32)$$

kde $\nu = \frac{\alpha_{red}}{\alpha}$, η a ψ jsou konstanty závislé na materiálu a ν_β je konstanta závislá na α a geometrickém rozměru.[3, 15, 20, 24]

3.8 Koncepte lokálních napětí a deformací

Lokální napětí a deformace v kritických místech (v kořenech vrubů) je možno určit :

- experimentálně (např. měření s pomocí odporových tenzometrů)
- analyticky s využitím teorie plasticity (teorie malých pružnoplastických deformací nebo teorie plastického tečení)
- metodou konečných prvků plastické oblasti
- inženýrskými (přibližnými) metodami.

Lokální zvýšení napětí a deformací v kořeni vrubu budeme vyjadřovat pomocí součinitele koncentrace napětí α_σ součinitele koncentrace deformace α_ϵ .

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} = \frac{\sigma}{\sigma_{nom}} \quad (33)$$

$$\alpha_\epsilon = \frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_{nom}} = \frac{\epsilon}{\epsilon_{nom}} \quad (34)$$

Při víceosém stavu napjatosti (deformace) se analogicky zavádí $\alpha_{\sigma,red}$, $\alpha_{\epsilon,red}$ pro redukovaná napětí a deformace.

Pro obecné naznačení napěťově-deformačních poměrů v kořeni vrubu uvažujme situaci znázorněnou na Obr.14 Zatížení vyvolá kmitý nominálního napětí pulzujícího v tahu s rozkmitem $\Delta\sigma_{nom}$. Pro zjednodušení dalších zápisů je výhodné zavést si napětí v kořeni vrubu, vypočtené za předpokladu platnosti Hookova zákona v celém rozsahu zatěžování (tedy i v pružno-plastická oblasti).

$$\sigma_{hH} = \alpha_H \cdot \sigma_{h,nom} \quad (35)$$

$$\Delta\sigma_H = \alpha_H \cdot \Delta\sigma_{nom} \quad (36)$$

I při zatěžování v pružno-plastické oblasti budeme vždy předpokládat stav, kdy pro nominální napětí a deformaci platí Hookův zákon (nepřipustíme tedy, aby toto napětí překročilo mez kluzu). [12,15,20]

$$\sigma_{hnom} = E \cdot \varepsilon_{h, nom} \quad (37)$$

$$\Delta\sigma_{nom} = E \cdot \Delta\varepsilon_{nom} \quad (38)$$

Analogicky k (33) pak jsou pro horní napětí a deformaci a pro amplitudu (resp, rozkmit) napětí a deformace definováni součinitelé:

$$\alpha_{\sigma h} = \frac{\sigma_h}{\sigma_{h, nom}} \quad (39)$$

$$\alpha_{\varepsilon h} = \frac{\varepsilon_h}{\varepsilon_{h, nom}} \quad (40)$$

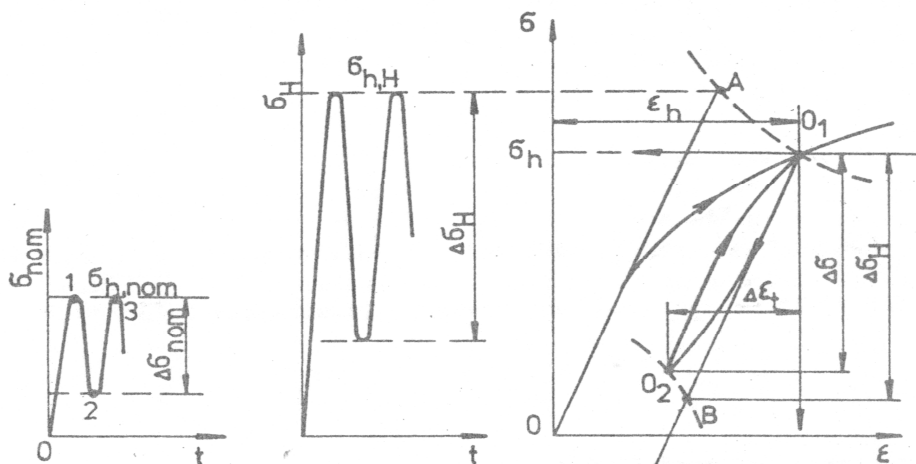
$$\alpha_{\sigma a} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{a, nom}} = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_{h, nom}} \quad (41)$$

$$\alpha_{\varepsilon, a} = \frac{\varepsilon_{at}}{\varepsilon_{nom}} = \frac{\Delta\varepsilon_t}{\Delta\varepsilon_{nom}} \quad (42)$$

Pod amplitudou a rozkmitem fiktivního napětí rozumíme:

$$\sigma_{aF} = E \cdot \varepsilon_{at} \quad (43)$$

$$\Delta\sigma_F = E \cdot \Delta\varepsilon_t \quad (44)$$



Obr.14 Napěťově deformační poměry v kořeni vrubu. [12]

3.9 Metody výpočtu počtu cyklů do lomu

Metody použité k odhadu životnosti v počtu cyklů do lomu vychází z řady zjednodušujících předpokladů o chování součástí s koncentrátory napětí. Ve výpočtu jsou uvažovány metody, které předpokládají působení vlivu vrubu po celý průběh únavového procesu (tzv. jednoetapový přístup). [11]

3.9.1 Neuberova koncepce:

Vyjadřuje závislost mezi koncentrátory napětí pomocí následujících jednoduchých vztahů

$$\alpha_{\sigma} \cdot \alpha_{\varepsilon} = \alpha^2 \quad (45)$$

neboli

$$\sigma^* \cdot \varepsilon^* = \alpha^2 \cdot \sigma_{nom} \cdot \varepsilon_{nom} \quad (46)$$

kde σ^* a ε^* jsou napětí a deformace v kořeni vrubu. Rovnici lze s dobrou aproximací zevšeobecnit na libovolnou dvojosou nebo trojosou napjatost a i pro cyklické zatěžování.

Pro „nultý půlkmít“ a pro všechny další následné půlkmity platí rovnice

$$\alpha_{\sigma_h} \cdot \alpha_{\varepsilon_h} = \alpha^2 \quad (47)$$

$$\alpha_{\sigma_{\Delta}} \cdot \alpha_{\varepsilon_{\Delta}} = \alpha^2 \quad (48)$$

a rovněž

$$\sigma_h \cdot \varepsilon_h = \frac{\sigma_{hH}^2}{E} \quad (49)$$

$$\Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon_t = \frac{\Delta\sigma_H^2}{E} \quad (50)$$

což jsou rovnice hyperbol v souřadnicové soustavě $\sigma_h - \varepsilon_h$ respektive $\Delta\sigma - \Delta\varepsilon_t$.

Obecně vždy pro každý následný půlkmít probíhající po větvi hysterezní smyčky platí rovnice

$$\Delta\sigma \cdot \left\{ \frac{\Delta\sigma}{E} + \left[\frac{\Delta\sigma}{(2^{1-n'} \cdot K')} \right]^{\frac{1}{n'}} \right\} - \frac{\Delta\sigma_H^2}{E} = 0 \quad (51)$$

a rozkmit napětí $\Delta\sigma$ obdržíme iterací.

Při hodnocení Neuberovy koncepce můžeme konstatovat, že její použití je jednoduché a že poskytuje konzervativní výsledky v porovnání s experimenty.[20]

3.9.2 Koncepce ekvivalentní energie:

Autoři této koncepce (Molski a Glinka) vyšli z porovnání objemové hustoty deformační energie (tj. deformační energie vztažené na jednotku objemu tělesa) od lokálního napětí v kořeni vrubu W_L a od nominálního napětí (působícího mimo oblast vrubu) W_N . Předpokládáme-li v kořeni vrubu lineárně elastický stav napjatosti $\sigma(\varepsilon)=E \varepsilon$ platí mezi objemovými hustotami energie vztah

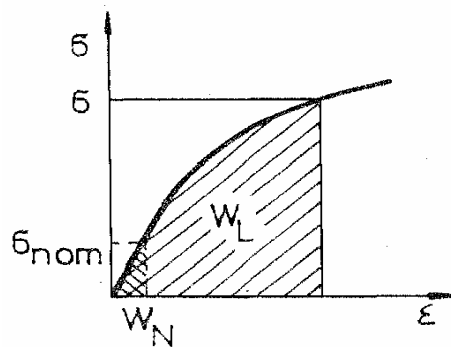
$$\alpha_H = \frac{\sigma}{\sigma_{nom}} = \sqrt{\frac{W_L}{W_N}} \quad (52)$$

$$W_L = \alpha_H^2 \cdot W_N = \frac{\alpha_H^2 \cdot \sigma_{nom}^2}{2E} = \frac{\sigma_H^2}{2E} \quad (53)$$

Při provozním zatěžování dochází většinou v kořeni vrubu ke vzniku plastické deformace. Je však možno předpokládat, že při vzniku této plastické deformace v lokálním objemu materiálu (obklopeném materiálem v pružném stavu) nedojde k významnější změně v rozdělení deformační energie a platí stejný vztah, jako u jednosměrného zatížení. Můžeme potom uvažovat objemové hustoty deformační energie (při nominálním napětí v elastické oblasti)

$$W_L = \int_0^{\varepsilon_h} \sigma_h(\varepsilon_h) d\varepsilon_h = \frac{\sigma_{hH}^2}{2E} \quad (54)$$

$$W_N = \frac{\sigma_{h,nom}^2}{2E} \quad (55)$$



Obr.15 Objemová hustota deformační energie.[12]

Rozkmit celkové deformace pak určíme ze vztahu:

$$\Delta \varepsilon_t = \left(\frac{2R_{pe}}{E} \right) \left\{ \frac{(1+\nu) \left[\frac{\Delta \sigma_h}{2R_{pe}} \right]^2}{\frac{2+(1-\nu)}{2}} \right\}^{\frac{1}{(1+\nu)}} \quad (56)$$

[12, 20]

3.9.3 Metoda ekvivalence lokálních napětí - Crews-Hardrath-ova metoda

Tato metoda předpokládá ekvivalenci stabilizovaných lokálních napětí v kořeni vrubu reálné součásti a na povrchu hladkého zkušební vzorku při stejných dobách života.

Počet cyklů do porušení se určuje z křivky životnosti $\sigma_a - N$

$$N = 0,5 \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_f} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (57)$$

kde amplituda rozkmitu napětí

$$\sigma_a = \sigma_f \cdot (2 \cdot N)^b \quad (58)$$

a kde b je exponent křivky životnosti [3,15]

3.9.4 Metoda ekvivalence lokálních deformací

Předpokládá se ekvivalence lokální deformace v kořenu vrubu součásti a na povrchu hladkého vzorku.

3.9.4.1 Ekvivalence deformace bez uvážení středního napětí

Počet cyklů do lomu vypočteme

$$N = 0,5 \cdot \left[\frac{\sigma_f}{E \cdot \varepsilon_f} \cdot \frac{\varepsilon_{ap}}{\varepsilon_{ae}} \right]^{c-b} \quad (59)$$

kde E - modul pružnosti

ε_f - součinitel únavové tažnosti

c - exponent únavové životnosti

3.9.4.2 Ekvivalence deformace s uvážením středního napětí

Počet cyklů do lomu vypočteme z rovnice

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon_f \cdot (2 \cdot N)^c + (\sigma_f - \sigma_m) \cdot (2 \cdot N)^b \quad (60)$$

$$\varepsilon_{at} = 0,5 \cdot \Delta\varepsilon_t \quad (61)$$

kde $\Delta\varepsilon_t$ - rozkmit celkové deformace[3]

3.9.5 Metody kombinace napětí a deformace.

Do těchto metod patří metoda TOPPERova, která neuvažuje vliv středního napětí a metoda SMITHova, která zahrnuje vliv středního napětí. Obě metody vychází z Neuberovy koncepce.

3.9.5.1 TOPPERova metoda ekvivalence deformace.

V této metodě je součinitel tvaru vrubu α nahrazený součinitelem vrubu β .

Počet cyklů do lomu vypočteme z rovnice

$$4 \cdot \sigma_f^2 \cdot (2 \cdot N)^{2b} + 4 \cdot \sigma_f \cdot E \cdot \varepsilon_f \cdot (2 \cdot N)^{b+c} = (\beta \cdot \Delta\sigma_{nom})^2 \quad (62)$$

kde β - součinitel vrubu

$\Delta\sigma_{nom}$ - rozkmit nominálního napětí [2, 3]

3.9.5.2 SMITHova metoda ekvivalence deformace.

Tato metoda uvažuje, že pravá strana následující rovnice (vztahující se k asymetrickému kmitu) je dána lokálními poměry v kořeni vrubu, hodnota levé strany rovnice rovnice (vztahující se k symetrickému kmitu) je dána poměry na hladkém vzorku.

$$(\sigma_a \cdot \varepsilon_{at})_{sym} = (\sigma_h \cdot \varepsilon_{at})_{asym} \quad (63)$$

Počet cyklů do lomu vypočteme z rovnice

$$\sigma_f^2 \cdot \left(\frac{(2 \cdot N)^{2b}}{E} \right) + \sigma_f \cdot \varepsilon_f \cdot (2 \cdot N)^{b+c} = (\sigma_h \cdot \varepsilon_{at})_{asym} \quad (64)$$

kde σ_h - horní napětí-Neuber [3,22,15]

4 ZÁKLADY MKP

Výpočty a analýzy pomocí metody konečných prvků (dále jen MKP) jsou ukázkou aplikace možností dnešních počítačů na technickou oblast. [4]

4.1 Deformační varianta MKP

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda, jejímž matematickým základem je diskretizace spojitého kontinua. Ta spočívá v rozdělení zkoumané spojité oblasti na konečný počet podoblastí, stručně nazývané konečnými prvky. Konečný prvek je prvek konečných rozměrů (na rozdíl od prvku nekonečně malého užívaného v diferenciálním a integrálním počtu). Jednotlivé konečné prvky jsou spolu spojeny v uzlových bodech.

V současné době je MKP nejpoužívanější metoda pro řešení úloh mechaniky kontinua. Její nejrozšířenější variantou je deformační metoda používající tzv. Lagrangeovských konečných prvků. Tato varianta vychází z Lagrangeova variačního principu minima celkové potenciální energie soustavy (těleso + jeho zatížení), resp. jeho vnějších a vnitřních sil. Pro spojitě třídídimenzionální těleso rozdělené do m elementů je princip formulovaný rovnicí:

Matematicky je princip formulován rovnicí:

$$\Pi = \Pi_i + \Pi_z = \min \quad (65)$$

Π = celková potenciální energie systému

Π_i = deformační energie vnitřních sil tělesa

Π_z = práce vnějších sil

Tento princip znamená, že ze všech kinematicky přípustných stavů nastává takový stav, pro který nabývá potenciální energie systému minimální hodnotu.

Celkovou potenciální energii elementu pro spojitě třídídimenzionální těleso rozdělené do m elementů lze vyjádřit vztahem

$$\Pi = \sum_{e=1}^m \Pi^e - \{d\}^T \{f\} \quad (66)$$

kde

$$\Pi^e = \Lambda^e - W_0^e - W_p^e \quad (67)$$

V maticovém tvaru lze energetický funkcionál zapsat ve tvaru

$$\begin{aligned} \Pi^e = & \frac{1}{2} [d]^e \left(\int_V [B]^T [D] [B] dV \right)^e \{d\}^e - \\ & - [d]^e \left(\int_V [B]^T [D] \{\varepsilon_T\} dV + \int_V [N]^T \begin{Bmatrix} X^* \\ Y^* \\ Z^* \end{Bmatrix} dV + \int_\Gamma [N]^T \begin{Bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{Bmatrix} d\Gamma \right)^e \end{aligned} \quad (68)$$

V rovnici první a druhý integrál představují potenciální energii přetvoření, třetí integrál představuje práci vykonanou objemovými silami a poslední integrál práci vykonanou rovnoměrným zatížením na povrchu oblasti Γ . Pro rovnováhu systému nabývá potenciální energie systému minim, tzn. že první variace energetického potenciálu

$$\partial \Pi(u, v, w) = \sum_{e=1}^m \partial \Pi^e(u, v, w) = 0 \quad (69)$$

kde

$$\partial \Pi(u, v, w) = \sum_{e=1}^m \left(\frac{\partial \Pi^e}{\partial u_i} \delta u_i + \frac{\partial \Pi^e}{\partial v_i} \delta v_i + \frac{\partial \Pi^e}{\partial w_i} \delta w_i \right) = 0 \quad (70)$$

Matematickými úpravami předcházejících rovnic se dostane tvar tzv. matice tuhosti elementu ve tvaru

$$[k]^e = \int_V [B]^T [D] [B] dV \quad (71)$$

Kde $[B]$ = transformační matice

$[D]$ = matice fyzikálních konstant

Rovnice statické analýzy pro element

$$[k]^e \{d\}^e = \{f\}^e \quad (72)$$

kde vektor zobecněných posuvů

$${}^T [d]^e = [u_1 \ v_1 \ w_1 \ \dots \dots \dots u_r \ v_r \ w_r] \quad (73)$$

a vektor zatížení v uzlech je

$${}^T \{f\}^e = [\{f\}^1 \ \{f\}^2 \ \dots \dots \dots \{f\}^r] \quad (74)$$

kde r je počet uzlů na elementu.

Rovnice celého systému pro diskretizování tělesa s m uzly musí zahrnovat rovnice všech uzlů a má tvar

$$[K]\{d\} = \{f\} \quad (75)$$

Kde $[K]$ = matice tuhosti pro celý systém

$\{d\}$ = vektor uzlových posunutí pro celý systém

$\{f\}$ = vektor výsledných sil v uzlech

Výsledná rovnice pro výpočet tenzoru napětí v závislosti na posuvech a počátečních přetvořeních bez uvažování počátečních teplotních napětí se může zapsat jako

$$\{\sigma\} = [D][B]\{d\} \quad (76)$$

V případě, že existují počáteční napětí je nutné superponovat. [4, 10, 12, 14, 22, 23]

STANOVENÍ CÍLŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Hlavním cílem diplomové práce je stanovení odhadu únavové životnosti válce hydraulického motoru dle zadání firmy Hydraulics.s.r.o. a jeho následné konstrukční upravení pro neomezenou únavovou životnost.

Schématická struktura při vypracování diplomové práce:

- Teoretické seznámení s problematikou přímočarých hydromotorů.
- Popis struktury kovů a problematiky lomů kovových materiálů.
- Teoretické seznámení se základy únavy materiálu při mechanickém namáhání.
- Popis metody konečných prvků.
- Analýza válce s ostrým vrubem MKP.
- Stanovení odhadu únavové životnosti válce s ostrým vrubem válce.
- Návrh nového řešení tělesa válce.
- Analýza upraveného válce MKP.
- Stanovení odhadu únavové životnosti upraveného válce.
- Vyhodnocení výsledků.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET A STANOVENÍ ODHADU ŽIVOTNOSTI VÁLCE S OSTRÝM VRUBEM

V této části jsem se zabýval modelováním hydraulického válce v programu *SamcefField*, krátce je zde uveden popis programu *SamcefField*, dále pak stanovení vhodných okrajových podmínek, zátěžných stavů a vyhodnocení výsledků analýzy MKP.

5.1 Popis programu *SamcefField*

Výpočtový software *SamcefField* je plně integrované CAE prostředí pro lineární a nelineární strukturální a termomechanické analýzy, založené na metodě konečných prvků. Program je rozdělen do tří částí.

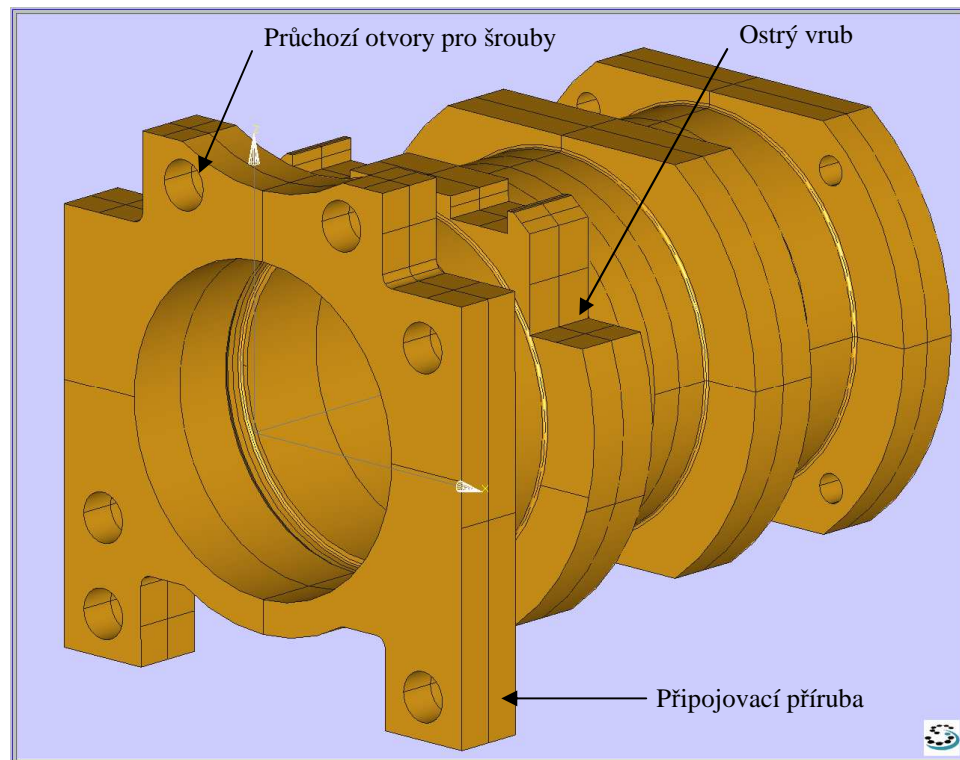
preprocessing - generování vstupních dat, grafické zobrazení členění, vstupní data, okrajové podmínky, zatížení, opravy a úpravy dat atd.

processing - výpočet matic prvků, sestavení matic celého systému, sestavení maticových rovnic a jejich řešení atd.

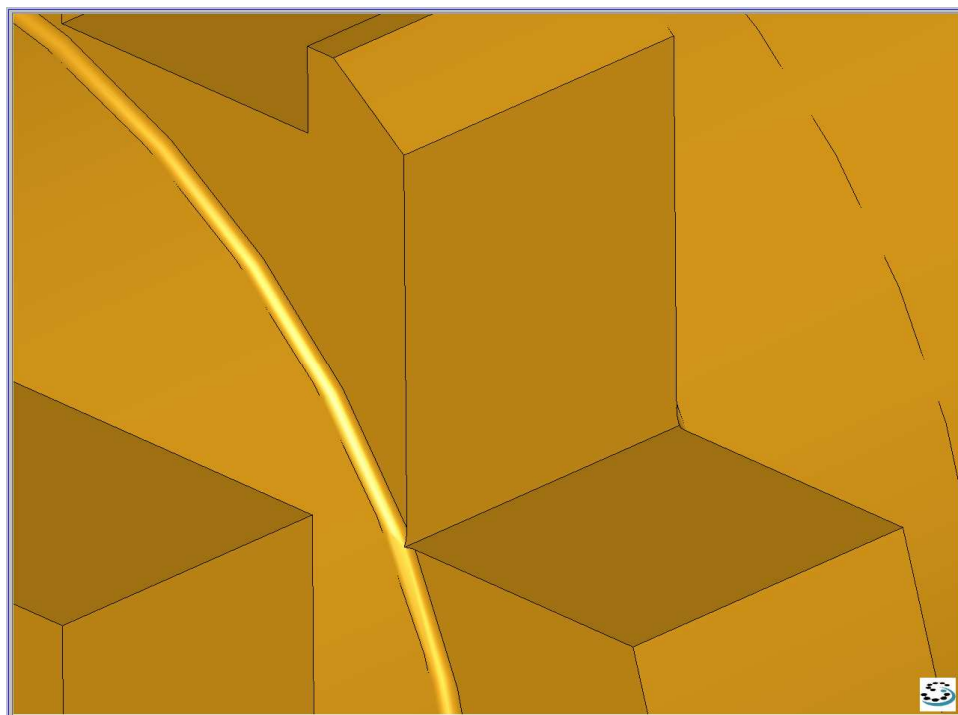
postprocessing - výpočty závislých parametrů, výstupní soubory, grafické znázornění výsledků, výstupy výsledků na periferie atd. [21]

5.2 Popis tělesa válce s ostrým vrubem a vytvoření sítě konečných prvků.

Těleso válce je rotační součást, která je vyrobena z tlustostěnné trubky. Při výrobě byly použity technologické postupy řezání soustružení, frézování, vrtání. Při frézování odlehčení pro umožnění montáže k strojnímu zařízení, došlo k vytvoření ostrých technologických vrubů. Vruby jsou symetricky zhotoveny v přední části tělesa za připojovací přírubou. 3D model tělesa válce byl dodán zadavatelem firmou Hydraulics s.r.o. Na Obr. 16. je znázorněna geometrie tělesa válce a na Obr.17 je znázorněn detail kritického místa tělesa - vrubu. Po nahrání souboru do programu *SamcefField*, následovalo rozložení tělesa na síť konečných prvků a upravení sítě v kritických oblastech, zejména pak v místě tvarové diskontinuity (vrubu). Správné rozložení a zjemnění sítě v kritickém místě vrubu je rozhodující pro přesnost a korektnost výsledků. Síť konečných prvků je znázorněna na Obr.18.



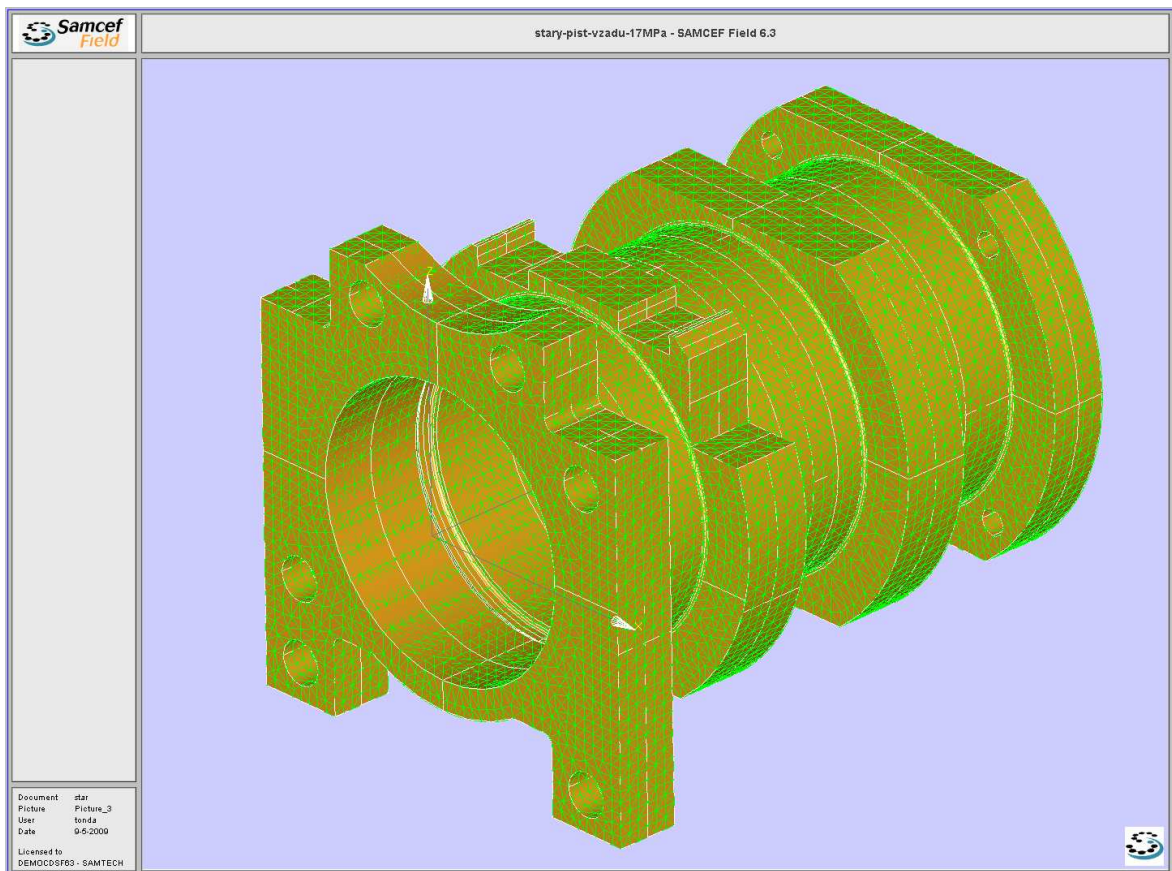
Obr.16 Válec s ostrým vrubem - geometrie tělesa



Obr.17 Válec s ostrým vrubem - detail tvarové diskontinuity.

Na Obr. 15. je znázorněno kritické místo celého tělesa, jedná se o ostrý vrub. Při navrhování tvaru tělesa válce byla opomenuta možná vysoká koncentrace napětí v tomto místě,

což mělo za následek omezenou životnost motoru. Toto řešení bylo zvoleno pro snadný technologický postup výroby.

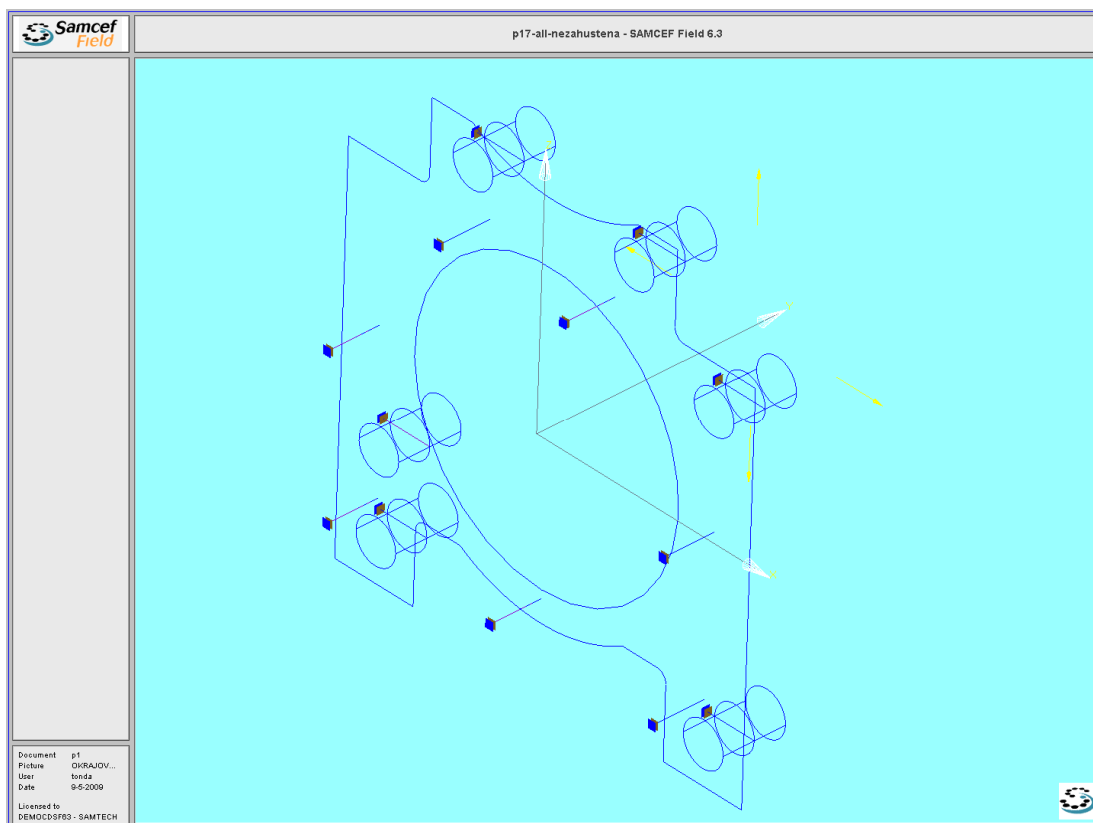


Obr.18 Válec s ostrým vrubem - rozložení sítě konečných prvků.

5.3 Zadání materiálových charakteristik a okrajových podmínek.

Při zadávání materiálových charakteristik jsem se řídil firemním katalogem firmy *Hydraulics s.r.o.* a zadal jsem hodnoty pro ocel, podle normy CSN 11.523.1.

Dalším krokem bylo zadání okrajových podmínek. Je to vlastně správné uložení tělesa v prostoru, odebráním určitého počtu stupňů volnosti. Na správné volbě okrajových podmínek velmi záleží správnost výsledků. Uvažuji uchycení tělesa v přední části válce a zabránění posuvu v osách x , y , z . Okrajové podmínky jsou znázorněny na Obr.19.



Obr.19 Válec s ostrým vrubem – okrajové podmínky

5.4 Zadání zátěžného stavu

Firemní katalog firmy Hydraulics.s.r.o. doporučuje pro tento typ hydromotoru použití provozního tlaku 17 MPa. Uvažoval jsem tedy zatížení hydraulického válce vnitřním přetlakem, pro hodnotu tlaku $p_1 = 17 \text{ MPa}$. Při běžném provozu však dochází velmi často k velkému přetěžování. Bral jsem tedy v úvahu i tuto variantu a zatížil jsem těleso vnitřním přetlakem pro hodnotu tlaku $p_3 = 28 \text{ MPa}$.

Pro zadání zátěžných stavů jsem uvažoval všechny možné situace, které mohou při provozu motoru nastat. Při nedokonalém chodu motoru může nastat situace, kdy píst nedojede do konečné zadní polohy a tudíž v zadní části pístu chybí tlaková plošná síla, která pak působí pouze v přední části válce. Zároveň nám tento případ ukáže, jak ovlivňuje celkové rozložení napětí tlaková plošná síla.

Velikost síly na závitová víka válce pro $p_1=17$ MPa:

$$F_y^p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_v^2 - d_p^2) \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot (110^2 - 63^2) \cdot 10^{-6} \cdot 17 \cdot 10^6 \quad (77)$$

$$F_y^p = 108563,23 \text{ N}$$

kde $D_v = 110 \text{ mm}$ je vnitřní průměr válce a $d_p = 63 \text{ mm}$ je průměr pístitnice

plocha závitové části tělesa válce

$$\begin{aligned} A_v &= \pi \cdot D_v \cdot L_{zv} = \pi \cdot 110 \cdot 10^{-3} \cdot 43 \cdot 10^{-3} \\ A_v &= 14859,73 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (78)$$

kde $L_{zv} = 43 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ je délka závitové části na konci tělesa válce

velikost tlakové plošné síly v závitech tělesa válce (osa y)

$$\begin{aligned} p_y^s &= \frac{F_y^p}{A_v} = \frac{108563,23}{14859,73 \cdot 10^{-6}} \\ p_y^s &= 7,305 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (79)$$

Obdobně jsem spočítal i velikost tlakové plošné síly pro zatížení $p_3 = 28$ MPa.

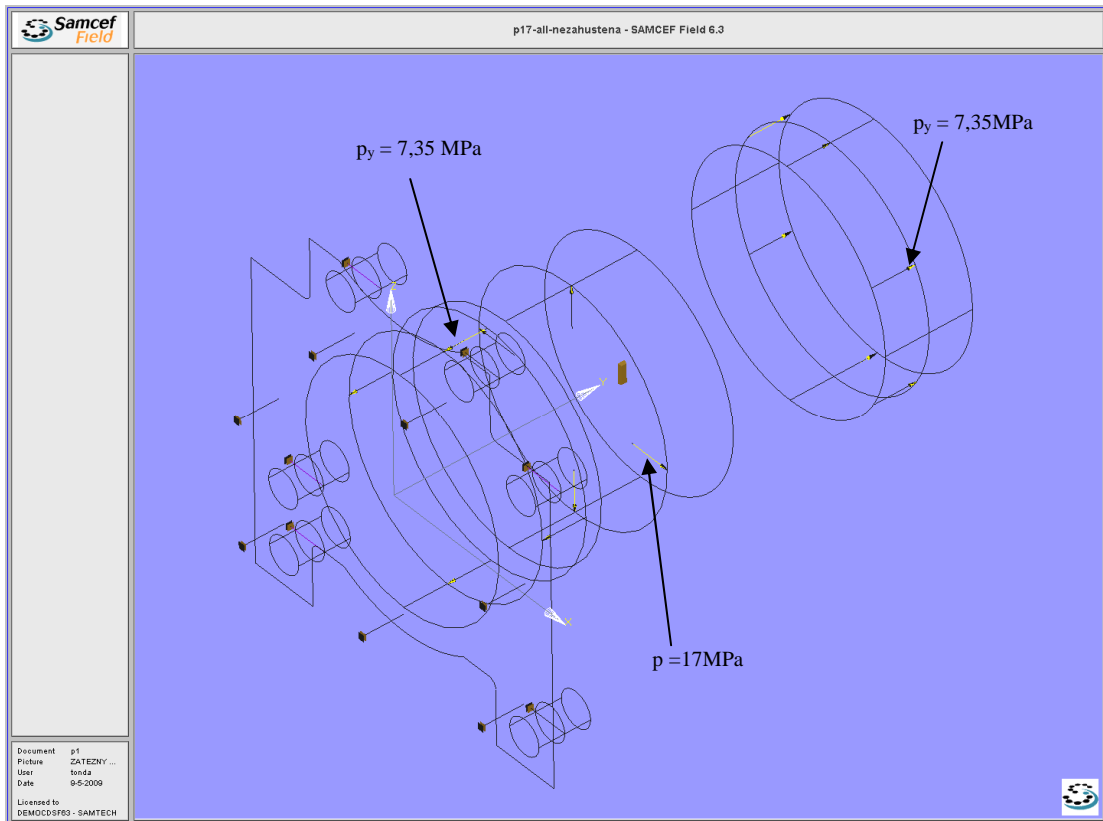
Uvažované zátěžné stavy:

LC1 : vnitřní přetlak $p_1 = 17$ MPa + zatížení tlakem v ploše závitu $p_y^s = 7,305 \text{ MPa}$.

LC2 : vnitřní přetlak $p_2 = 17$ MPa + zatížení tlakem v ploše závitu $p_y^s = 7,305 \text{ MPa}$, pouze v přední části válce.

LC3 : vnitřní přetlak $p_3 = 28$ MPa + zatížení tlakem v ploše závitu $p_y^s = 12,032 \text{ MPa}$.

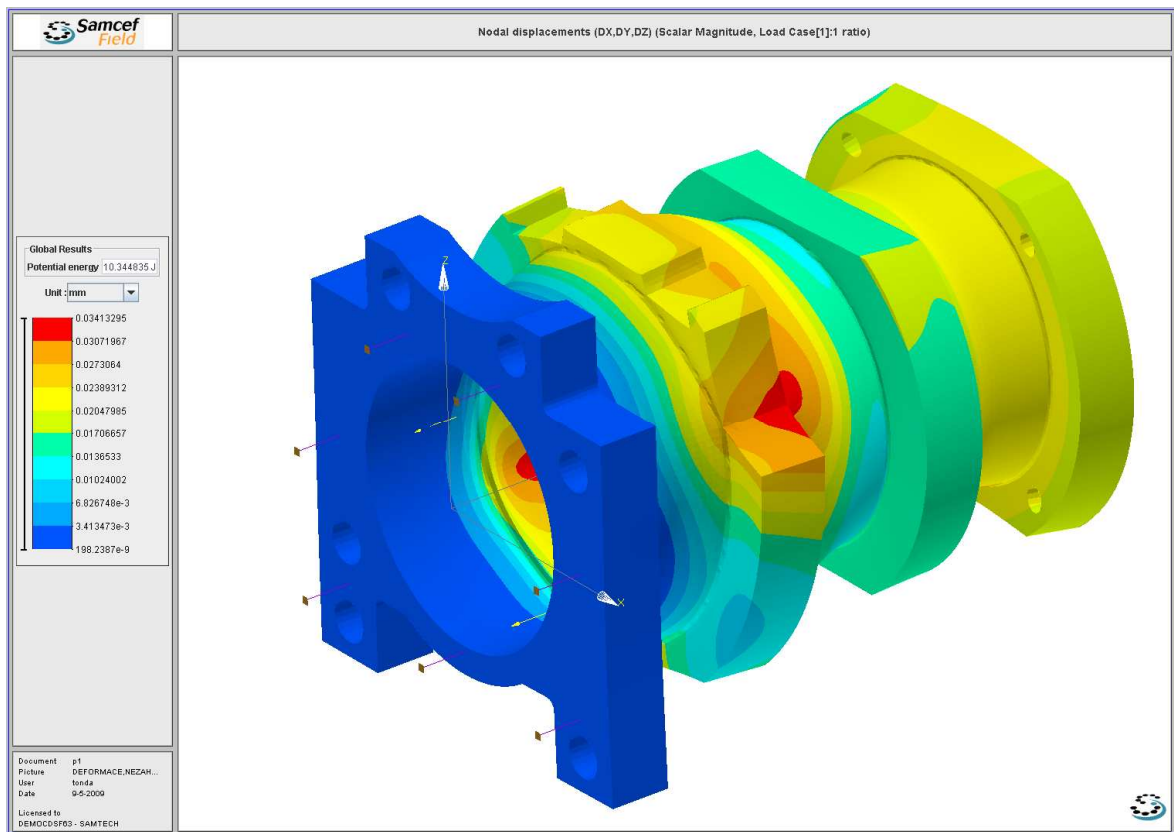
Na Obr.20 je znázorněno zatížení LC1.



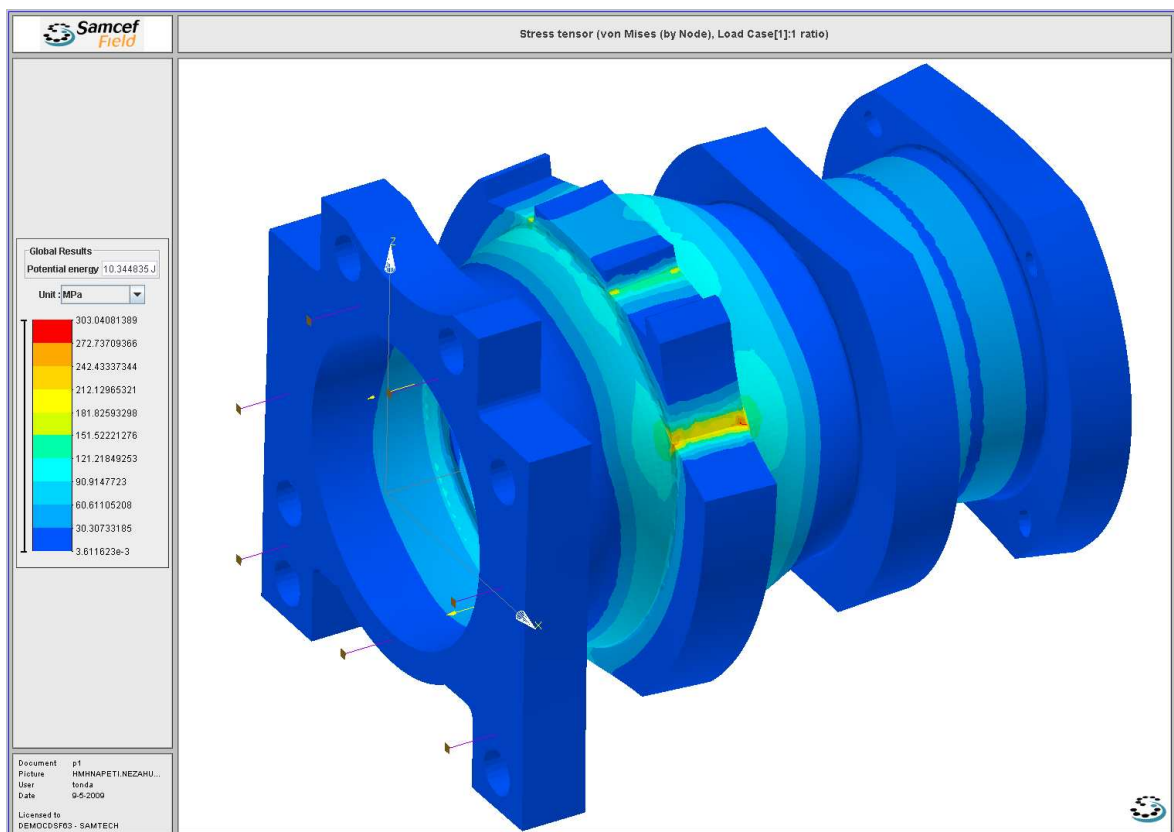
Obr.20 Válec s ostrým vrubem – zatížení LC1

5.5 Zpracování výsledků analýzy MKP

Po nastavení okrajových podmínek a zátěžného stavu jsem přikročil k vlastnímu výpočtu. Při zpracování výsledku jsem se zaměřil na celkovou deformaci (Obr.21), na výsledná hlavní 1 st. principal napětí (dále již jen napětí P1)(Obr.25, 26). a napětí von Misesho(dále již jen napětí HMM) (Obr.22, 23, 24). Na obrázcích lze přehledně vidět rozložení tenzoru napětí na celém tělese válce. Zároveň jsou v nich zaznačena místa odečtu maximálních a nominálních napětí, což byly výchozí parametry pro výpočet únavové životnosti tělesa válce.

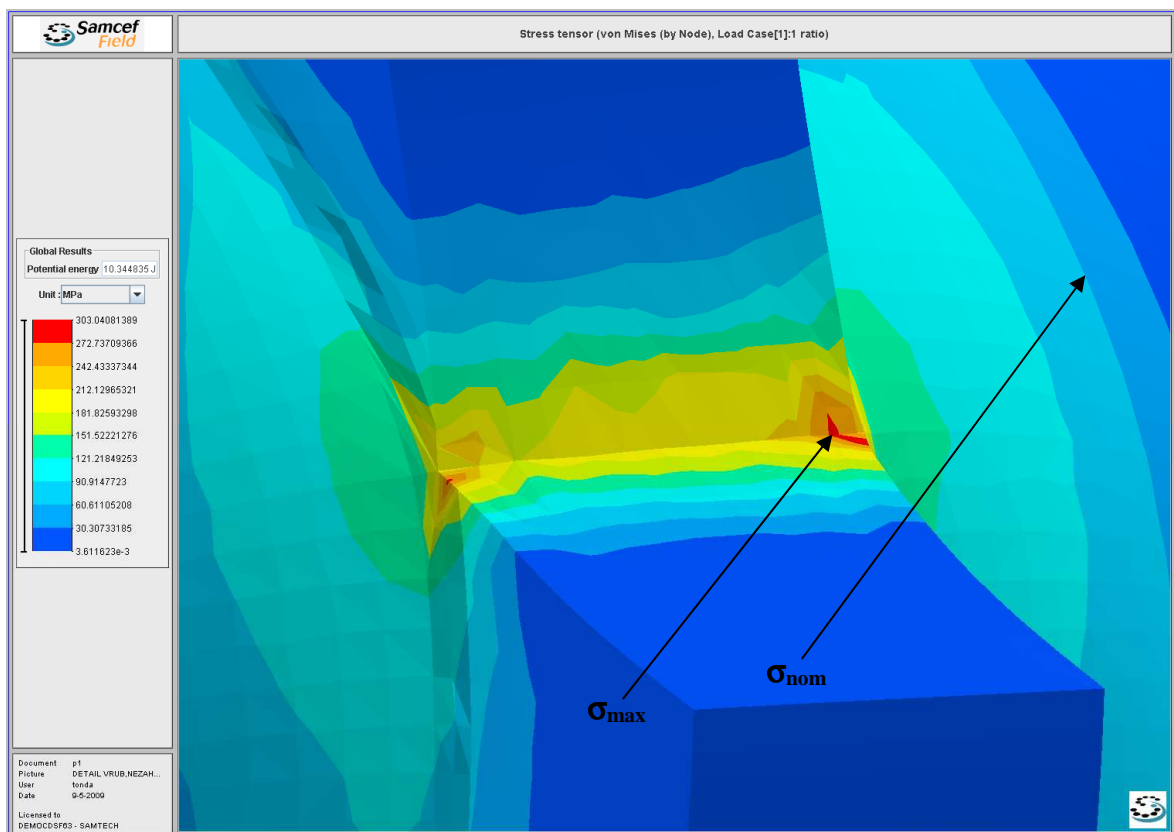


Obr.21 Válec s ostrým vrubem - celková deformace, zatížení LC1.

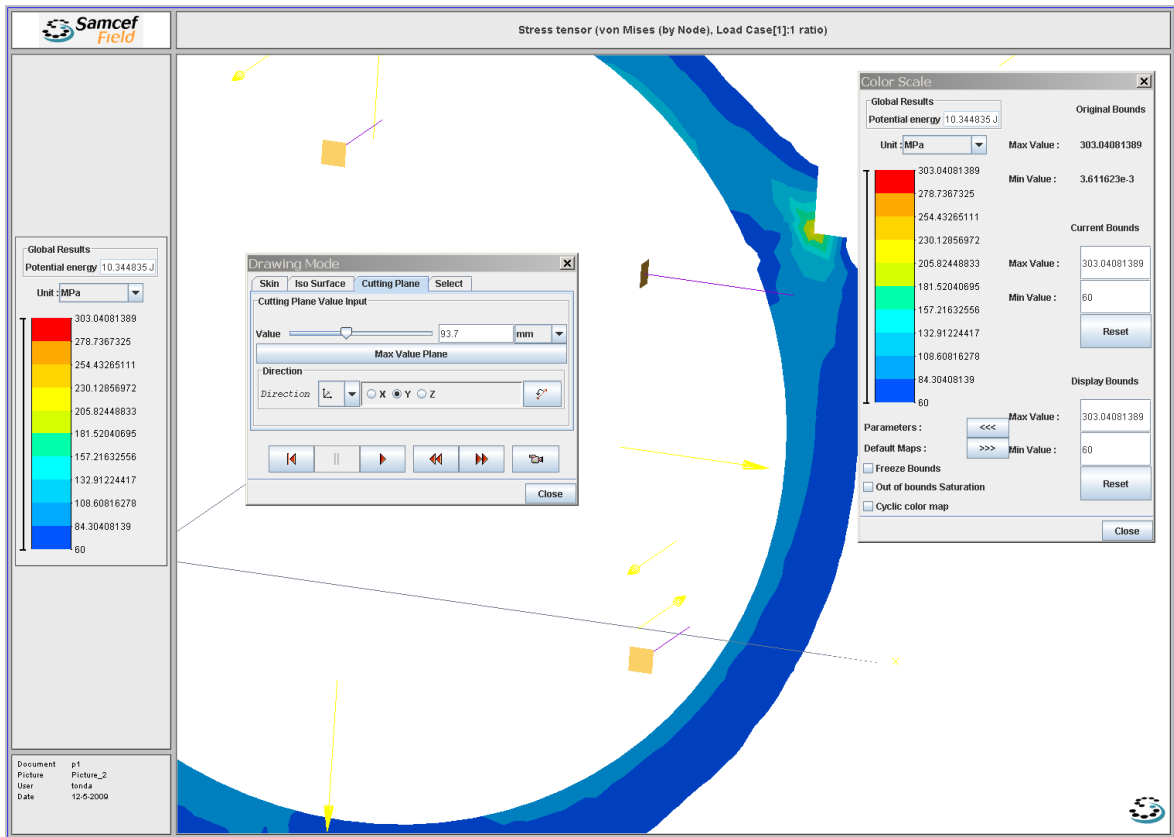


Obr.22 Válec s ostrým vrubem - HMH napětí, zatížení LC1.

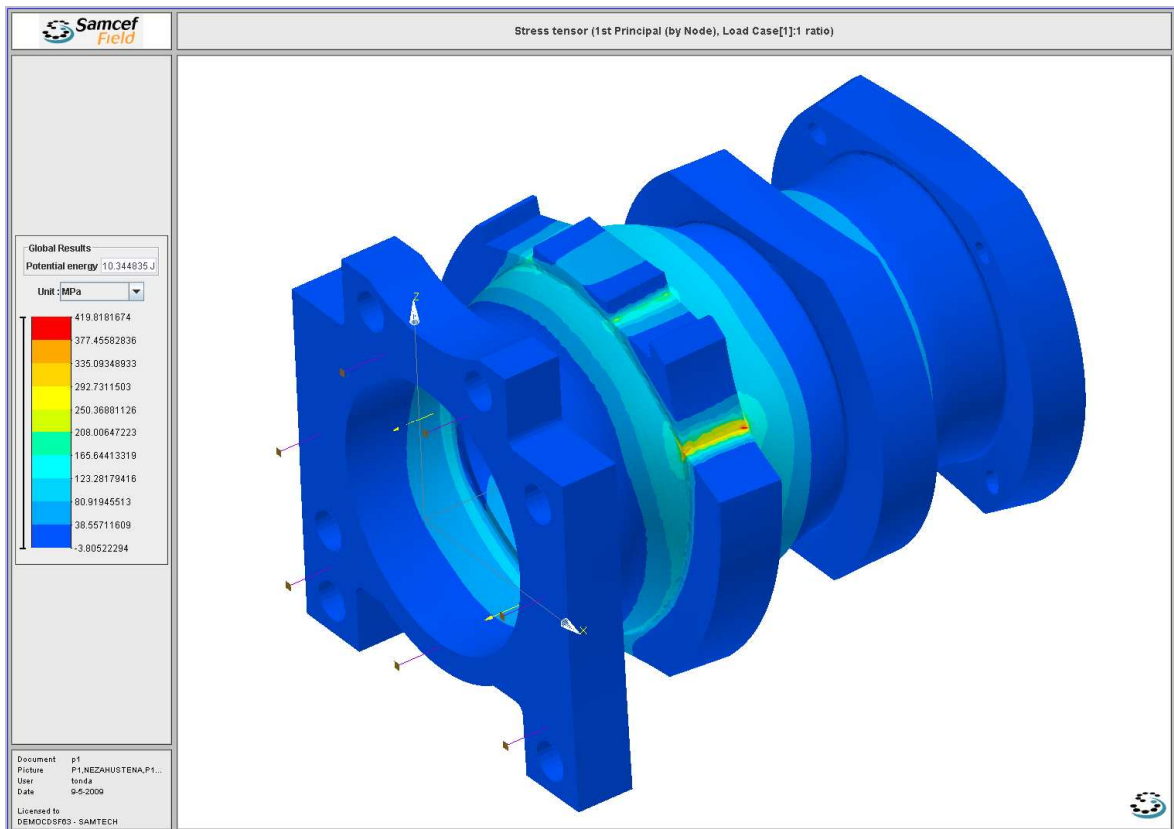
Na Obr.22 je znázorněno rozložení HMH napětí na celém tělese válce. Na levém okraji obrázku je umístěna barevná stupnice znázorňující hodnoty napětí. Jak jsem předpokládal, největší koncentrace napětí je v místě tvarové diskontinuity. Na obrázku je znázorněna sytě červenou barvou. V tomto místě byla odečtena hodnota maximálního napětí σ_{\max} . Odečtení nominálního napětí pak bylo obtížnější. Podle definice je totiž nominální napětím v dostatečné vzdálenosti od vrubu. Uvažoval jsme tedy nominální napětí $\sigma_{\text{nom}} = 80$ MPa. Řez tělesem rovinnou y , znázorněný na Obr.24, pak dává představu o rozložení tenzoru napětí v objemu tělesa. Na ostatních obrázcích jsou znázorněna rozložení HMH a P1 napětí při uvažovaných zátěžných stavech LC1, LC2, LC3.



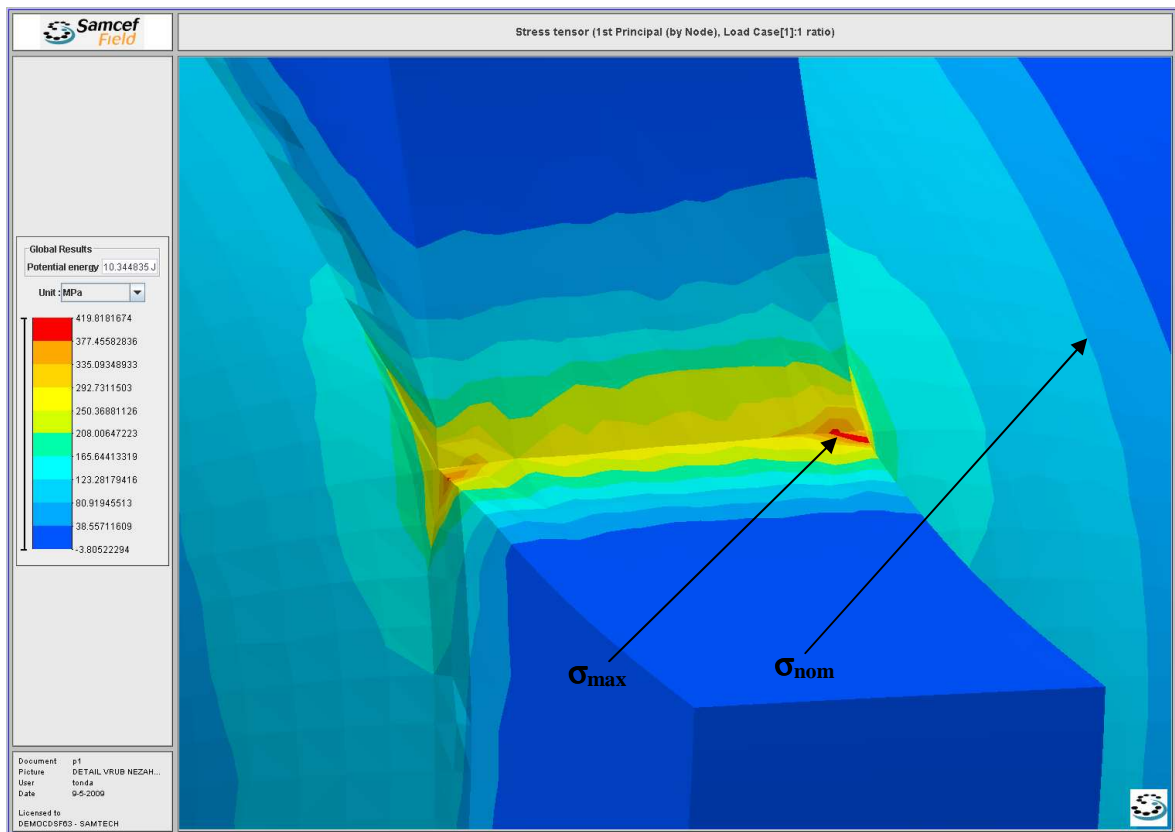
Obr.23 Válec s ostrým vrubem - HMH napětí, detail vrubu- zatížení LC1.



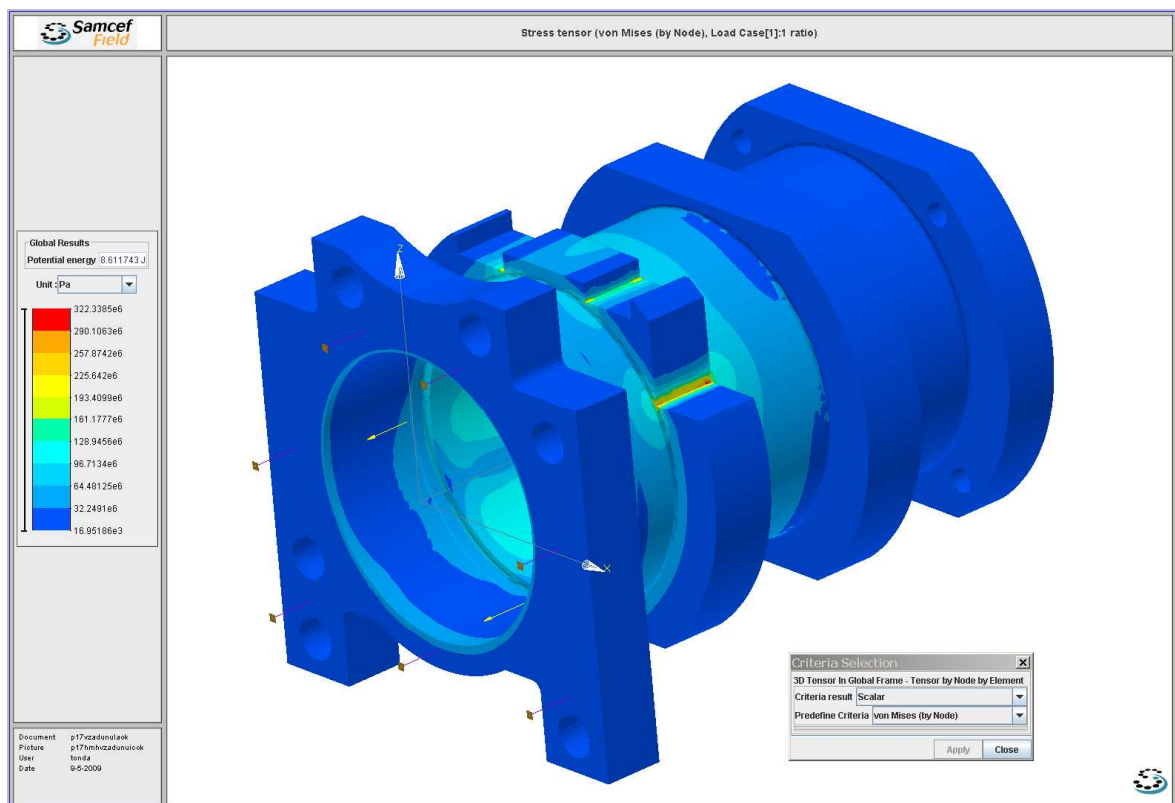
Obr.24 Válec s ostrým vrubem - HMH napětí, řez rovinou y - zatížení LC1.



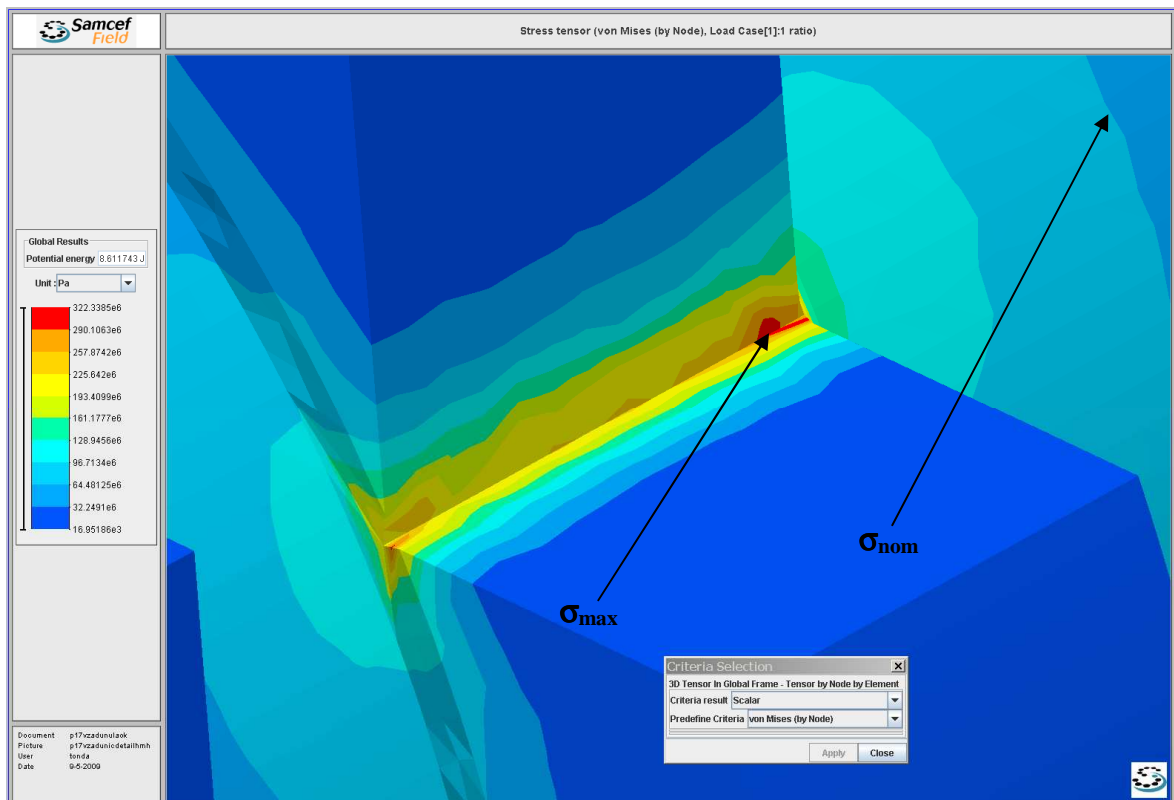
Obr.25 Válec s ostrým vrubem - P1 napětí, zatížení LC1



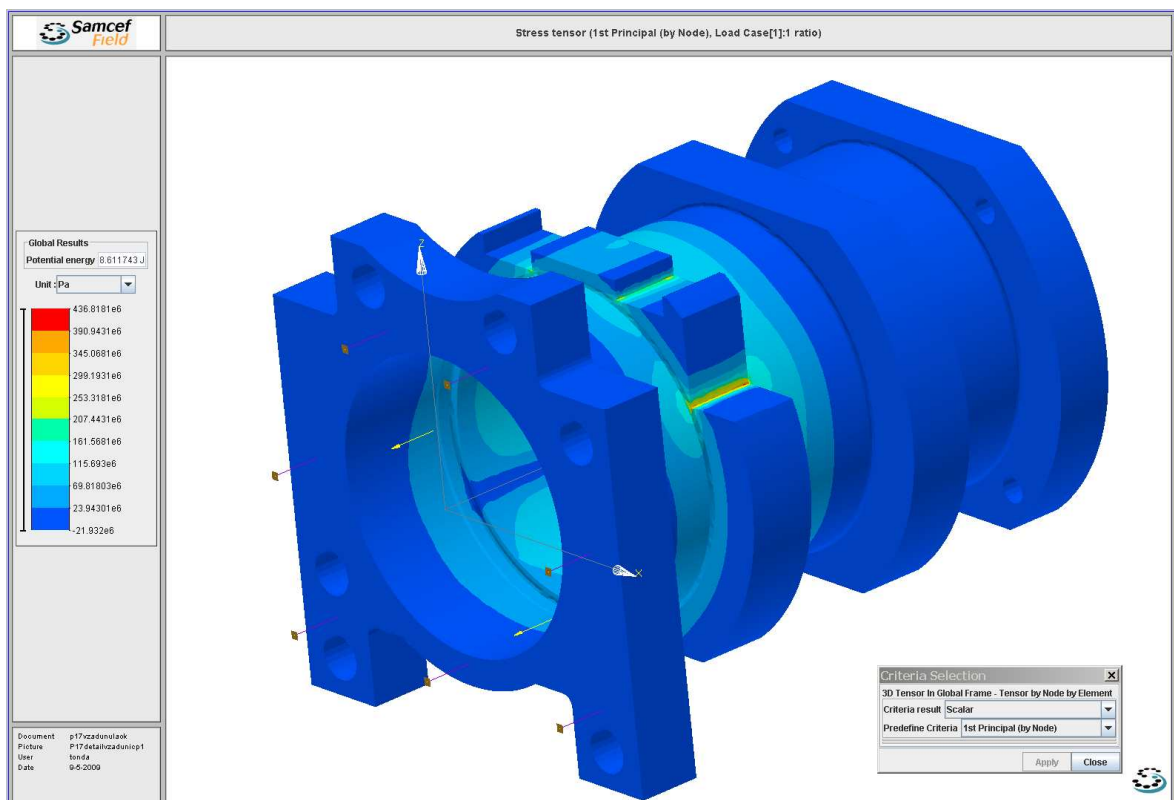
Obr.26 Válec s ostrým vrubem - P1 napětí, detail vrubu - zatížení LC1.



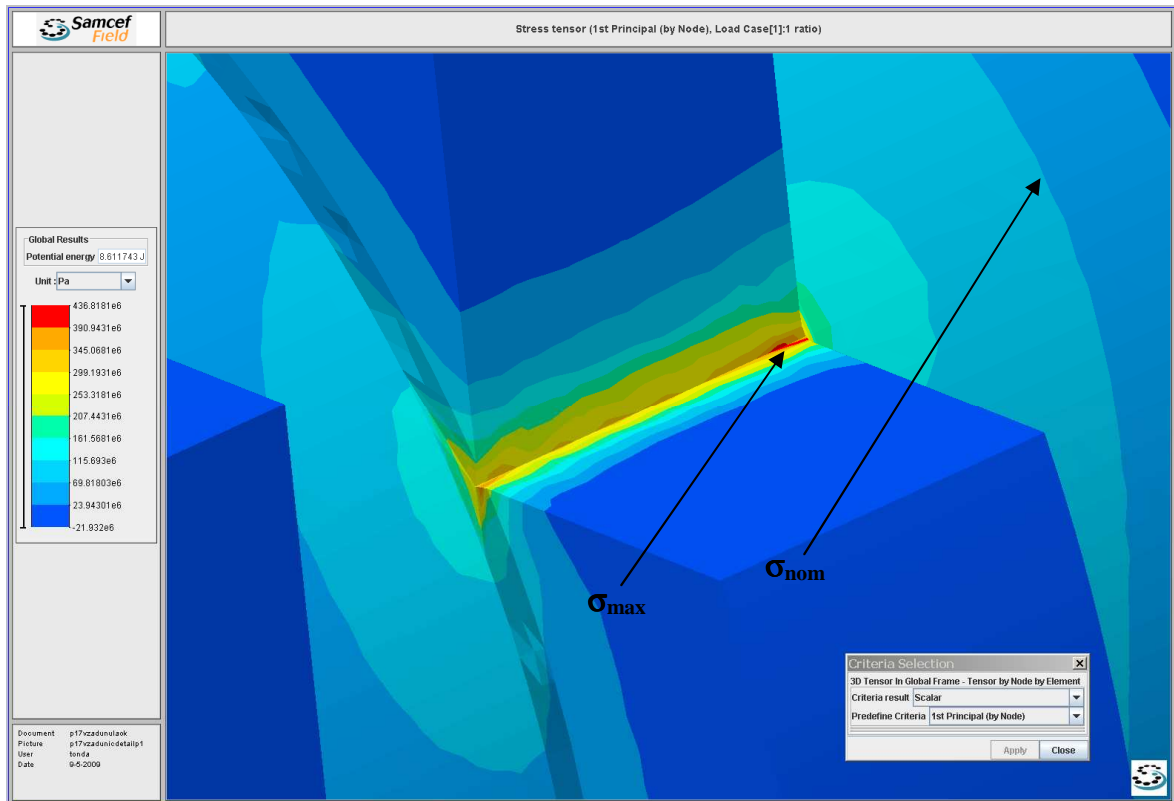
Obr.27 Válec s ostrým vrubem - HMH napětí, zatížení LC2.



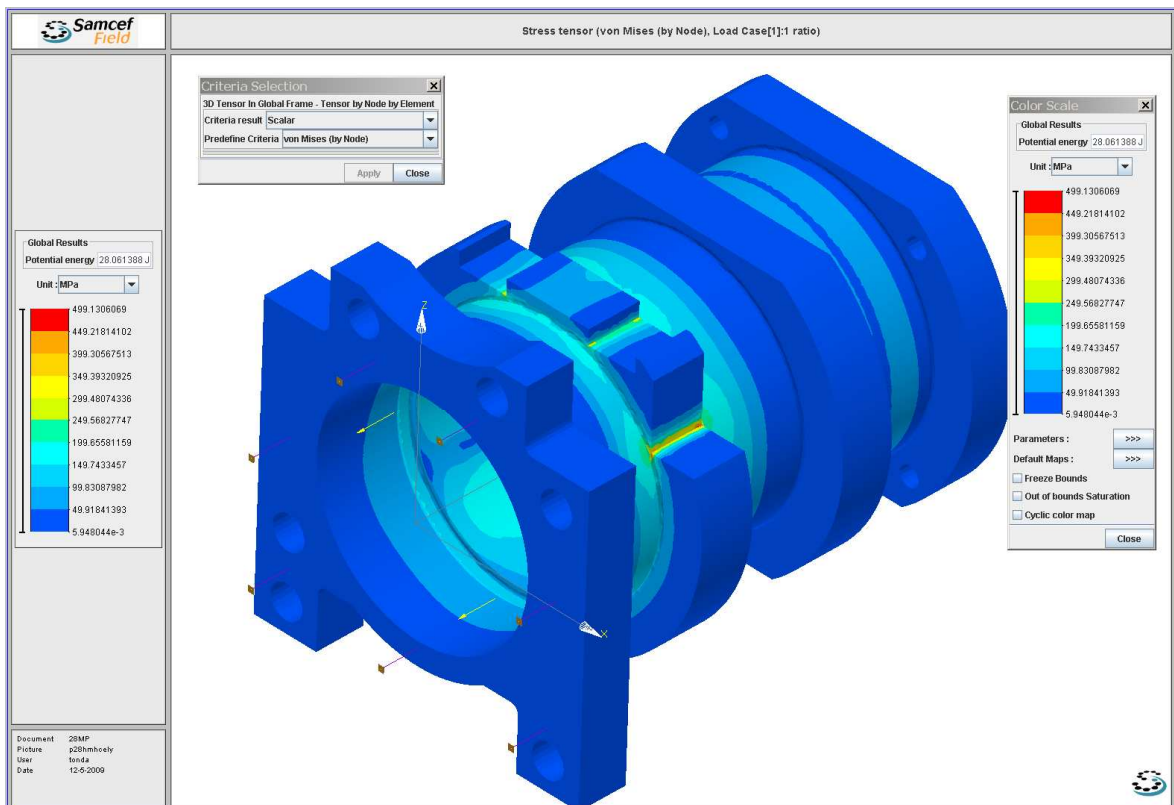
Obr.28 Válec s ostrým vrubem - HMH napětí, detail vrubu - zatížení LC2.



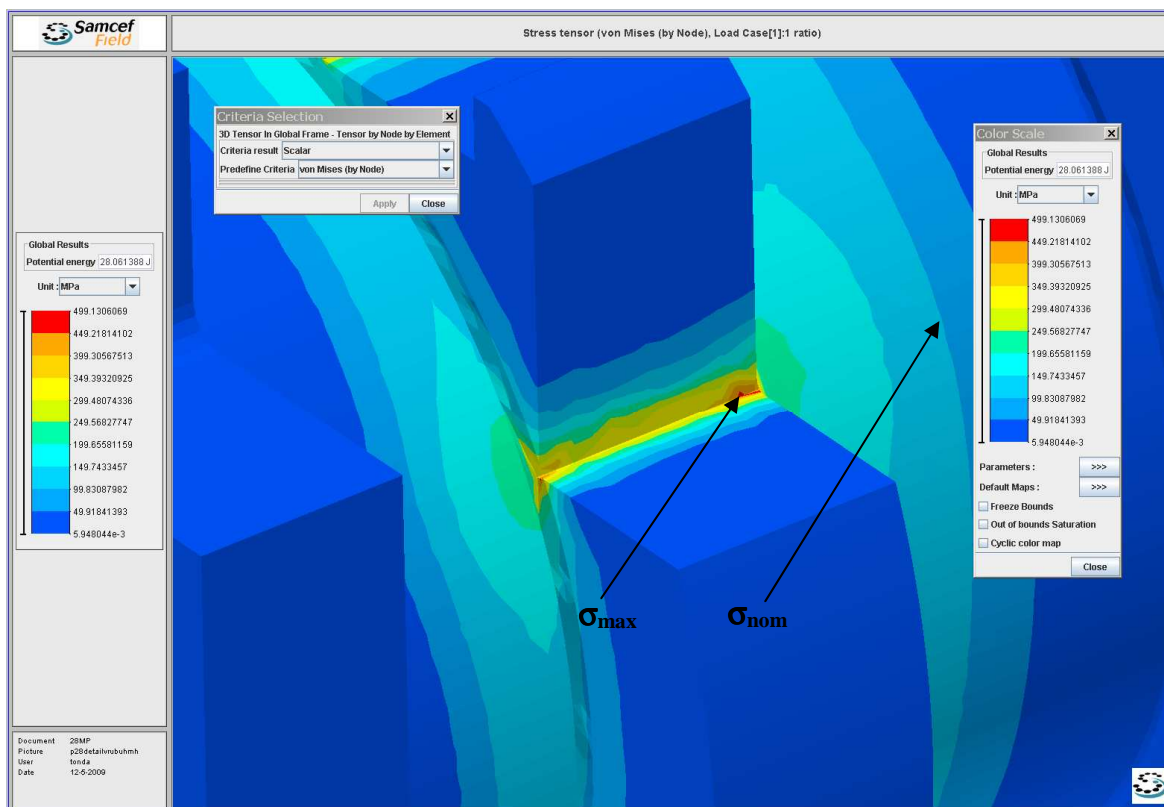
Obr.29 Válec s ostrým vrubem- P1 napětí, zatížení LC2.



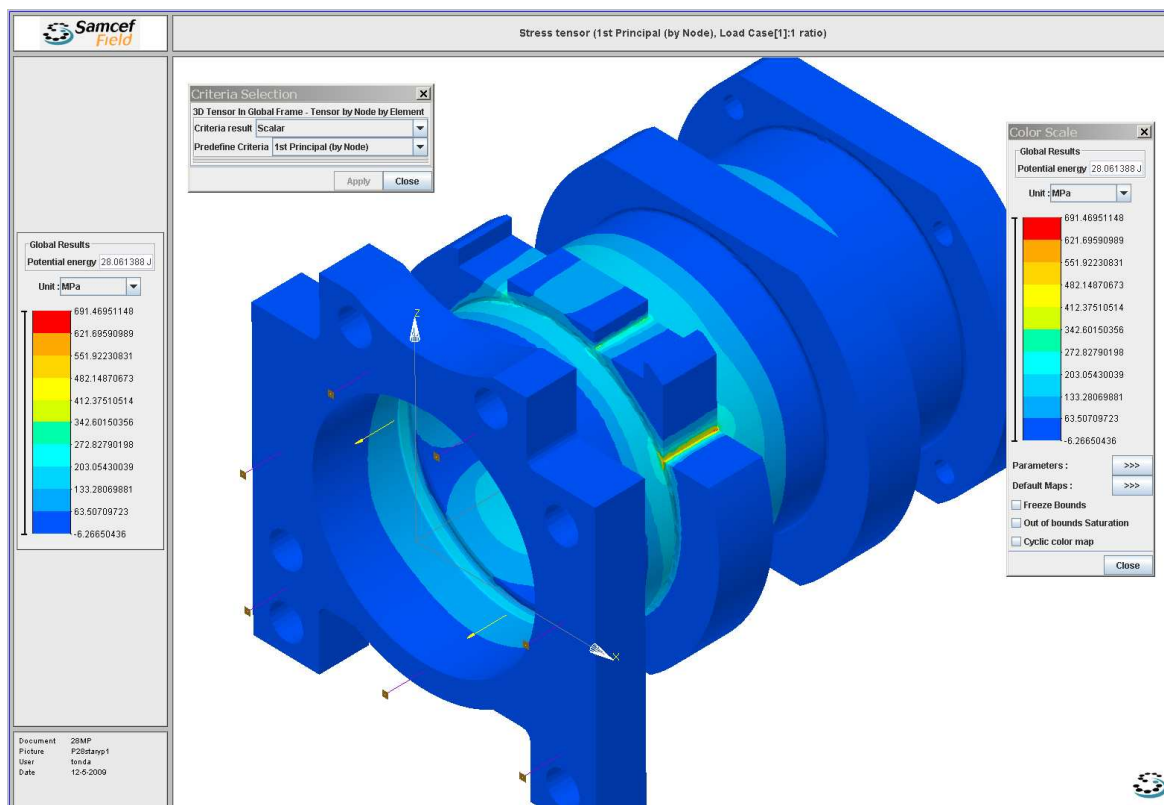
Obr.30 Válec s ostrým vrubem – P1 napětí, detail vrubu - zatížení LC2.



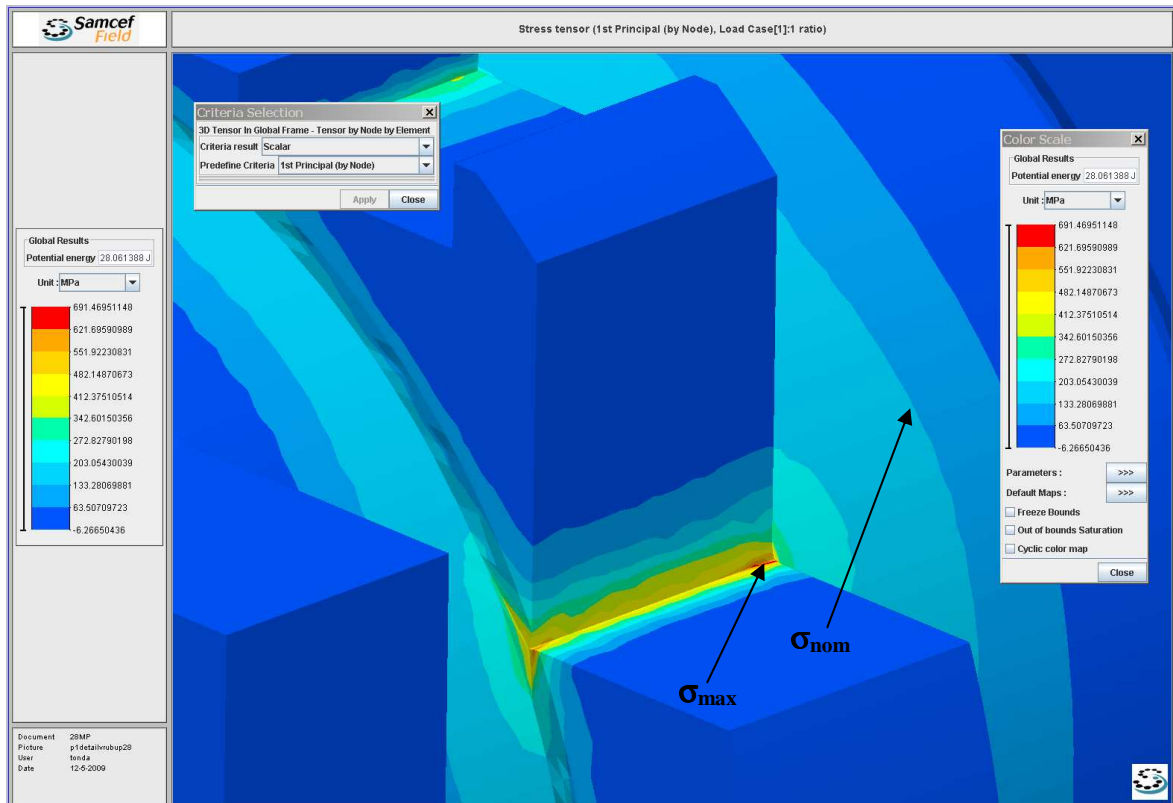
Obr.31 Válec s ostrým vrubem – HMH napětí, zatížení LC3.



Obr.32 Válec s ostrým vrubem - HMH napětí, detail vrubu - zatížení LC3.



Obr.33 Válec s ostrým vrubem – P1 napětí, zatížení LC3.



Obr.34 Válec s ostrým vrubem – P1 napětí, detail vrubu - zatížení LC3.

Z obrázků lze odečíst následující hodnoty :

Zatížení	Napětí	Maximální napětí [MPa]	Nominální napětí [MPa]
LC1	HMH	$\sigma_{\max}=303,04$	$\sigma_{\text{nom}}=80$
	P1	$\sigma_{\max}=419,82$	$\sigma_{\text{nom}}=110$
LC2	HMH	$\sigma_{\max}=322,33$	$\sigma_{\text{nom}}=85$
	P1	$\sigma_{\max}=436,82$	$\sigma_{\text{nom}}=115$
LC3	HMH	$\sigma_{\max}= 499,13$	$\sigma_{\text{nom}} = 132$
	P1	$\sigma_{\max}= 691,47$	$\sigma_{\text{nom}} = 181$

 Tab.1 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} získané užitím MKP pro zatížení LC1, LC2, LC3.

V Tab.1 je uveden přehled odečtených hodnot maximálních a nominálních napětí. Z hodnot lze vyčíst, že maximální napětí jsou přímo úměrné zatěžujícímu tlaku.

Z obrázků rozložení tenzoru napětí na tělese válce rovněž vyplývá, že k iniciaci únavového lomu opravdu dochází v místě vrubu. Nepřítomnost tlakové plošné síly v zadní části válce měla za následek nárůst napětí v kritickém místě vrubu. Nárůst napětí však není takový, aby významně ovlivnil dobu životnosti válce. Proto byly pro výpočet odhadu životnosti uvažovány pouze zátěžné stavy LC1 a LC3.

5.6 Stanovení odhadu únavové životnosti válce s ostrým vrubem pro zatížení LC1.

K stanovení odhadu počtu cyklů do lomu pomocí jednotlivých teorií byl použit výpočtový software EUREKA : The Solver, version 1.0. Program pracuje pod operačním systémem DOS. Vstupní data jsou zde zadávána ve formě textového souboru. Výstupní data můžeme odečíst buď přímo v programu, nebo rovněž uložit jako textový soubor.

```

Eureka: The Solver
File Edit Solve Commands Report Graph Options Window

Edit
H:NEUBER-J.URU Line 1 Col 1
<lokálne-deformacni pomery u vrubu - NEUBER
<zadane hodnoty pro material - 11 523>
E=2.06e5          <modul pružnosti I
nc=0.199          <exponent cyklicke
K=1164            <materialova konst
signom=100.00    <nominalni napeti
delsignom=100.00 <rozkmít nominalni
alfa=3.24         <soucinitel tvaru

Solution
H:SOLUTION. Line 1
Solution:
Variables Values
alfa = 3.2400000
alfaepsa = 3.3303755
alfaepsh = 3.9313688
alfasiga = 3.1520770

Report
H:REPORT. Line 1 Col 1
*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Sunday April 29, 2007, 4:13 pm.
Name of input file: H:\DIPLOMKA\EUREK

F1-Help F2-Save F3-Load F5-Zoom F6-Next F7-Beg Blk F8-End Blk SCROLL-Size/move

```

Obr.35 Výpočtové prostředí programu Eureka: The Solver, version 1.0.

5.6.1 Výpočet součinitele tvaru vrubu α .

Lokální zvýšení napětí a deformací je v elastické oblasti definováno součinitelem tvaru α . Aplikací MKP byly zjištěny hodnoty maximálních a nominálních napětí.

a) Napětí $P1$

$$\sigma_{\max} = 419,82 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{nom}} = 110 \text{ MPa}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} = \frac{419,82}{110} = 3,82 \quad (80)$$

2. Napětí HMH

$$\sigma_{\max} = 303,04 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{nom}} = 80 \text{ MPa}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} = \frac{303,04}{80} = 3,78 \quad (81)$$

5.6.2 Výpočet odhadu životnosti válce s ostrým vrubem pro zatížení LC1 dle jednotlivých teorií.

U všech použitých koncepcí výpočtu odhadu životnosti jsou vstupní a výstupní data přehledně uvedeny v tabulkách.

Neuberova koncepce

Tato teorie poskytla nezbytné údaje, jako jsou rozkmit špičkového napětí ve vrubu, rozkmit deformace a napětí, které byly použity pro výpočty počtů cyklů do lomu dle jednotlivých teorií. V Tab.2 jsou přehledně uvedeny dosažené a vypočtené hodnoty.

Zadané hodnoty	P1	HMH
Součinitel tvaru vrubu	3,82	3,78
Rozkmit nominálního napětí [Mpa]	110	80
Modul pružnosti [MPa]	$2,06 \cdot 10^5$	$2,06 \cdot 10^5$
Vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit špičkového napětí ve vrubu [Mpa]	$\Delta\sigma_h = 420,20$	$\Delta\sigma_h = 302,41$
Rozkmit deformace [mm]	$\Delta\varepsilon_{st} = 2,17 \cdot 10^{-3}$	$\Delta\varepsilon_{st} = 1,15 \cdot 10^{-3}$
Amplituda horní deformace [mm]	$\varepsilon_h = 2,77 \cdot 10^{-3}$	$\varepsilon_h = 1,73 \cdot 10^{-33}$
Amplituda horního napětí [Mpa]	$\sigma_h = 308,96$	$\sigma_h = 255,81$
Rozkmit napětí [Mpa]	$\Delta\sigma = 393,79$	$\Delta\sigma = 295,97$
Součinitel koncentrace napětí	$\alpha_{\sigma h} = 2,81$	$\alpha_{\sigma h} = 3,19$
Součinitel koncentrace deformace	$\alpha_{\varepsilon h} = 5,19$	$\alpha_{\varepsilon h} = 4,47$

Tab.2 Neuberova koncepce- zadané a vypočtené hodnoty pro zatížení LC1.

Metoda ekvivalence lokálních napětí - Crews-Hardrath-ova metoda

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit napětí [Mpa]	$\Delta\sigma=393,79$	$\Delta\sigma=295,97$
Součinitel únavové pevnosti [Mpa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Exponent křivky životnosti	$b=-0,115$	$b=-0,115$
Počet cyklů do lomu	$N=2,49.10^6$	$N=2,95.10^7$

Tab .3 Crews-Hardrathova metoda –Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.

Ekvivalence deformace bez uvážení středního napětí

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit napětí [Mpa]	$\Delta\sigma=393,79$	$\Delta\sigma=295,97$
Rozkmit deformace [mm]	$\Delta\varepsilon_{st}=2,17.10^{-3}$	$\Delta\varepsilon_{st}=1,15.10^{-3}$
Součinitel únavové pevnosti [Mpa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Součinitel únavové tažnosti	$\varepsilon_f=0,871$	$\varepsilon_f=0,871$
Exponent křivky životnosti	$b=-0,115$	$b=-0,115$
Exponent únavové životnosti	$C=-0,579$	$C=-0,579$
Počet cyklů do lomu	$N=1,85.10^6$	$N=2,21.10^7$

Tab.4 Ekvivalence deformace bez σ_m . Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.*Ekvivalence deformace s uvážením středního napětí*

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit napětí [Mpa]	$\Delta\sigma=393,79$	$\Delta\sigma=295,97$
Rozkmit deformace [mm]	$\Delta\varepsilon_{st}= 2,17.10^{-3}$	$\Delta\varepsilon_{st}= 1,15.10^{-3}$
Střední napětí – Neuber [MPa]	$\sigma_m=112,06$	$\sigma_m=107,82$
Součinitel únavové pevnosti [MPa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Součinitel únavové tažnosti	$\varepsilon_f=0,871$	$\varepsilon_f=0,871$
Exponent únavové životnosti	$C=-0,579$	$C=-0,579$
Počet cyklů do lomu	$N= 2,52.10^6$	$N=2,11.10^7$

Tab.5 Ekvivalence deformace s σ_m . Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.

TOPPERova metoda ekvivalence deformace.

V této metodě je nahrazen součinitel tvaru vrubu α součinitelem vrubu β .

Výpočet součinitele vrubu β .

Pro výpočet součinitele vrubu β je zpracována řada teorií. V případě kdy se jedná o atypický tvar vrubu, je jejich použití složité. Ve většině teorií jsou hlavními parametry ovlivňujícími velikost součinitele vrubu β součinitel tvaru vrubu α , materiálové konstanty (R_e , R_m), a především poloměr vrubu ρ . V tomto případě, kdy velikost poloměru vrubu není známa, je použití těchto teorií prakticky znemožněno. Pro ilustraci jsem uvedl hodnoty součinitele vrubu β , vypočtené pro hodnotu poloměru vrubu $\rho=0,5$ mm. (Tab.6) Pro velmi malé poloměry vrubu se hodnoty součinitele vrubu β přibližují velikosti součinitele tvaru vrubu α . Pro výpočet byla tedy uvažována velikost součinitele vrubu $\beta = 3,65$.

Teorie výpočtu	Thum, Ljekin	Peterson		Neuber	Heywood	Siebel Stiller
		a=0,06	a=0,26			
P1	$\beta = 2,27$	$\beta = 3,51$	$\beta = 2,86$	$\beta = 2,32$	$\beta = 2,13$	$\beta = 3,61$
HMH	$\beta = 1,94$	$\beta = 3,48$	$\beta = 2,86$	$\beta = 2,21$	$\beta = 1,84$	$\beta = 3,55$

Tab.6 Přehled součinitelů vrubu β .

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Součinitel vrubu	$\beta = 3,65$	$\beta = 3,65$
Rozkmit nominálního napětí [Mpa]	$\Delta\sigma = 110$	$\Delta\sigma = 80$
Součinitel únavové pevnosti [Mpa]	$\sigma_f = 1164$	$\sigma_f = 1164$
Součinitel únavové tažnosti	$\varepsilon_f = 0,871$	$\varepsilon_f = 0,871$
Exponent křivky životnosti	$\beta = -0,115$	$\beta = -0,115$
Počet cyklů do lomu	$N = 1,7 \cdot 10^6$	$N = 1,9 \cdot 10^7$

Tab.7 Topperova metoda ekvivalence deformace. Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.

SMITHova metoda ekvivalence deformace.

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit nominálního napětí [MPa]	$\Delta\sigma_{\text{nom}}=110$	$\Delta\sigma_{\text{nom}}=80$
Rozkmit nominálního napětí [MPa]	$\Delta\varepsilon_{\text{st}}= 2,17 \cdot 10^{-3}$	$\Delta\varepsilon_{\text{st}}= 1,15 \cdot 10^{-3}$
Horní napětí – Neuber [MPa]	$\sigma_{\text{h}}=308,92$	$\sigma_{\text{h}}=255,81$
Součinitel únavové pevnosti [Mpa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Součinitel únavové tažnosti	$\varepsilon_f=0,871$	$\varepsilon_f=0,871$
Exponent únavové životnosti	$C=-0,579$	$C=-0,579$
Počet cyklů do lomu	$N=0,54 \cdot 10^6$	$N=3,63 \cdot 10^6$

Tab.8 Smithova metoda ekvivalence deformace. Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.

5.6.3 Přehled vypočtených hodnot počtu cyklů do lomu válce s ostrým vrubem dle jednotlivých koncepcí pro zatížení L1.

	Crews-Hardrath	Ekvivalence deformace bez σ_m	Ekvivalence deformace se σ_m	TOPPER	SMITH
P1	$N=2,49 \cdot 10^6$	$N=1,85 \cdot 10^6$	$N= 2,52 \cdot 10^6$	$\beta=4,01 ; N=1,7 \cdot 10^6$	$N=0,54 \cdot 10^6$
HMH	$N=2,95 \cdot 10^7$	$N=2,21 \cdot 10^7$	$N=2,11 \cdot 10^7$	$\beta=3,97 ; N=1,9 \cdot 10^7$	$N=3,63 \cdot 10^6$

Tab.9 Přehled vypočtených cyklů do lomu pro zatížení LC1.

Z uvedených hodnot vyplývá, že pro zatížení LC1 se pohybujeme v oblasti časované pevnosti jejíž hranice je $2 \cdot 10^7$ cyklů. Z tohoto důvodu byl proveden výpočet odhadu životnosti i pro zatížení LC3.

5.7 Stanovení odhadu únavové životnosti válce s ostrým vrubem pro zatížení LC3.

Při tomto zatížení jsem uvažoval hodnotu tlaku $p_3 = 28 \text{ MPa}$ + zatížení tlakem v ploše závitů $p_y^s = 12,032 \text{ MPa}$.

Napětí	Maximální napětí [MPa]	Nominální napětí [MPa]	Součinitel tvaru vrubu
P1	$\sigma_{\max} = 691,47$	$\sigma_{\text{nom}} = 181,51$	$\alpha = 3,81$
HMH	$\sigma_{\max} = 499,13$	$\sigma_{\text{nom}} = 132,04$	$\alpha = 3,78$

Tab.10 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} vypočtené pro zatížení LC3.

5.7.1 Výpočet odhadu životnosti válce s ostrým vrubem pro zatížení LC3 dle jednotlivých teorií.

V Tab.11 jsou rozepsány hodnoty vypočtené pomocí Neuberovy koncepce, které jsou dále využity pro výpočty počtu cyklů do lomu dle zbývajících koncepcí.

Neuberova koncepce:

Zadané hodnoty	P1	HMH
Součinitel tvaru vrubu	3,81	3,78
Rozkmit nominálního napětí [MPa]	181,5	132,04
Modul pružnosti [MPa]	$2,06 \cdot 10^5$	$2,06 \cdot 10^5$
Vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit špičkového napětí ve vrubu [MPa]	$\Delta\sigma_h = 691,51$	$\Delta\sigma_h = 499,11$
Rozkmit deformace [mm]	$\Delta\varepsilon_{st} = 4,18 \cdot 10^{-3}$	$\Delta\varepsilon_{st} = 2,69 \cdot 10^{-3}$
Amplituda horní deformace [mm]	$\varepsilon_h = 5,96 \cdot 10^{-3}$	$\varepsilon_h = 3,59 \cdot 10^{-3}$
Amplituda horního napětí [MPa]	$\sigma_h = 389,33$	$\sigma_h = 336,56$
Rozkmit napětí [MPa]	$\Delta\sigma = 555,11$	$\Delta\sigma = 449,09$
Součinitel koncentrace napětí	$\alpha_{\sigma h} = 2,14$	$\alpha_{\sigma h} = 2,54$
Součinitel koncentrace deformace	$\alpha_{\varepsilon h} = 4,75$	$\alpha_{\varepsilon h} = 5,61$

Tab.11 Neuberova koncepce- zadané a vypočtené hodnoty pro zatížení LC3.

5.7.2 Přehled vypočtených hodnot počtu cyklů do lomu válce s ostrým vrubem dle jednotlivých koncepcí pro zatížení LC3.

Při výpočtu únavové životnosti podle TOPPEROVY koncepce byl uvažován součinitel vrubu $\beta=3,65$, jak pro napětí P1 tak pro HMH.

	Crews-Hardrath	Ekvivalence deformace bez σ_m	Ekvivalence deformace se σ_m	TOPPER	SMITH
P1	$N=1,26 \cdot 10^5$	$N=9,4 \cdot 10^4$	$N=1,16 \cdot 10^5$	$\beta=3,65$; $N=4,27 \cdot 10^5$	$N=4,88 \cdot 10^4$
HMH	$N=7,96 \cdot 10^5$	$N=5,91 \cdot 10^5$	$N=6,29 \cdot 10^5$	$\beta=3,65$; $N=9,21 \cdot 10^5$	$N=2,21 \cdot 10^5$

Tab.12 Přehled vypočtených cyklů do lomu pro zatížení LC3.

5.8 Přehled vypočtených počtů cyklů do lomu válce s ostrým vrubem dle jednotlivých zatížení.

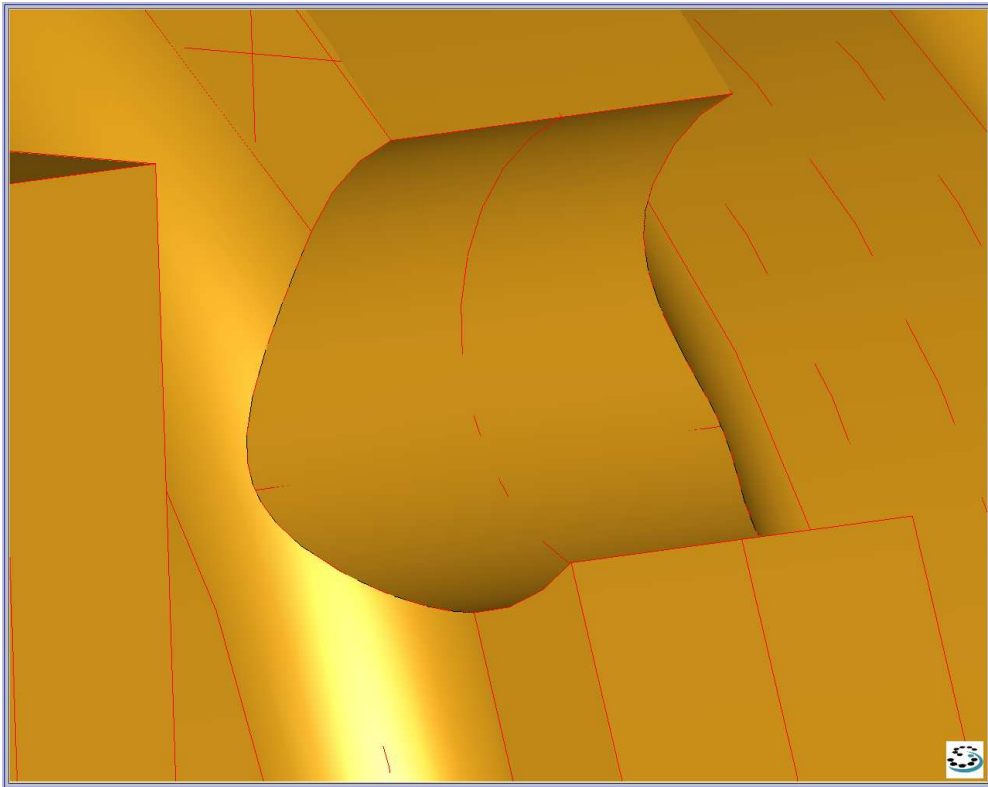
Zátěžný stav		Crews-Hardrath	Ekvivalence deformace bez σ_m	Ekvivalence deformace s σ_m	TOPPER	SMITH
LC1	P1	$N=2,49 \cdot 10^6$	$N=1,85 \cdot 10^6$	$N=2,52 \cdot 10^6$	$\beta=4,01$; $N=1,7 \cdot 10^6$	$N=0,54 \cdot 10^6$
	HMH	$N=2,95 \cdot 10^7$	$N=2,21 \cdot 10^7$	$N=2,11 \cdot 10^7$	$\beta=3,97$; $N=1,9 \cdot 10^7$	$N=3,63 \cdot 10^6$
LC3	P1	$N=1,26 \cdot 10^5$	$N=9,4 \cdot 10^4$	$N=1,16 \cdot 10^5$	$\beta=3,65$; $N=4,27 \cdot 10^5$	$N=4,88 \cdot 10^4$
	HMH	$N=7,96 \cdot 10^5$	$N=5,91 \cdot 10^5$	$N=6,29 \cdot 10^5$	$\beta=3,65$; $N=9,21 \cdot 10^5$	$N=2,21 \cdot 10^5$

Tab.13 Přehled vypočtených cyklů do lomu pro všechna zatížení.

Z hodnot uvedených v Tab.13 vyplývá, že k únavovému lomu by nemělo při zatížení LC1 docházet dříve než po několika letech provozu. Při zatížení LC3 však mohlo dojít k únavovému lomu již po velmi krátké době provozu. Podrobnější rozbor výsledků je uveden v diskuzi.

6 NÁVRH NOVÉHO ŘEŠENÍ TVARU VÁLCE A STANOVENÍ ODHADU ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI UPRAVENÉHO VÁLCE.

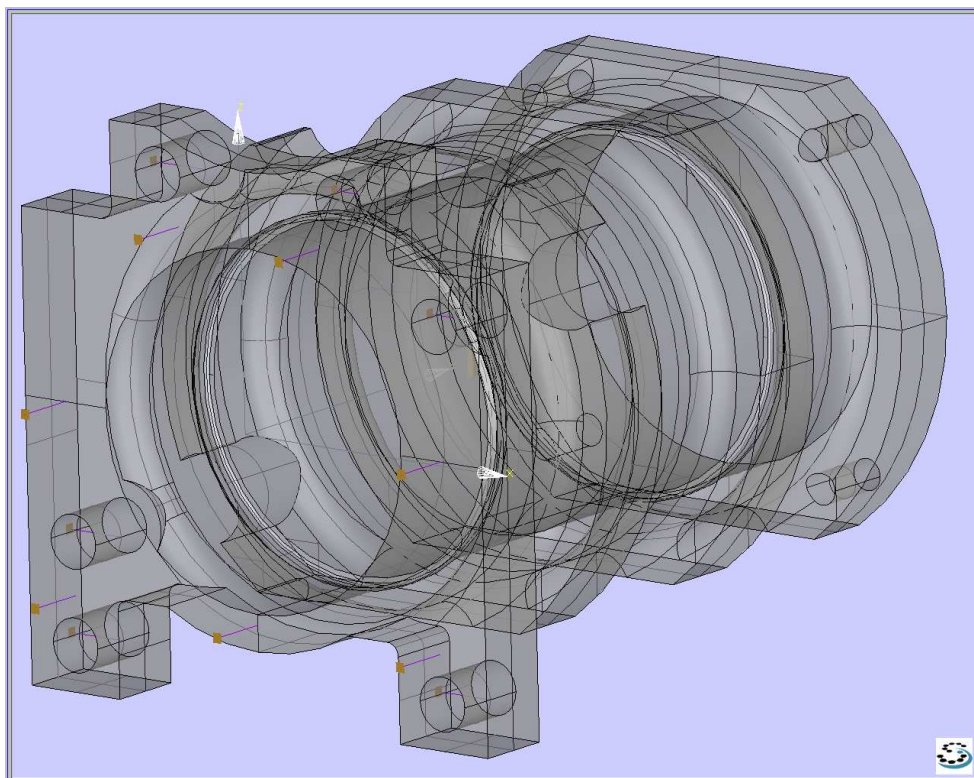
Při řešení tohoto problému jsem vycházel ze závěrů, získaných analýzou rozložení tenzoru napětí a deformace válce s ostrým vrubem MKP. Problémem je vysoká koncentrace napětí v místě vrubu, následkem čehož byla omezena únavová životnost tělesa. Samotný vrub je však pro upevnění tělesa nezbytný a jeho odstranění tak nepřichází v úvahu. Proto jsem se po konzultaci se zadavatelem rozhodl pro nahrazení ostrého vrubu rádiusem o poloměru $R=14$ mm. Tímto řešením by se mělo dosáhnout podstatného snížení špičkového napětí v oblasti vrubu. Toto řešení je náročnější na technologický postup výroby, ale mělo by zajistit neomezenou životnost válce. Na Obr. 22 je pak vidět detail upraveného vrubu.



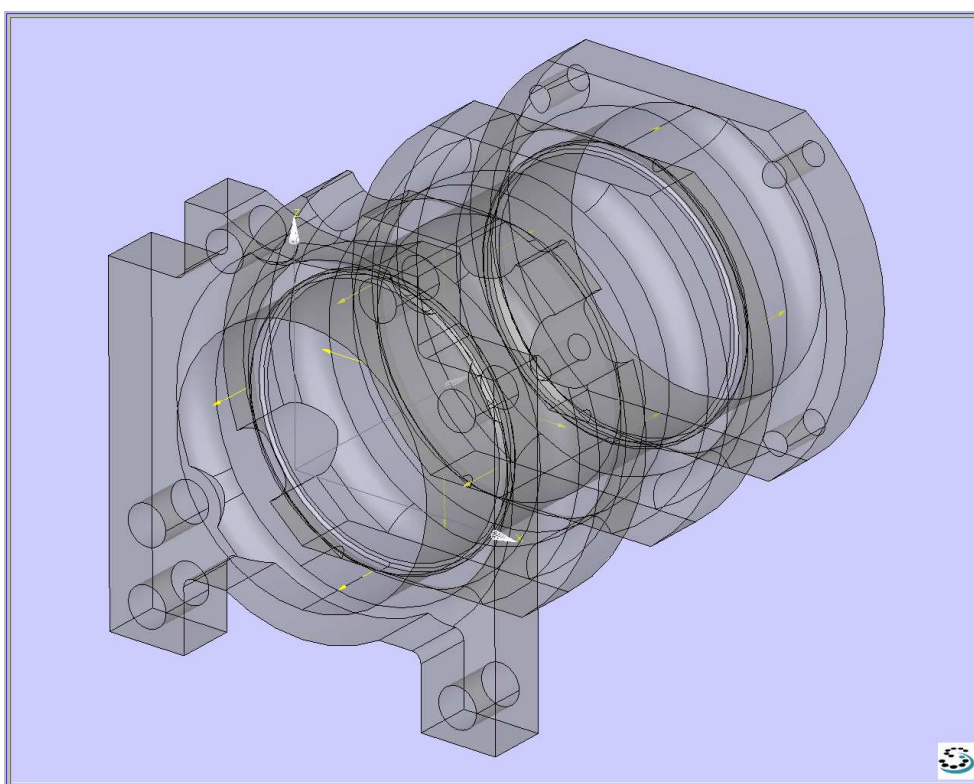
Obr.36 Upravený válec - Detail vrubu

6.1 Pevnostní výpočet praveného válce

Při modelování tělesa v programu *SamcefField* jsem postupoval stejně jako u válce s ostrým vrubem. Důležité opět bylo dobré zahuštění sítě prvků v místě vrubu. Materiálové konstanty a okrajové podmínky byly zadány stejně jako u válce s ostrým vrubem. Zadal jsme zátěžný stav LC1, ostatní zátěžné stavy LC2 a LC3 jsme již neuvažoval.



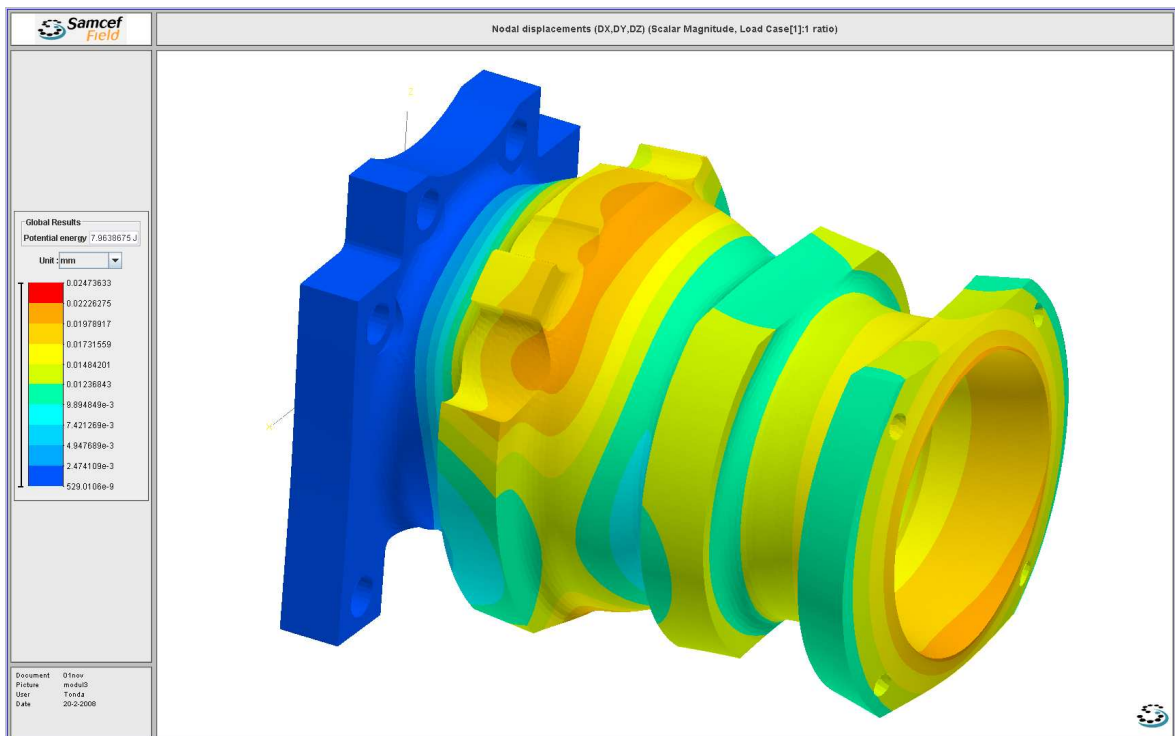
Obr.37 Upravený válec – okrajové podmínky.



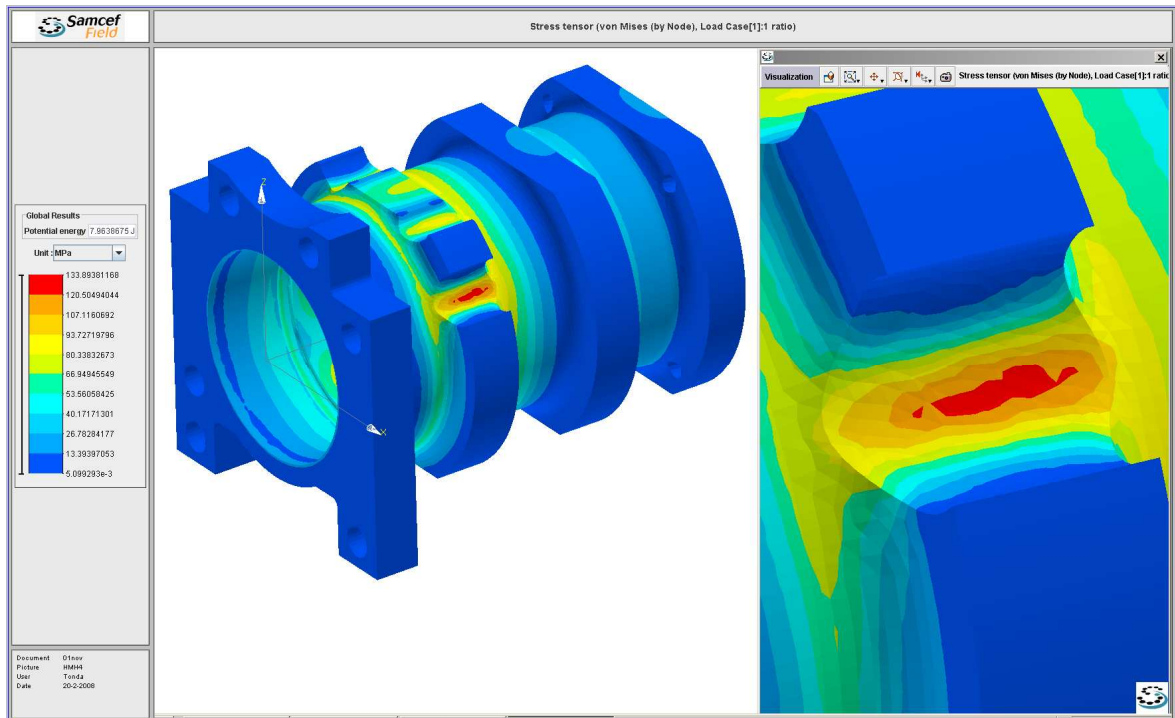
Obr.38 Upravený válec – zatížení LC1.

6.1.1 Zpracování výsledků analýzy MKP.

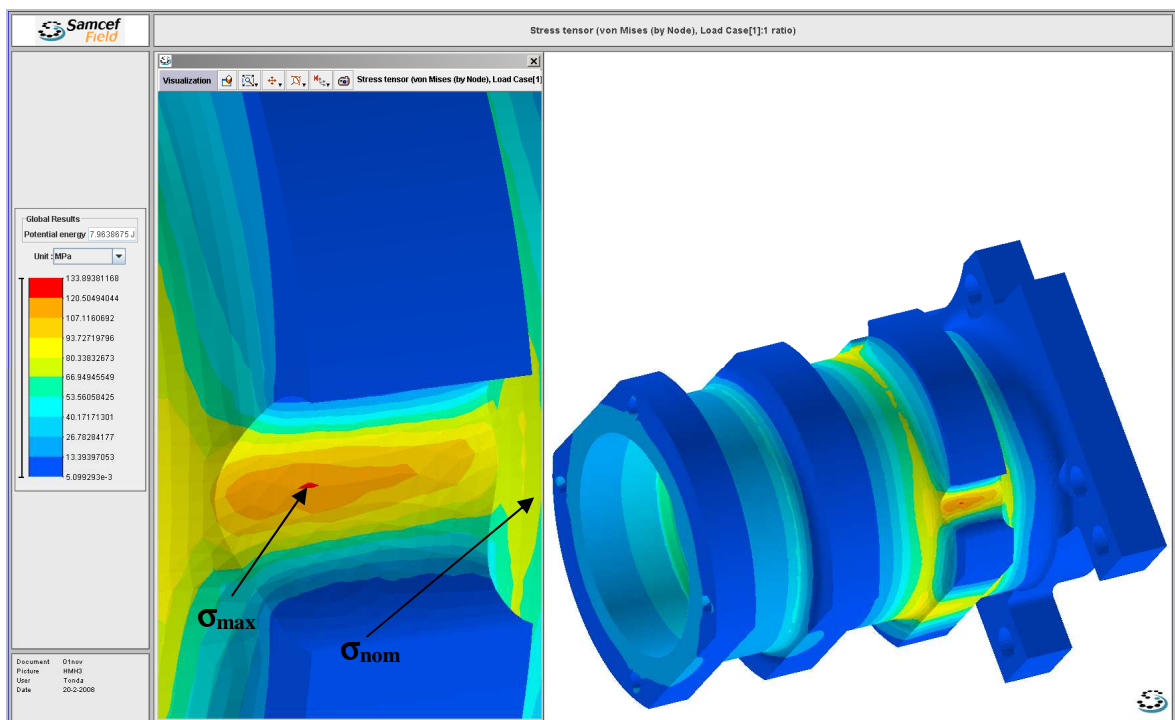
Při zpracování výsledků jsem se opět zaměřil na celkovou deformaci (Obr.39) a zejména pak na rozložení P1 a HMH napětí. Jak jsem předpokládal dosáhl jsem zvětšením poloměru vrubu významného snížení maximálního napětí, což bylo prvořadým cílem. Pro HMH napětí jsem odečetl hodnotu $\sigma_{\max}=133,89$ MPa a $\sigma_{\text{nom}}=90$ MPa. Pro P1 napětí pak hodnoty $\sigma_{\max}=156,28$ MPa a $\sigma_{\text{nom}}=75$ MPa. Na obrázcích jsou naznačena místa odečítání hodnot. Z toho je patrné, že se podařilo snížit maximální napětí o více než polovinu, což je dobrý předpoklad pro zvýšení životnosti tělesa. Na dalších obrázcích jsou pak pro lepší ilustraci rozložení napětí v místě vrubu znázorněny řezy rovinami x , y , z .



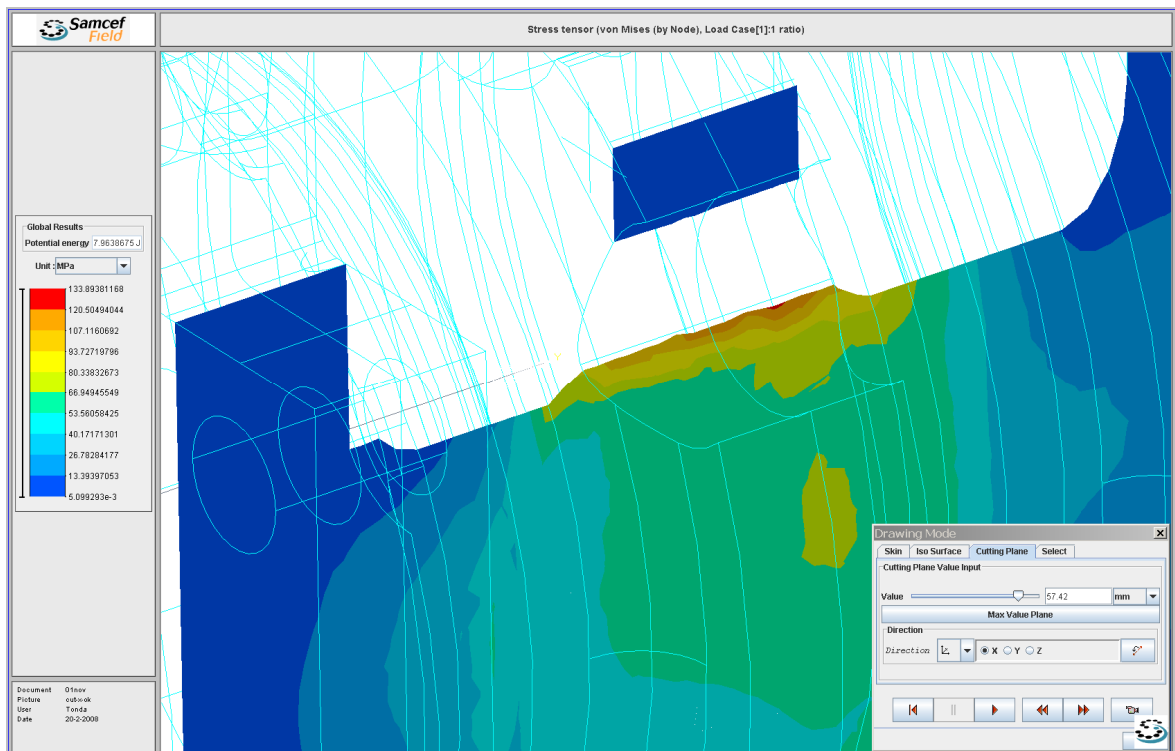
Obr.39 Upravený válec – celková deformace.



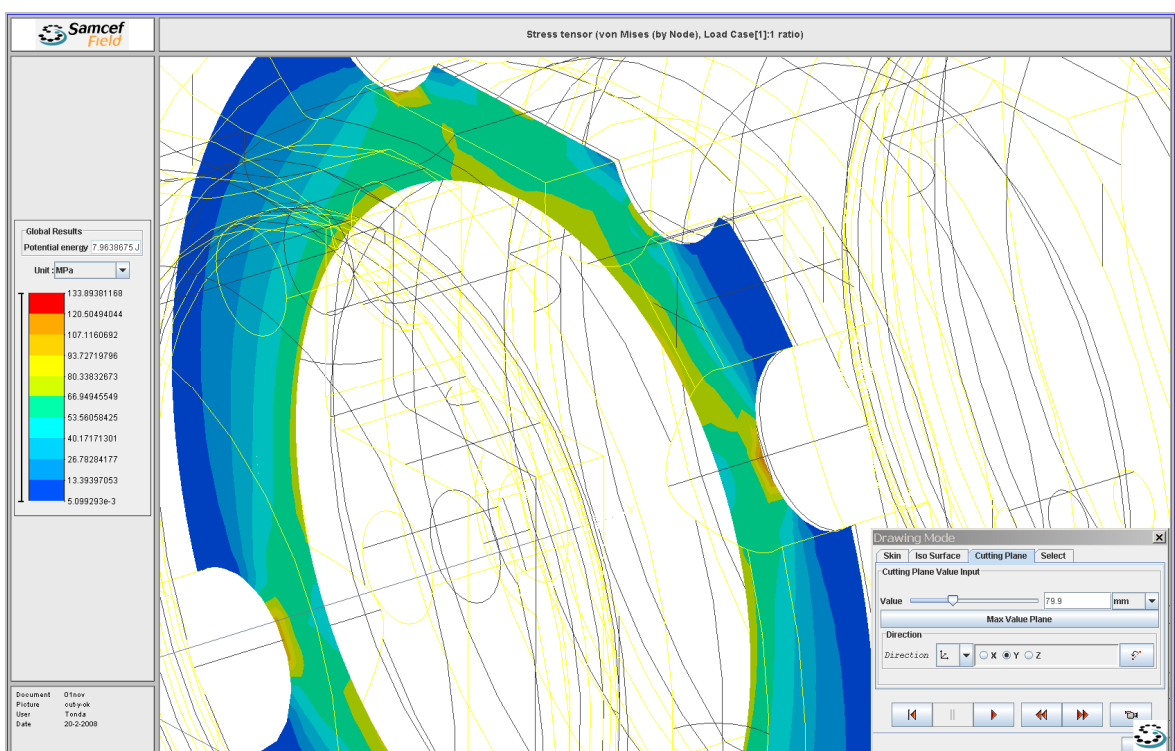
Obr.40 Upravený válec – HMH napětí + detail vubu , zatížení LC1.



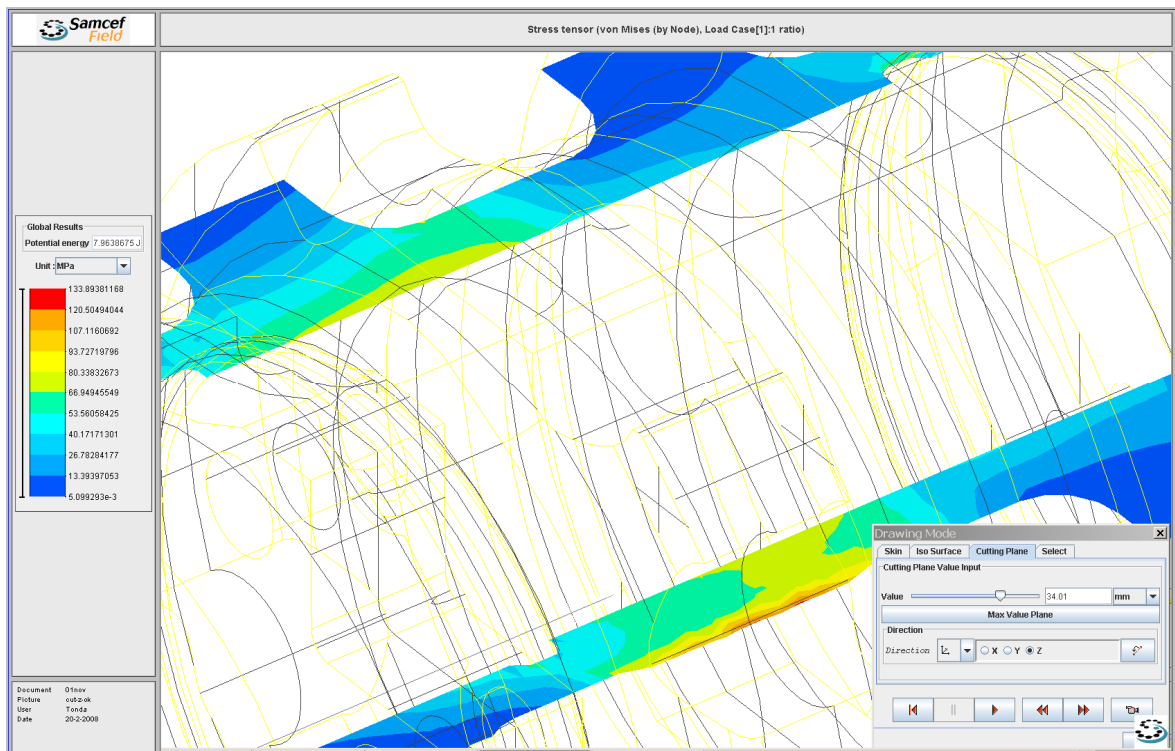
Obr.41 Upravený válec – HMH napětí + detail vrubu, zatížení LC1.



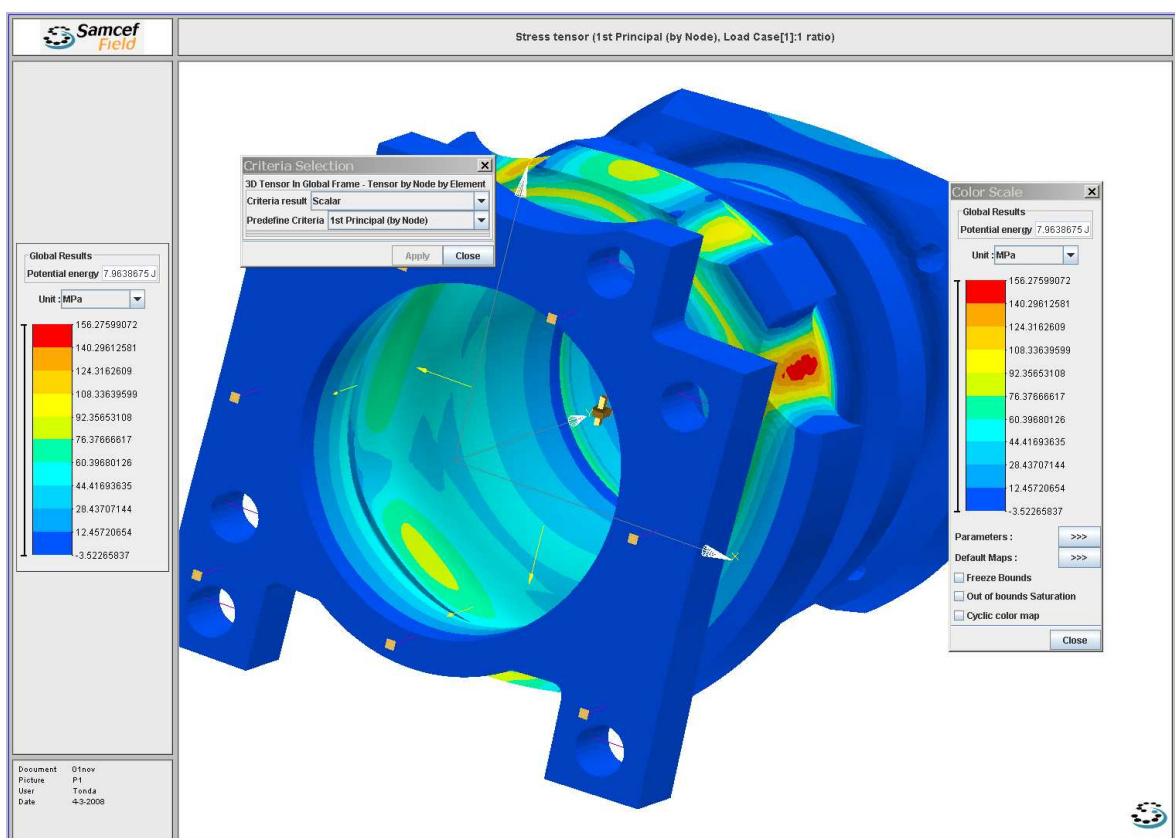
Obr.42 Upravený válec – HMH napětí , řez rovinou x - zatížení LC1.



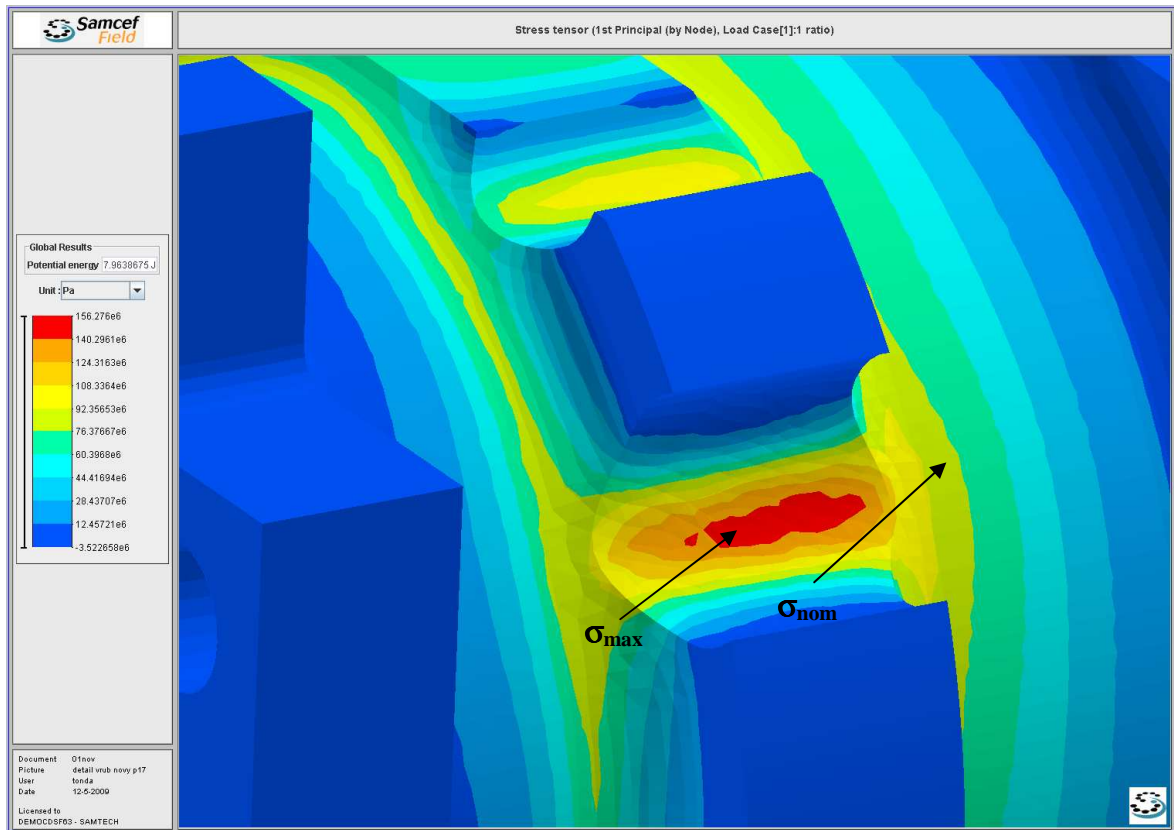
Obr.43 Upravený válec –HMH napětí, řez rovinou y - zatížení LC1



Obr.44 Upravený válec –HMH napětí, řez rovinou z - zatížení LC1.



Obr.45 Upravený válec – P1 napětí - zatížení LC1.



Obr.46 Upravený válec válec – P1 napětí, detail vrubu - zatížení LC1.

6.2 Stanovení odhadu únavové životnosti upraveného válce pro zatížení LC1

Při predikci únavové životnosti upraveného válce bylo postupováno stejně jako u válce s ostrým vrubem. V Tab.14 jsou uvedeny hodnoty maximálních a nominálních napětí upraveného válce.

Zatížení		Maximální napětí [MPa]	Nominální napětí [MPa]
LC1	P1	$\sigma_{\max} = 156,28$	$\sigma_{\text{nom}} = 90$
	HMH	$\sigma_{\max} = 133,89$	$\sigma_{\text{nom}} = 75$

Tab.14 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} získané analýzou MKP pro zatížení LC1.

6.2.1 Výpočet součinitele tvaru vrubu α upraveného válce pro zatížení LC1:

Aplikací FEM byly zjištěny hodnoty maximálních a nominálních napětí.

1.1 st Principal

$$\sigma_{\max} = 156,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{nom}} = 90 \text{ MPa}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} = \frac{156,28}{90} = 1,73 \quad (82)$$

2. HMH

$$\sigma_{\max} = 133,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{nom}} = 75 \text{ MPa}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} = \frac{133,89}{75} = 1,79 \quad (83)$$

6.2.2 Výpočet počtu cyklů do lomu upraveného válce dle jednotlivých teorií pro zatížení LC1.

Neuberova koncepce

Z Tab.15 je patrné, že se podařilo dosáhnout významného snížení rozkmitu deformace a napětí, což je dobrý předpoklad pro zvýšení počtů cyklů do lomu u jednotlivých teorií.

Zadané hodnoty	P1	HMH
Součinitel tvaru vrubu	1,73	1,79
Rozkmit nominálního napětí [Mpa]	90	75
Modul pružnosti [MPa]	$2,06 \cdot 10^5$	$2,06 \cdot 10^5$
Vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit špičkového napětí ve vrubu [MPa]	$\Delta\sigma_h = 155,71$	$\Delta\sigma_h = 134,25$
Rozkmit deformace [mm]	$\Delta\varepsilon_{st} = 7,57 \cdot 10^{-4}$	$\Delta\varepsilon_{st} = 6,52 \cdot 10^{-4}$
Amplituda horní deformace [mm]	$\varepsilon_h = 7,74 \cdot 10^{-4}$	$\varepsilon_h = 3,35 \cdot 10^{-4}$
Amplituda horního napětí [MPa]	$\sigma_h = 153,03$	$\sigma_h = 132,41$
Rozkmit napětí [MPa]	$\Delta\sigma = 155,44$	$\Delta\sigma = 134,12$
Součinitel koncentrace napětí	$\alpha_{\sigma h} = 1,69$	$\alpha_{\sigma h} = 1,77$
Součinitel koncentrace deformace	$\alpha_{\varepsilon h} = 1,77$	$\alpha_{\varepsilon h} = 1,81$

Tab.15 Neuberova koncepce- zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec

Metoda ekvivalence lokálních napětí - Crews-Hardrath-ova metoda

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit napětí [MPa]	$\Delta\sigma=155,44$	$\Delta\sigma=134,12$
Součinitel únavové pevnosti [MPa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Exponent křivky životnosti	$b=-0,115$	$b=-0,115$
Počet cyklů do lomu	$N=7,95 \cdot 10^9$	$N=3,25 \cdot 10^{10}$

Tab.16 Crews-Hardrathova metoda –Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec

Ekvivalence deformace bez uvážení středního napětí

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit napětí [MPa]	$\Delta\sigma=155,44$	$\Delta\sigma=134,12$
Rozkmit deformace [mm]	$\Delta\varepsilon_{st}=7,57 \cdot 10^{-4}$	$\Delta\varepsilon_{st}=6,52 \cdot 10^{-4}$
Součinitel únavové pevnosti [MPa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Součinitel únavové tažnosti	$\varepsilon_f=0,871$	$\varepsilon_f=0,871$
Exponent křivky životnosti	$b=-0,115$	$b=-0,115$
Exponent únavové životnosti	$C=-0,579$	$C=-0,579$
Počet cyklů do lomu	$N=6,12 \cdot 10^9$	$N=3,54 \cdot 10^{10}$

Tab.17 Ekvivalence deformace bez σ_m . Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec

Ekvivalence deformace s uvážením středního napětí

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit napětí [MPa]	$\Delta\sigma=155,44$	$\Delta\sigma=134,12$
Rozkmit deformace [mm]	$\Delta\varepsilon_{st}=7,57 \cdot 10^{-4}$	$\Delta\varepsilon_{st}=6,52 \cdot 10^{-4}$
Střední napětí – Neuber [MPa]	$\sigma_m=74,31$	$\sigma_m=65,34$
Součinitel únavové pevnosti [MPa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Součinitel únavové tažnosti	$\varepsilon_f=0,871$	$\varepsilon_f=0,871$
Exponent únavové životnosti	$C=-0,579$	$C=-0,579$
Počet cyklů do lomu	$N=1,08 \cdot 10^8$	$N=1,07 \cdot 10^{10}$

Tab.18 Ekvivalence deformace s σ_m . Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.

TOPPERova metoda ekvivalence deformace.

V této metodě je nahrazen součinitel tvaru vrubu α součinitelem vrubu β .

Výpočet součinitele vrubu β .

Aplikace teorií pro výpočet součinitele vrubu β není možná. Poloměr vrubu. $\rho=14$ mm je nyní tak velký, že bychom výsledky nemohly považovat za adekvátní. Proto byla odhadnuta velikost součinitele vrubu $\beta=1,76$.

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Součinitel vrubu	$\beta=1,76$	$\beta=1,76$
Rozkmitnominálního napětí [MPa]	$\Delta\sigma_{nom}=90$	$\Delta\sigma_{nom}=75$
Součinitel únavové pevnosti [MPa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Součinitel únavové tažnosti	$\varepsilon_f=0,871$	$\varepsilon_f=0,871$
Exponent křivky životnosti	$\beta = -0,115$	$\beta = -0,115$
Počet cyklů do lomu	$N=7,93 \cdot 10^9$	$N=2,85 \cdot 10^{10}$

Tab.19 Topperova metoda ekvivalence deformace. Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.

SMITHova metoda ekvivalence deformace.

Zadané a vypočtené hodnoty	P1	HMH
Rozkmit nominálního napětí [MPa]	$\Delta\sigma_{nom}=90$	$\Delta\sigma_{nom}=75$
Rozkmit nominálního napětí [MPa]	$\Delta\varepsilon_{st}= 7,57 \cdot 10^{-4}$	$\Delta\varepsilon_{st}= 6,52 \cdot 10^{-4}$
Horní napětí – Neuber [MPa]	$\sigma_h=153,03$	$\sigma_h=132,41$
Součinitel únavové pevnosti [MPa]	$\sigma_f=1164$	$\sigma_f=1164$
Součinitel únavové tažnosti	$\varepsilon_f=0,871$	$\varepsilon_f=0,871$
Exponent únavové životnosti	$C=-0,579$	$C=-0,579$
Počet cyklů do lomu	$N=1,07 \cdot 10^8$	$N=2,01 \cdot 10^9$

Tab.20 Smithova metoda ekvivalence deformace. Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.

6.2.3 Přehled vypočtených hodnot počtu cyklů do lomu nového válce pro zatížení LC1 dle jednotlivých koncepcí.

V tabulce je uveden přehled počtů cyklů do lomu vypočtených pro jednotlivé teorie. Na první pohled je zřejmé dosažení neomezené životnosti upraveného tělesa válce. Podrobný rozbor výsledků výpočtů je uveden v diskuzi.

	Crews-Hardrath	Ekvivalence deformace bez σ_m	Ekvivalence deformace se σ_m	TOPPER	SMITH
P1	$N=7,95 \cdot 10^9$	$N=6,12 \cdot 10^9$	$N=1,08 \cdot 10^8$	$N=7,93 \cdot 10^9$	$N=1,07 \cdot 10^8$
HMH	$N=3,25 \cdot 10^{10}$	$N=3,54 \cdot 10^{10}$	$N=1,07 \cdot 10^{10}$	$N=2,85 \cdot 10^{10}$	$N=2,01 \cdot 10^9$

Tab.21 Přehled vypočtených cyklů do lomu při zatížení LC1 pro nový válec.

7 DISKUZE VÝSLEDKŮ

V praktické části diplomové práce jsem se zabýval stanovením únavového výpočtu tělesa válce hydraulického přímočarého motoru, dle zadání firmy HydraulICS.s.r.o. Analýzy byly nejprve provedeny pro válec s ostrým vrubem, u kterého došlo po krátké době provozu k destrukci.

3D model tělesa válce byl vytvořený zadavatelem v CAD programu Inventor. Následně byl tento model převeden do programu *SamceFField*. Pomocí MKP bylo vypočteno rozložení tenzoru napětí a deformace v objemu tělesa. Na základě získaných výsledků byl proveden únavový výpočet.

Nový typ válce byl navržen tak, aby došlo ke snížení špičky napětí v místě vrubu. Místo ostrého vrubu byl navržen rádius o poloměru $R=14$ mm (po dohodě se zadavatelem). Dále bylo postupováno stejně jako u válce s ostrým vrubem. Výpočet v programu *SamceFField* a vlastní únavový výpočet.

7.1 Válec s ostrým vrubem – analýza MKP

Při pevnostním výpočtu byly uvažovány celkem tři zátěžné stavy.

Zátěžný stav LC1: Tento stav nastává při správném použití hydromotoru, jež doporučuje výrobce a bezchybném chodu motoru.

Zátěžný stav LC2: Toto zatížení předpokládá, že při provozu hydromotoru může dojít k situaci kdy píst nedojede do správné zadní polohy a tudíž v zadní části válce chybí plošná tlaková síla.

Zátěžný stav LC3: Toto zatížení předpokládá, nedodržení doporučení výrobce a přetlakování hydromotoru, k němuž v běžné technické praxi dochází.

V úvahu bereme hodnoty napětí $P1$ a HMH , které nám nejlépe popisují rozložení tenzoru napětí a deformace na tělese válce.

Analýzou tělesa MKP byly zjištěny tyto hodnoty maximálních a nominálních napětí:

Zatížení	Napětí	Maximální napětí [MPa]	Nominální napětí [MPa]
LC1	HMH	$\sigma_{\max}=303,04$	$\sigma_{\text{nom}}=80$
	P1	$\sigma_{\max}=419,82$	$\sigma_{\text{nom}}=110$
LC2	HMH	$\sigma_{\max}=322,33$	$\sigma_{\text{nom}}=85$
	P1	$\sigma_{\max}=436,82$	$\sigma_{\text{nom}}=115$
LC3	P1	$\sigma_{\max}=691,47$	$\sigma_{\text{nom}}=181$
	HMH	$\sigma_{\max}=499,13$	$\sigma_{\text{nom}}=132$

Tab.22 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} získané užitím MKP pro zatížení LC1, LC2, LC3.

K největší koncentraci napětí docházelo v místě tvarově diskontinuity. Z hodnot lze vyčíst, že hodnoty maximálních napětí jsou lineárně úměrné zatěžujícímu tlaku. Nepřítomnost tlakové plošné síly v zadní části válce měla za následek mírný nárůst napětí, ten však nemůže mít na životnost tělesa vliv a proto jsem pro únavový výpočet uvažoval pouze hodnoty při zatížení LC1 a LC3.

7.2 Stanovení odhadu únavové životnosti válce s ostrým vrubem.

Pro vlastní únavový výpočet jsem použil teorie popsané v teoretické části. Ve všech těchto teoriích jsou hlavními veličinami ovlivňujícími únavovou životnost součinitel tvaru vrubu α , maximální a nominální napětí, rozkmit napětí a deformace. Všechny tyto hodnoty jsou v praktické části pro každou teorii přehledně uvedeny v tabulkách. U Topperovy koncepce je nahrazen součinitel tvaru vrubu α , součinitelem vrubu β . Přesné určení tohoto součinitele je pro tento případ velmi obtížné a jeho velikost musela být odhadnuta. Přesnost výsledků této teorie tak mohla být ovlivněna. Nicméně, výsledky Topperovy teorie se od ostatních odhadů nijak významně neoddalují a tudíž mohu usuzovat, že odhad byl správný. Přehled výsledků dle teorií a uvažovaných napětí je uveden v tabulce 23.

Ze srovnání výsledků použitých metod predikce únavové životnosti vyplývá, že hodnoty jednotlivých počtů cyklů se od sebe nijak významně neliší.

Výsledné počty cyklů do lomu pro napětí P1 se pohybují vždy o řád výše než je tomu u výsledků pro napětí HMH. Vysvětlením jsou vyšší hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} , od kterých se odvíjí všechny další výpočty únavové predikce.

Zátěžný stav		Crews-Hardrath	Ekvivalence deformace bez σ_m	Ekvivalence deformace s σ_m	TOPPER	SMITH
LC1	P1	$N=2,49 \cdot 10^6$	$N=1,85 \cdot 10^6$	$N=2,52 \cdot 10^6$	$\beta=3,00$; $N=1,7 \cdot 10^6$	$N=0,54 \cdot 10^6$
	HMH	$N=2,95 \cdot 10^7$	$N=2,21 \cdot 10^7$	$N=2,11 \cdot 10^7$	$\beta=3,00$; $N=1,9 \cdot 10^7$	$N=3,63 \cdot 10^6$
LC3	P1	$N=1,26 \cdot 10^5$	$N=9,4 \cdot 10^4$	$N=1,16 \cdot 10^5$	$\beta=3,65$; $N=4,27 \cdot 10^5$	$N=4,88 \cdot 10^4$
	HMH	$N=7,96 \cdot 10^5$	$N=5,91 \cdot 10^5$	$N=6,29 \cdot 10^5$	$\beta=3,65$; $N=9,21 \cdot 10^5$	$N=2,21 \cdot 10^5$

Tab.23 Přehled vypočtených cyklů do lomu pro všechna zatížení.

Z těchto výsledků lze vyčíst, že při zatížení LC1 by nemělo k únavovému lomu dojít dříve než po několika letech provozu. Muselo tedy docházet k výraznému přetlakování válce. Z výsledných hodnot pro zatížení LC3 vyplývá, že k únavovému lomu mohlo dojít již po velmi krátké době provozu.

7.3 Upravený typ válce - analýza MKP.

Upravené těleso válce bylo podrobena analýze MKP. Uvažoval jsme pouze zátěžný stav LC1. Jak jsem předpokládal došlo k výraznému snížení hodnot maximálního napětí a to více než-li o polovinu. Přehled odečtených hodnot maximálních a nominálních napětí je uveden v Tab. 24.

Zatížení		Maximální napětí [MPa]	Nominální napětí [MPa]
LC1	P1	$\sigma_{\max} = 156,28$	$\sigma_{\text{nom}} = 90$
	HMH	$\sigma_{\max} = 133,89$	$\sigma_{\text{nom}} = 75$

Tab.24 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} získané analýzou MKP pro zatížení LC1.

7.4 Stanovení odhadu únavové životnosti upraveného tělesa válce.

Při únavovém výpočtu upraveného tělesa válce jsem postupoval stejně jako u předcházejícího výpočtu. U Topperovy teorie byl opět problém s určením součinitele vrubu β , jelikož teorie jeho výpočtu již neuvažují tak velký poloměr vrubu. Výsledky však opět nijak nevyčnávají z čehož vyplývá, že náš odhad byl zřejmě správný. Přehled počtů cyklů vypočtených dle jednotlivých teorií je uveden v tabulce. Z výsledků vyplývá, že teorie jež ve svých rovnicích zahrnují vliv středního napětí (Smithova a Ekvivalence def. s uvážením středního napětí), poskytují výsledky s výrazně nižšími hodnotami počtu cyklů.

	Crews-Hardrath	Ekvivalence deformace bez σ_m	Ekvivalence deformace se σ_m	TOPPER	SMITH
P1	$N=7,95 \cdot 10^9$	$N=6,12 \cdot 10^9$	$N=1,08 \cdot 10^8$	$N=7,93 \cdot 10^9$	$N=1,07 \cdot 10^8$
HMH	$N=3,25 \cdot 10^{10}$	$N=3,54 \cdot 10^{10}$	$N=1,07 \cdot 10^{10}$	$N=2,85 \cdot 10^{10}$	$N=2,01 \cdot 10^9$

Tab.25 Přehled vypočtených cyklů do lomu při zatížení LC1 pro nový válec.

Z těchto hodnot vyplývá, že se podařilo dosáhnout požadovaných výsledků. Konstrukční úprava provedená na válci s ostrým vrubem měla za následek dosažení neomezené únavové životnosti tělesa.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo odhadnutí únavové životnosti tělesa s ostrým vrubem. V tomto případě se jednalo o válec přímočarého hydromotoru dle zadání firmy HydraulICS.s.r.o. Následně byl válec konstrukčně upraven tak, aby byla zajištěna neomezená únavová životnost válce.

U zatíženého válce s ostrým vrubem byla provedena analýza stavu napjatosti numerickou metodou konečných prvků pro jednotlivá zatížení. Z výsledků analýzy vyplývá vysoká koncentrace napětí v místě vrubu. Ta měla při cyklickém namáhání za následek únavový lom součásti. Odhad životnosti pro zatížení LC1- $p=17\text{MPa}$ se pohyboval v intervalu $\langle 0,54 \cdot 10^6; 2,95 \cdot 10^7 \rangle$ cyklů. Z toho vyplývá, že se pohybujeme v oblasti časované pevnosti s poměrně vysokou hodnotou počtu cyklů. Proto byl proveden výpočet pro zatížení LC3- $p=28\text{MPa}$. Pro toto zatížení se výsledky pohybovaly v intervalu $\langle 4,88 \cdot 10^4; 9,51 \cdot 10^5 \rangle$ cyklů. Zde výsledky ukazují, že k únavovému lomu mohlo při tomto zatížení dojít již po velmi krátké době provozu.

Po konzultaci se zadavatelem jsem nahradil ostrý vrub rádiusem o poloměru $R=14\text{mm}$. Následně byla znovu provedena analýza napjatosti upraveného tělesa MKP, z níž vyplývá, že se podařilo snížit maximální napětí v místě vrubu o více než polovinu. Následný odhad únavové životnosti pak potvrdil správnost zvoleného konstrukčního řešení. Hodnoty počtu cyklů do lomu se pohybovaly od $\langle 1,07 \cdot 10^8; 3,54 \cdot 10^{10} \rangle$ cyklů, což jsou hodnoty prakticky neomezené životnosti.

Z výsledků vyplývají následující závěry:

Při dodržování provozního maximálního tlaku ve válci $p=17\text{MPa}$, by nemohlo dojít k únavovému lomu dříve, než po několika letech provozu. Muselo tedy docházet k výraznému přetlakování válce, což mělo za následek únavový lom válce v podstatně kratším čase.

Všechny provedené výpočty jsou odhady životnosti. Pro potvrzení správnosti výsledku s jistotou, by musely být provedeny příslušné cyklické únavové zkoušky na konkrétním typu válce. Tyto zkoušky však vyžadují značné finanční náklady a rovněž délka trvání zkoušek je nezanedbatelná. V současné době tyto zkoušky ve firmě HydraulICS.s.r.o. v omezené formě probíhají na jednom zkušebním pracovišti.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1992. ISBN 80-03-00665-1.
- [2] BOHUMÍR, S. *Řešené příklady a technické úlohy z materiálového inženýrství*. Ostrava: Ostravské tiskárny, a.s., 1998
- [3] FROST, N.E., MARSH, K. J., POOK, L. P. *Metal Fatigue*. New York: Dover Publications, INC., 1974. ISBN 0-486-40927-9.
- [4] STEPHENS, R. I., FATEMI, A., STEPHENS R. I., FUCHS O. H., *Metal Fatigue on Engineering*. Wiley-Interscience publication, 2001. ISBN 0-471-51059-9.
- [5] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P., *Strojírenská příručka*. Praha: Scientia, spol.s.r.o., 1994. ISBN 80-85827-58-1.
- [6] PIVOŇKA, J., A KOL. *Tekutinnové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987
- [7] PTÁČEK, L., A KOLEKTIV. *Nauka o materiálu I*. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-7204-193-2.
- [8] DORAZIL, E., A KOL. *Nauka o materiálu I*. Brno: VUT, 1979
- [9] DORAZIL, E., A KOL. *Nauka o materiálu II*. Brno: VUT, 1979
- [10] BOSHOP, N, W, M., SHERRAT, F. *Finite element based fatigue calculations*. Farnham: 2000.
- [11] VLK, M., FLORIAN, Z., *Mezní stavy a spolehlivost*. Brno: VUT, 2007
- [12] VLK, M. *Dynamická pevnost a životnost*. Brno: VUT, 1992. ISBN 80-214-0247-2.
- [13] KLESNIL, M., LUKÁŠ, P. *Únava kovových materiálů při mechanickém namáhání*. Praha: Academia, 1975.
- [14] DYLAG, Z., ORLOS, Z. *Únava materiálu a její zkoušení*. Praha: SNTL, 1968.
- [15] RUŽIČKA, M., CABRNOCH, B., PAPUGA, J. *Metody a programy pro hodnocení únavové životnosti*. Praha: ČVUT, 1998.
- [16] BATHE, K.J. *Finite element Procedures in Engineering Analysis*. Prentice Hall Inc. 1982.

- [17] SEGERLIND, L.J., *Applied Finite Element Analysis*. John Willey, New York, USA, 1984.
- [18] HINTON, E. *Numerical Methods and software for Dynamics analysis of Plates and Shells*. Swansea, UK 1998.
- [19] <http://www.hydraulics.cz/czech/ram.html>
- [20] RUŽIČKA, M., HAN, M., ROST, M., *dynamická pevnost a životnost*. Praha, CVUT, 1987.
- [21] <http://www.samcef.com/en/pss.php?ID=1&W=products>
- [22] BITTNAR, Z., ŠVEJNOHA, J. *Numerické metody mechaniky 1*. Praha: ČVUT, 1992.
- [23] BITTNAR, Z., ŠVEJNOHA, J. *Numerické metody mechaniky 2*. Praha: ČVUT, 1992.
- [24] POKLUDA, J., KROUPA, F., OBDRŽÁLEK, L. *Mechanické vlastnosti a struktura pevných látek*. Brno: VUT, PC-DIR spol.s.r.o. Nakladatelství. 1994.
- [25] PACIGA, A., IVANTYŠIN, J. *Tekutiny a mechanizmy*. Praha: SNTL, 1985.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	materiálová konstanta oceli
α	součinitel tvaru vrubu
$\alpha_{\sigma h}$	součinitel koncentrace napětí ve vrubu
$\alpha_{\varepsilon h}$	součinitel koncentrace deformace ve vrubu
$\alpha_{\sigma a}$	součinitel koncentrace amplitudy napětí ve vrubu
$\alpha_{\varepsilon a}$	součinitel koncentrace amplitudy deformace ve vrubu
σ_{aF}	amplituda fiktivního napětí
α_{red}	redukovaný součinitel napětí
α_{σ}	součinitel koncentrace napětí
α_{ε}	součinitel koncentrace deformace
β	součinitel vrubu
$[B]$	matice diferenciálních operátorů
$[B]^T$	matice transponovaných operátorů
ČSN	Česká státní norma
d	průměr válce
D	jmenovitý průměr válce
$[D]$	matice tuhostních součinitelů
$[d]^e$	vektor posuvu elementu
$\{d\}$	vektor uzlových posunutí pro celý systém
$\{d\}^T$	vektor složek uzlových posuvů
$\Delta\varepsilon_{at}$	rozkmít amplitudy deformace

$\Delta\sigma$	rozkmít normálového napětí
$\Delta\tau$	rozkmít tečného napětí
ε	poměrné prodloužení
$\{\varepsilon_T\}$	vektor přetvoření od teploty
ε_{rp}	relativní plastická deformace
ε_{ael}	amplituda elastické deformace
ε_{apl}	amplituda plastické deformace
ε_{at}	amplituda celkové deformace
ε_f	součinitel únavové tažnosti
$\varepsilon_{h,nom}$	nominální deformace ve vrubu
E	modul pružnosti
$[f]$	vektor výsledných vnějších sil v uzlech
${}^T\{f\}^e$	vektor zatížení v uzlech
G	gradient napětí
\bar{G}	poměrný gradient napětí
γ	zkos
H9	tolerance průměru trubky.
HMH	von Misesovo napětí
K'	součinitel cyklického zpevnění
$[K]$	matice tuhosti
$[K]^e$	Matice tuhosti elementu
MKP	metoda konečných prvků

μ	činitel pro odstupňování průměru válce
n_s	exponent hysterezní smyčky
n'	exponent cyklické pevnosti
N_t	tranzitní bod
P_1	hlavní napětí
Π^e	energetický funkcionál pro element
Π	celková potenciální energie
$\{P\}$	vektor soustředěných vnějších sil
q	součinitel vrubové citlivosti
R_m	mez pevnosti
R_e	mez kluzu
ρ	poloměr vrubu
ρ^*	materiálová konstanta
σ_h	horní normálové napětí
σ_n	dolní normálové napětí
σ_m	střední normálové napětí
σ_a	amplituda normálového napětí
σ_{\max}	maximální napětí
σ_{nom}	Nominální napětí
σ_x^a	horní normálové napětí součásti s vrubem
σ_r	relativní napětí
σ_f	součinitel únavové pevnosti
$\sigma_{h,H}$	napětí v kořeni vrubu

$\sigma_{h,nom}$	nominální napětí ve vrubu
σ_H	horní napětí ve vrubu
$\Delta\sigma_F$	rozkmít fiktivního napětí
τ_h	horní tečné napětí
τ_n	dolní tečné napětí
τ_m	střední tečné napětí
τ_a	amplituda tečného napětí
τ_x^a	horní tečné napětí součásti s vrubem
w	exponent wohlerovy křivky
W_0^e	práce vykonaná objemovými silami
W_p^e	práce vykonaná rozloženým plošným zatížením
Λ^e	práce vykonaná objemovými silami
W_L	hustota deformační energie od lokálního napětí ve vrubu
W_N	hustota deformační energie od nominálního napětí ve vrubu
v	součinitel napjatosti

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr.1 Přímočarý hydromotor.[19]	11
Obr.2 Typy přímočarých motorů s jednostrannou pístnicí.[1].....	12
Obr.3 Motor s oboustrannou pístnicí.[1]	12
Obr.4 Časově proměnný průběh napětí a) stochastický charakter, b) pravidelný charakter [12]	20
Obr.5 Stadia únavového procesu [15].....	21
Obr.6 Typické znaky únavového lomu. [12]	23
Obr. 7. Hysterezní smyčka [12]	23
Obr.8 Aproximace hysterezí smyčky a) vzestupný půlkmit b) sestupný půlkmit [12].....	24
Obr.9 Cyklická deformační křivka [15].....	25
Obr.10 Wöhlerova křivka pro ocel [12].....	27
Obr.11 Základní únavová křivka deformace. [20].....	28
Obr.12 Koncepce vlivu vrubů na únavovou pevnost. a) Koncepce nominálních napětí, b) Koncepce lokálních napětí a deformací [20].....	29
Obr.13 Znázornění rozložení napětí u součásti s vrubem. [15]	30
Obr.14 Napěťově deformační poměry v kořeni vrubu. [12].....	35
Obr.15 Objemová hustota deformační energie.[12]	38
Obr.16 Válec s ostrým vrubem - geometrie tělesa.....	48
Obr.17 Válec s ostrým vrubem - detail tvarové diskontinuity.....	48
Obr.18 Válec s ostrým vrubem - rozložení sítě konečných prvků.....	49
Obr.19 Válec s ostrým vrubem – okrajové podmínky	50
Obr.20 Válec s ostrým vrubem – zatížení LC1	52
Obr.21 Válec s ostrým vrubem - celková deformace, zatížení LC1.	53
Obr.22 Válec s ostrým vrubem - HMM napětí, zatížení LC1.	53
Obr.23 Válec s ostrým vrubem - HMM napětí, detail vrubu- zatížení LC1.....	54
Obr.24 Válec s ostrým vrubem - HMM napětí, řez rovinou y - zatížení LC1.....	55
Obr.25 Válec s ostrým vrubem - P1 napětí, zatížení LC1	55
Obr.26 Válec s ostrým vrubem - P1 napětí, detail vrubu - zatížení LC1.....	56
Obr.27 Válec s ostrým vrubem - HMM napětí, zatížení LC2.	56
Obr.28 Válec s ostrým vrubem - HMM napětí, detail vrubu - zatížení LC2.....	57
Obr.29 Válec s ostrým vrubem– P1 napětí, zatížení LC2.....	57

Obr.30 Válec s ostrým vrubem – P1 napětí, detail vrubu - zatížení LC2.	58
Obr.31 Válec s ostrým vrubem – HMM napětí, zatížení LC3.....	58
Obr.32 Válec s ostrým vrubem - HMM napětí, detail vrubu - zatížení LC3.....	59
Obr.33 Válec s ostrým vrubem – P1 napětí, zatížení LC3.....	59
Obr.34 Válec s ostrým vrubem – P1 napětí, detail vrubu - zatížení LC3.	60
Obr.35 Výpočtové prostředí programu Eureka: The Solver, version 1.0.	61
Obr.36 Upravený válec - Detail vrubu.....	68
Obr.37 Upravený válec – okrajové podmínky.	69
Obr.38 Upravený válec – zatížení LC1.....	69
Obr.39 Upravený válec – celková deformace.	70
Obr.40 Upravený válec – HMM napětí + detail vrubu , zatížení LC1.....	71
Obr.41 Upravený válec – HMM napětí + detail vrubu, zatížení LC1.	71
Obr.42 Upravený válec – HMM napětí , řez rovinou x - zatížení LC1.....	72
Obr.43 Upravený válec –HMM napětí, řez rovinou y - zatížení LC1.....	72
Obr.44 Upravený válec –HMM napětí, řez rovinou z - zatížení LC1.	73
Obr.45 Upravený válec válec – P1 napětí - zatížení LC1.....	73
Obr.46 Upravený válec válec – P1 napětí, detail vrubu - zatížení LC1.....	74

SEZNAM TABULEK

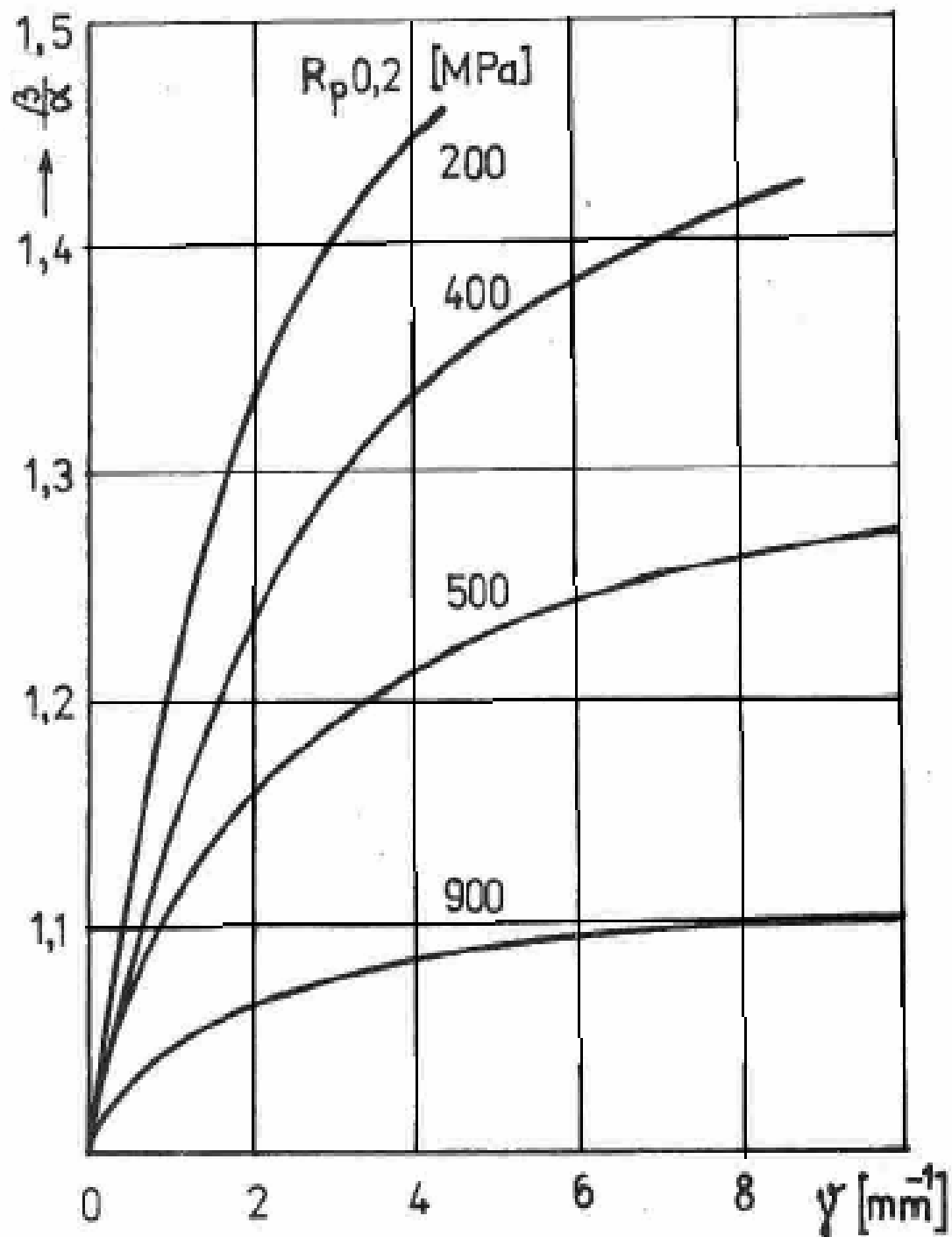
Tab.1 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} získané užitím MKP pro zatížení LC1, LC2, LC3.....	60
Tab.2 Neuberova koncepce- zadané a vypočtené hodnoty pro zatížení LC1.	62
Tab .3 Crews-Hardrathova metoda –Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.....	63
Tab.4 Ekvivalence deformace bez σ_m . Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.....	63
Tab.5 Ekvivalence deformace s σ_m . Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.....	63
Tab.6 Přehled součinitelů vrubu β	64
Tab.7 Topperova metoda ekvivalence deformace. Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.....	64
Tab.8 Smithova metoda ekvivalence deformace. Zadané a vypočtené hodnoty pro LC1.....	65
Tab.9 Přehled vypočtených cyklů do lomu pro zatížení LC1.	65
Tab.10 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} vypočtené pro zatížení zatížení L3.....	66
Tab.11 Neuberova koncepce- zadané a vypočtené hodnoty pro zatížení LC3.	66
Tab.12 Přehled vypočtených cyklů do lomu pro zatížení LC3.	67
Tab.13 Přehled vypočtených cyklů do lomu pro všechna zatížení.	67
Tab.14 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} získané analýzou MKP pro zatížení LC1.....	74
Tab.15 Neuberova koncepce- zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.....	75
Tab.16 Crews-Hardrathova metoda –Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.....	76
Tab.17 Ekvivalence deformace bez σ_m . Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.....	76
Tab.18 Ekvivalence deformace s σ_m . Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.....	76
Tab.19 Topperova metoda ekvivalence deformace. Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.	77
Tab.20 Smithova metoda ekvivalence deformace. Zadané a vypočtené hodnoty při zatížení LC1 pro upravený válec.	77
Tab.21 Přehled vypočtených cyklů do lomu při zatížení LC1 pro nový válec.	78
Tab.22 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} získané užitím MKP pro zatížení LC1, LC2, LC3.....	80
Tab.23 Přehled vypočtených cyklů do lomu pro všechna zatížení.	81

Tab.24 Hodnoty σ_{\max} a σ_{nom} získané analýzou MKP pro zatížení LC1.....	81
Tab.25 Přehled vypočtených cyklů do lomu při zatížení LC1 pro nový válec.	82

SEZNAM PŘÍLOH

- P.I. Diagram pro určení součinitele vrubu podle Sieblera a Stopera
- P.II. Diagram pro určení součinitele vrubu podle Petersona

**PŘÍLOHA P I: DIAGRAM PRO URČENÍ SOUČINITELE VRUBU
PODLE SIEBLERA A STILERA**



**PŘÍLOHA P II: DIAGRAM PRO URČENÍ SOUČINITELE VRUBU
PODLE PETERSONA**

