



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

OPTIMALIZACE TVARU NOVÉHO TYPU OBVODOVÉHO ZÁVĚSU PRO LOPATKY PARNÍCH TURBÍN

SHAPE OPTIMIZATION OF NEW CIRCUMFERENTIAL STEAM TURBINE BLADE ATTACHMENT TYPE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Mívalt

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Stanislav Polzer, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	Bc. Tomáš Mívalt
Studijní program:	Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce:	Ing. Stanislav Polzer, Ph.D.
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Optimalizace tvaru nového typu obvodového závěsu pro lopatky parních turbín

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obvodové závěsy parních turbín mají již přes 50 let prakticky stejné tvary. Víceosá CNC obráběcí centra však dnes umožňují vyrobit prakticky libovolnou geometrii, což otevírá dveře pro návrh nových-geometricky složitějších typů obvodových závěsů se zlepšenou životností proti klasickým typům.

V minulých letech byly provedeny práce, které vyústily v globální návrh nového typu obvodového závěsu. Nyní je potřeba pokračovat víceparametrickou optimalizací tvaru a určením životnosti při respektování cyklické plastické deformace materiálu lopatky.

Cíle diplomové práce:

1. Vytvořit parametrický konečnoprvkový model závěsu turbínové lopatky.
2. Stanovit životnost s využitím Chaboche modelu materiálu.
3. Provést víceparametrickou optimalizaci tvaru s cílem dosažení minimálních přetvoření.

Seznam doporučené literatury:

Polzer S. Výpočtová analýza pevnosti a životnosti turbínových lopatek. 2009 Diplomová práce, Brno.

Vrbický J. Návrh nového typu obvodového závěsu pro lopatky parní turbíny. 2015, Diplomová práce, Brno.

Chaboche JL. Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity. 1989. Int J Plast 5:247-302.

Voce E. 1955. Metallurgica. Col. 51(219).

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

V této práci je popsán výběr a provedena kalibrace vhodného modelu konstitutivního vztahu pro popis cyklického změkčování materiálu. Práce se zabývá deformačně-napětovou analýzou závěsu poslední řady lopatek parní turbíny při použití zmíněného modelu materiálu a vyhodnocením životnosti stávajícího závěsu. Následně je provedena víceparametrická optimalizace nového tvaru závěsu, výběr ideálních parametrů, zhodnocení změn v napjatosti oproti stávajícímu závěsu a odhad možného zvýšení otáček turbíny s novým závěsem.

Klíčová slova

parní turbína, lopatka, nízko-cyklová únava, deformačně-napětová analýza, Chaboche, Voce, cyklické změkčování, optimalizace, MKP

Abstract

This thesis describes selection and shows calibration of material model, capable of describing cyclic softening of material. Stress-strain FEM analysis of circumferential blade attachment for last section of rotor blades of steam turbine is performed, expected lifetime of existing attachment is evaluated. Multi-parameter optimization of new-shape attachment was done, resulting in dimensions for new-shape attachment with longer lifetime. Improvements in strain amount in comparison with existing attachment were evaluated and possible RPM increase of turbine with new attachment type was calculated.

Key words

Steam turbine, blade, low-cycle fatigue, stress-strain analysis, Chaboche, Voce, cyclic softening, optimization, FEM

Bibliografická citace

MÍVALT, T. *Optimalizace tvaru nového typu obvodového závěsu pro lopatky parních turbín*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Stanislav Polzer, Ph.D..

Prohlášení autora o původnosti práce

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Optimalizace tvaru nového typu obvodového závěsu pro lopatky parních turbín* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 20. května 2017

Tomáš Mívalt

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu práce Ing. Stanislavu Polzerovi, PhD. za jeho čas, důvěru a cenné rady, které mi poskytnul. Dále chci poděkovat Ing. Michalu Pečovi za nasměrování na relevantní informace ke kalibraci modelu Chaboche. Dále chci poděkovat Ing. Liboru Válkovi, CSc. z ÚMVI za praktické informace o cyklickém chování materiálů a únavě.

Také chci poděkovat přítelkyni Luce, rodině a kamarádům za psychickou podporu při psaní této práce.

Obsah

Úvod.....	10
1. Pamí turbína.....	11
1.1. Vsazení lopatky do rotoru.....	11
1.2. Důsledky, vyplývající ze způsobu konstrukce.....	12
2. Formulace problému a cíle práce.....	13
2.1. Problém.....	13
2.2. Předchozí práce.....	13
2.3. Cíle diplomové práce.....	13
3. Systém podstatných veličin.....	14
3.1. Statické zatížení.....	14
3.2. Dynamické zatížení.....	14
3.3. Neuvažované veličiny.....	14
4. Volba výpočtové metody.....	15
5. Model materiálu.....	16
5.1. Popis cyklické plasticity.....	16
5.2. Model materiálu Chaboche.....	18
5.2.1. Význam parametrů.....	19
5.3. Model materiálu VOCE.....	20
5.4. Materiál lopatky.....	21
5.4.1. Kalibrace statické tahové křivky.....	21
5.4.2. Kalibrace cyklického chování.....	23
5.4.3. Porovnání modelu s experimentem.....	26
5.5. Materiál rotoru.....	32
5.5.1. Kalibrace statické tahové křivky.....	32
5.5.2. Kalibrace cyklického chování.....	33
5.5.3. Porovnání modelu s experimentem.....	35
5.6. Zhodnocení popisných schopností modelu.....	38
5.7. Materiálové parametry klínu a tlumicího drátu.....	39
5.7.1. Tlumící drát.....	39
5.7.2. Klín.....	39
6. Původní závěs.....	40
6.1. Řešení rotoru jako celku.....	40
6.2. Standardní lopatka.....	43
6.2.1. Model geometrie.....	43
6.2.2. Okrajové podmínky.....	45
6.2.3. Nastavení kontaktů.....	46
6.2.4. Cyklická analýza.....	47
6.2.5. Posouzení kritických míst.....	51

6.2.6.	Určení životnosti standardní lopatky.....	53
6.2.7.	Určení životnosti rotoru	55
6.3.	Závěrná lopatka.....	56
6.3.1.	Nastavení analýzy	56
6.3.2.	Výsledky D-N analýzy závěrné lopatky	57
6.3.3.	Životnost závěrné lopatky	61
7.	Optimalizace nového tvaru závěsu.....	62
7.1.	Topologie návrhu nového závěsu – NS2.....	62
7.2.	Model geometrie	62
7.2.1.	Volba parametrů.....	63
7.2.2.	Volba výstupních parametrů	64
7.3.	Nastavení analýzy	65
7.3.1.	Síť.....	65
7.4.	Výsledné parametry.....	65
7.4.1.	Určení odezvových ploch.....	66
7.5.	Cíle optimalizace	67
7.5.1.	Citlivostní analýza.....	67
7.5.2.	Výsledné parametry optimalizace	69
7.6.	D-N analýza výsledného tvaru	70
7.6.1.	Konvergence sítě	70
7.6.2.	Cyklická analýza	70
7.6.3.	Životnost zoptimalizovaného závěsu	76
7.7.	Analýza závěrné lopatky	77
7.8.	Odhad maximálních otáček turbíny nového závěsu	80
7.8.1.	Nastavení analýzy	80
7.8.2.	Okrajové podmínky	80
7.8.3.	Odhad maximálních otáček z D-N analýzy závěrné lopatky	80
7.8.4.	Výsledné průběhy maximálních otáček	82
8.	Omezení výpočtového modelu.....	83
8.1.	Budoucí práce.....	83
	Závěr	84
9.	Zdroje	86
	Seznam obrázků	87
	Seznam tabulek	89
	Seznam příloh.....	90

Úvod

Parní turbíny jsou důležitým zařízením – využívají se primárně v elektrárnách jako zařízení přeměňující tepelnou energii na mechanickou, která je dále přeměňována generátory na energii elektrickou. Zdroj tepla může být různý – jaderná reakce, spalování biomasy nebo uhlí. Návrh turbíny je komplexní proces – musí být proveden termodynamický návrh proudění a tvaru profilu listu lopatek, dynamická optimalizace s ohledem na kmitání, statická analýza celé soustavy včetně závěsu lopatek. Závěsy jsou standardizované, existují různé typy a volí se primárně dle typu turbíny (přetlaková/rovnotlaká), otáček a velikosti listu lopatek.

V této DP navazují na předchozí práce [1] a [2], ve kterých byla provedena deformačně-napěťová analýza závěsu menší parní turbíny o výkonu 15 MW, vyráběnou firmou EKOL. Novým přínosem této práce je odstranění nejistot ohledně cyklického chování materiálového modelu, popis a praktické provedení identifikace materiálových parametrů elasto-plastického modelu pro použité materiály rotoru a lopatky a provedení více-parametrické optimalizace nově navrženého závěsu parní turbíny v [2] a vyhodnocení jeho životnosti.

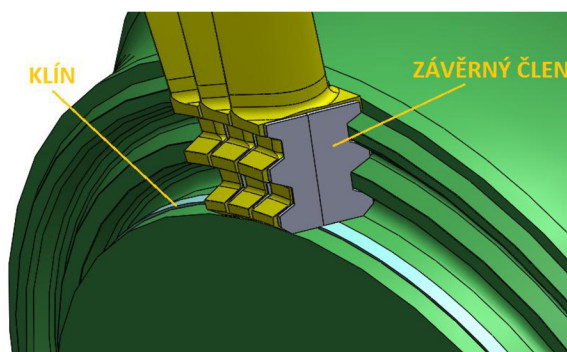
1. Parní turbína

Předmětem zkoumání této DP je malá, vysokootáčková parní turbína o výkonu 15 MW, vyráběná společností EKOL. Parní turbíny jsou zařízení, které mění tepelnou energii páry na kinetickou energii, která je následně v generátoru měněna na energii elektrickou.

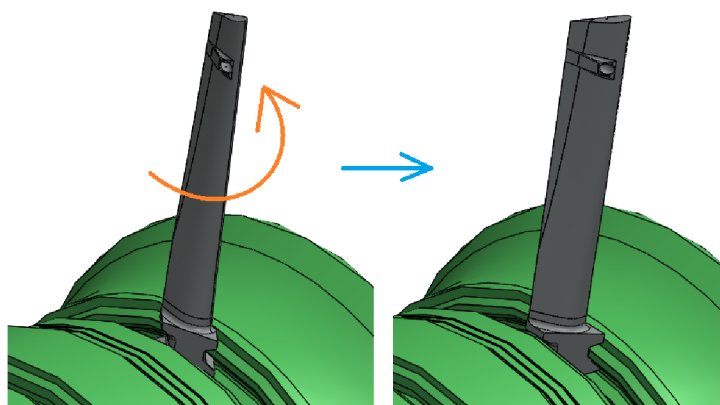
Turbína funguje na principu expanze páry na nehybných, rozváděcích lopatkách, umístěných na statoru. Zde dochází k expanzi páry, tudíž poklesu tlaku a teploty páry a zvýšení rychlosti proudění. Při kontaktu s rotorovými lopatkami rychlost proudění páry poklesne a energie je převedena na rotační pohyb rotoru.

1.1. Vsazení lopatky do rotoru

Na této turbíně je použit obvodový, dvojitý T-závěs (existuje řada typů obvodových či axiálních závěsů lopatek, většinou se volí dle typu turbíny, velikosti lopatek a otáček). V rotoru je vyrobena drážka, vzniklá rotací profilu závěsu kolem osy rotace rotoru. Navíc je zde umístěn zápich pro podrážecí klín - Obr. 1, který vymezuje vůli mezi rotorem a lopatkou. Ten je na místo usazen jako první. Následně dochází k lopatkování, to je prováděno vložení lopatky do drážky a následném otočení lopatky do provozní polohy přibližně o úhel 60° - Obr. 2.

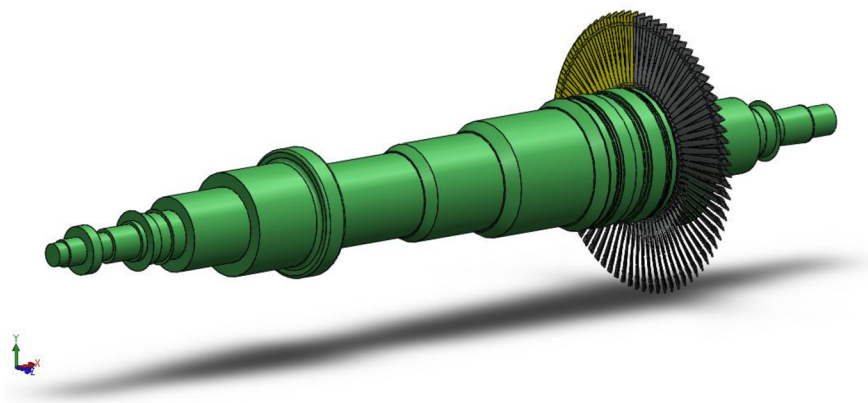


Obr. 1 : Podrážecí klín + závěrné lopatky



Obr. 2 : Vsazení lopatky do provozní polohy

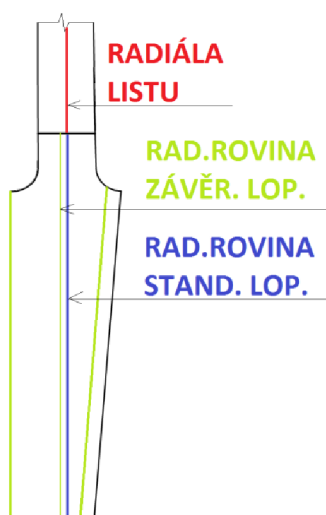
Takto jsou vsazeny všechny standardní lopatky – v celkovém počtu 49. Následně jsou vkládány lopatky závěrné, které jsou o 2 mm užší oproti standardním, protože musí zbýt v drážce dostatek místa pro vložení poslední lopatky. Po vsazení poslední závěrné lopatky jsou vzniklé vůle vyplněny tzv. závěrnými členy, což jsou vložky ve tvaru profilu závěsu, rozdělené na poloviny. Celkový počet závěrných lopatek je 28. Následně je oky v listech lopatek provlečen tlumicí titanový drát, který tlumí vibrace a svazuje celý lopatkový svazek.



Obr. 3 : Zalopatkový poslední stupeň turbíny – šedé - standardní, žluté – závěrné lopatky

1.2. Důsledky, vyplývající ze způsobu konstrukce

Jelikož existují dva druhy lopatek, je nutné provést analýzu obou druhů lopatek. List je umístěn k standardnímu i závěrnému závěsu podle pozice radiální roviny standardního závěsu. Z tohoto důvodu jsou závěrné lopatky nevyvážené a závěs závěrných lopatek bude při rotaci zatěžován dalšími momenty - Obr. 4.



Obr. 4 : Umístění listu - závěrná lopatka

2. Formulace problému a cíle práce

2.1. Problém

Výběr a kalibrace modelu konstitutivního vztahu materiálu pro popis cyklického chování materiálu, provedení deformačně-napěťové analýzy stávající geometrie obvodového závěsu lopatky a určení životnosti. Následně provedení více-parametrické optimalizace tvaru závěsu na základě navržených změn tvarů v [2]. Analýza životnosti nového tvaru závěsu, posouzení kvantitativních změn a určení možného zvýšení provozních otáček.

2.2. Předchozí práce

Vznikly již dvě práce – [1] a [2], které se zabývaly posouzením životnosti zkoumaného závěsu. V [1] byly provedeny zkoušky materiálu lopatky a rotoru a identifikovány parametry multilineárního elasto-plastického modelu materiálu. Byly určeny křivky životnosti materiálu lopatky, provedena D-N analýza závěsu a určena životnost lopatky.

V [1] nicméně byla chybně použita cyklická symetrie a výsledky této práce odpovídají situaci, kdy je lopatka v drážce sama a nebere se v úvahu interakce s dalšími lopatkami. To odstraňuje [2], kde byla provedena D-N analýza znovu a určena životnost stávajícího závěsu – obě práce dospěly k závěru, že lopatka vydrží předepsaný počet cyklů.

Hlavním omezením výpočtového modelu, použitého v [1] a [2], je neschopnost popsat cyklické změkčování materiálu, jedním z cílů této práce je odstranit tuto nejistotu.

V [2] bylo rovněž navrženo několik možností konstrukčních změn, které vedou ke zvýšení životnosti součástí. Dalším cílem této práce je pokračovat ve více-parametrické optimalizaci nejlepšího návrhu nové geometrie z [2] a navrhnout konkrétní rozměry nového závěsu.

V [1] ani [2] nebyla vyhodnocena životnost rotoru, kvůli špatně vyrobeným vzorkům pro zkoušky životnosti.

2.3. Cíle diplomové práce

1. Vytvořit parametrický výpočtový model závěsu turbínové lopatky.
2. Stanovit životnost s využitím Chaboche modelu materiálu.
3. Provést víceparametrickou optimalizaci tvaru s cílem dosažení minimálních přetvoření.

3. Systém podstatných veličin

3.1. Statické zatížení

Primární zatížení závěsu lopatky je způsobeno odstředivou silou od rotace turbíny. Lopatka je v rotoru usazena pomocí dvojitého T-závěsu, odstředivá síla se snaží lopatku vytáhnout z drážky. Tomu brání závěs, tudíž v této oblasti vzniká deformace a s ní spojená napjatost vlivem kontaktu těchto dvou těles. Jelikož závěs lopatky je šikmý (Obr. 39), vznikají působením odstředivé síly přídavné momenty, které lopatku natáčejí a tím mění rozložení kontaktního tlaku a napětí. Sekundární zatížení lopatky je způsobeno proudící parou, která způsobuje ohyb listu lopatky.

3.2. Dynamické zatížení

Kmitání lopatek případně nevyváženost rotoru může značně ovlivnit napjatost v drážce každé řady lopatek. Pokud by však došlo ke kmitání lopatek, k porušení by pravděpodobně došlo v jiném místě (v samotném listu případně spojení závěs-list) než při porušení vlivem cyklického zatěžování opakovaným spouštěním turbíny (zúžená část závěsu). Parní turbína je rotorová soustava, tudíž by měla být navrhována a při komplexním návrhu posouzena z dynamického hlediska se všemi náležitostmi tomu odpovídajícími (modální analýza rotoru, lopatky, svazku lopatek - disku, Campbellův diagram...). To je však samostatný problém a v této práci je řešeno výhradně statické zatížení od odstředivých sil.

3.3. Neuvažované veličiny

Parní turbína je stroj pracující s ohřátým médiem – parou. U poslední řady lopatek dané kondenzační turbíny, má pára teplotu 40 – 80 [°C] – hodnoty převzaty z [1]. Při předpokladu, že lopatka i rotor ve zkoumaném místě nebudou mít vyšší teplotu než 80 °C, nedojde k ovlivnění materiálových charakteristik ani ke změně napjatosti vlivem teplotního pole. Teplota je významný faktor u lopatek vysokotlakého stupně a rotoru samotnému, to je však mimo rámec této práce.

Proudění páry je do výpočtového modelu zaneseno pouze silovým účinkem na list lopatky, není známo ovlivnění součinitele tření v drážce přítomností páry, ani další ovlivnění geometrie lopatky-listu v průběhu času (eroze, kavitace příp. koroze).

Velikost plastických deformací může ovlivnit odstředování rotoru (roztočení turbíny na 120 % provozních otáček během vyvažování), při výpočtech neuvažujeme tuto skutečnost a jedná se o omezení výpočtového modelu. Rovněž neuvažujeme zbytková napětí vzniklá výrobní technologií a tepelným zpracováním lopatek a rotoru a montáží. Všechny použité rozměry původní geometrie a rotoru jsou rozměry nominální bez uvažování výrobních nepřesností nebo tolerancí.

4. Volba výpočtové metody

Jedná se o deformačně napěťovou analýzu geometricky složitých těles při obecné trojosé napjatosti, včetně uvažování nelineárního chování materiálu (plasticita) a dalších nelinearit ve formě kontaktů mezi tělesy. Jako jediná dostupná metoda řešení je metoda konečných prvků (dále jen MKP). Využit byl program ANSYS verze 16.0. Pro analýzy geometrie lopatky bylo použito prostředí Workbench, pro kalibraci materiálového modelu a simulací experimentů byly použity skripty APDL v klasickém prostředí.

5. Model materiálu

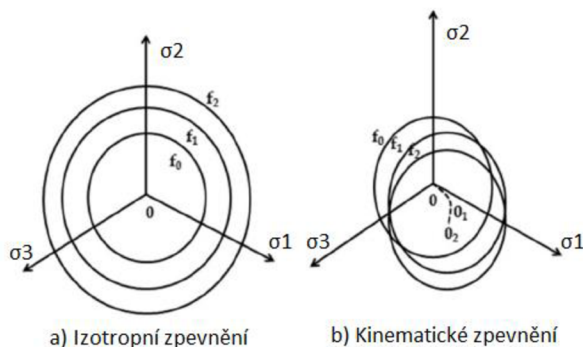
Jedním z cílů DP je stanovit životnost závěsu při respektování cyklického změkčování materiálu. U cyklicky změkčujících materiálů při napěťovém zatěžování existuje větší riziko *ratchetingu* neboli kumulace plastického přetvoření. V případě závěsu i rotoru dochází k silovému zatěžování kontaktem mezi oběma součástmi a je tudíž možné, že by ke kumulaci plastického přetvoření mohlo dojít.

Dříve uvažované materiálové modely v [1] a [2] (multilineární s lineárním kinematickým zpevněním) nedokáží popsat *ratcheting* ani cyklické změkčování/zpevnění materiálu. V této kapitole se budeme zabývat výběrem vhodného materiálového modelu pro popis chování materiálu v plastické oblasti při cyklickém zatěžování.

5.1. Popis cyklické plasticity

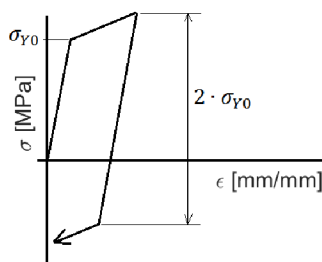
Elasto-plastické modely používané v MKP můžeme rozdělit dle různých parametrů, jedním z nich je cyklické chování - zpevnění, které je podstatné při opakovaném zatěžování materiálu. Zpevnění můžeme rozdělit na izotropní a kinematické. Při izotropním zpevnění mění při zatěžování plocha plasticity svůj charakteristický rozměr (např. poloměr), při kinematickém zpevnění plocha plasticity mění svoji polohu [3].

Omezíme se na modely, využívající podmínku plasticity HMH (*Hencky, Huber, Mises*) – ke vzniku prvních plastických deformací dojde při mezní hodnotě napětí v oktaedrické rovině (rovina v Haighově prostoru, která svírá s osami hlavních napětí stejný úhel).



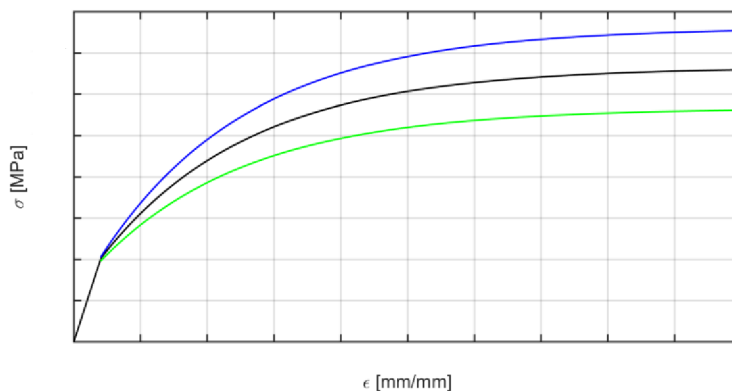
Obr. 5: Dva základní typy zpevnění

Kinematické zpevnění respektuje *Bauschingerův efekt*, neboli fenomén, který říká, že po zatížení materiálu nad mez kluzu v jednom směru se sníží mez kluzu v opačném směru a rozdíl mezi maximálním dosaženým napětím a mezi kluzu ve směru opačném je $2 \cdot \sigma_{Y0}$, kde σ_{Y0} je počáteční mez kluzu [4] - Obr. 6. Tento fenomén byl experimentálně ověřen u mnoho typů slitin včetně ocelí, proto je tento typ zpevnění používanější pro větší shodu s realitou než u izotropního zpevnění.



Obr. 6 : Bauschingerův efekt

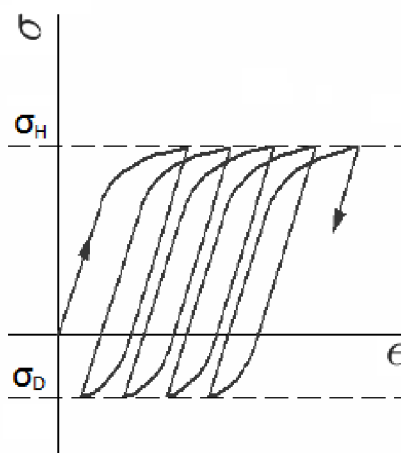
Další vlastnost materiálu je cyklické zpevnění/změkčování. Jde o postupný posun odezvy $\sigma - \varepsilon$ při cyklickém zatěžování materiálu vůči statické tahové křivce. Zda je materiál cyklicky zpevňující nebo změkčující můžeme zjistit z cyklické deformační křivky, kterou dostaneme ze sady stabilizovaných (saturovaných) hysterezních smyček, přičemž každá smyčka odpovídá jedné hladině zatěžování (buďto měkké-silové zatěžování nebo tvrdé-deformační). Pokud cyklickou deformační křivku vyneseme do roviny $\sigma - \varepsilon$ můžeme dle relativní polohy vůči statické tahové křivce rozhodnout, zda jde o zpevnění/změkčení - Obr. 7.



Obr. 7: Poloha cyklických deformačních křivek (*modrá – zpevňující materiál, zelená - změkčující materiál*) vůči statické tahové zkoušce (*černá*)

Pro řadu analýz se model materiálu kalibruje přímo na cyklickou deformační křivku. Důvodem je to, že cyklická deformační křivka popisuje chování materiálu po většinu života součásti (vyjma počátečního přechodového děje), statická tahová křivka popisuje chování pouze při prvním zatěžujícím cyklu vzorku.

Podstatným předpokladem pro získání cyklické deformační křivky je saturace hysterezních smyček, to je principiálně možné u cyklicky zpevňujících materiálů. U cyklicky změkčujících materiálů je ustálení odezvy sice možné, ale ne typické. Pro naše konkrétní 2 typy materiálu (rotor a lopatka) nedochází k ustálení ani u jednoho. Při napětovém zatěžování nesymetrickým cyklem ($|\sigma_H| \neq |\sigma_D|, \sigma_H > \sigma_Y, \sigma_H - \sigma_D > 2 \cdot \sigma_Y$) dochází u cyklicky změkčujícího materiálu (u zpevňujícího může rovněž) k ratchetingu neboli kumulaci plastického přetvoření.



Obr. 8: Nesymetrické silové zatěžování - *ratcheting*

V našem případě nepředpokládáme překročení meze kluzu v obou směrech zatěžování, nicméně v kombinaci s cyklickým změkčováním materiálu a změnou napjatosti v kontaktech vlivem trvalých deformací je potřeba provést deformačně napěťovou analýzu pomocí MKP pro vyloučení ratchetingu v kritických místech závěsu lopatky.

Pro materiály, které nevykazují saturaci hysterezních smyček, se často používá pro cyklickou deformační křivku hodnota napětí a přetvoření při smluvním počtu cyklů $N = \frac{1}{2} N_f$ neboli v polovině životnosti. To je často zdůvodněno tím, že taková deformační křivka popisuje chování materiálu po většinu životnosti součásti. Pokud bychom však chtěli model kalibrovat na průběhy v polovině životnosti, nutným předpokladem by bylo naměření hysterezních smyček až do lomu vzorku pro různé hladiny zatěžování, pro náš případ taková data nejsou k dispozici.

Další možností popsání cyklicky změkčujícího materiálu je kalibrace odezvy materiálu ve shodě s experimentem a napočítání určitého počtu zátěžných cyklů součásti – [3],[7],[8]. Tento přístup byl použit v této DP. Chceme určit skutečnou kvalitativní i kvantitativní odezvu materiálu během prvních několika zátěžných cyklů a zjistit, jaký má cyklické změkčování materiálu vliv na napjatost a velikost deformací v našem případě zkoumaného závěsu.

Potřebujeme tedy zkombinovat kinematické a izotropní zpevnění. Takto použitý model je kvalitativně na vyšší úrovni než model materiálu s čistě kinematickým případně izotropním zpevněním, kalibrovaný pro odezvu materiálu v polovině životnosti. Kombinovaný model materiálu dokáže popsat změnu napěťové odezvy materiálu v závislosti na počtu zátěžných cyklů – cyklické změkčování [3], [8].

Jako základ byl použit model **Chaboche**, který je často označován jako model s nelineárním kinematickým zpevněním [3]. V předchozích pracích [1],[2] byl použit model s lineárním kinematickým zpevněním (*bilineární, multilineární*), který neumožňuje popsat *ratcheting* případně *shakedown* (plastické přizpůsobení po určité plastické deformaci).

Bilineární model s kinematickým zpevněním nedokáže popsat tyto jevy z důvodu, že tečný modul má konstantní směrnici. Multilineární model je založen na principu rozdělení materiálu na „sub-objemy“, přičemž každý plastizuje s jinou mezí kluzu, čímž je dosaženo popsání napěťové deformační křivky jako po částech lineární, nicméně v konečném důsledku se chová model opět pouze lineárně a ratcheting popsat nedokáže [5] (bylo vyzkoušeno v rámci této DP při testování jednotlivých modelů materiálu).

Pro simulaci izotropní části modelu aplikujeme **VOCE** model, který je v prostředí Ansys pojmenován jako „*nonlinear isotropic hardening - NLISO*“, průběh izotropního zpevnění ($\sigma - \varepsilon$) bude mít klesající průběh, což jinak není možné kvůli konvergenci, ale jelikož tento model nebude použit samostatně, můžeme jej tak nastavit a tím docílit zmenšování poloměru plochy plasticity neboli snižování meze kluzu během narůstajícího počtu cyklů zatěžování, čímž dosáhneme popsání cyklického změkčování.

Ve výsledku se plocha plasticity bude pohybovat a zmenšovat. Oba materiály – rotor i lopatka vykazují kvalitativně stejné chování, liší se pouze kvantitativně, proto jejich kalibrace bude probíhat stejným způsobem.

5.2. Model materiálu Chaboche

Model uvažuje kinematické zpevnění, tudíž plocha plasticity se při zatěžování posouvá a nemění svůj charakteristický rozměr (poloměr). Zásadní rozdíl oproti bilineárnímu nebo multilineárnímu modelu je ten, že závislost mezi plastickým přetvoření ε_{pL} a zpevněním, které není lineární, ale je závislá jak na aktuálním přírůstku plastického přetvoření, tak na celkově dosažené kumulativní hodnotě plastického přetvoření během historie zatěžování [4].

Při následné podmínce plasticity pro jednoosou napjatost v následujícím tvaru:

$$f = |\sigma_{RED} - \alpha| - \sigma_Y = 0 \quad (1)$$

σ_Y - mez kluzu

α – pravidlo zpevnění – označováno jako kinematické napětí nebo v angličtině *backstress* [3]

U modelu Chaboche je pravidlo zpevnění nelineárního typu [3]:

$$d\alpha = \frac{2}{3} C \cdot d\varepsilon_{pl} - \gamma \cdot \alpha \cdot \varepsilon_{kum} \quad (2)$$

$d\alpha$ - přírůstek kinematického napětí

C – konstanta modelu

$d\varepsilon_{pl}$ - přírůstek plastického přetvoření

γ - konstanta modelu

α - kinematické napětí

ε_{kum} - dosažené plastické přetvoření

U lineárních modelů chybí druhý člen a přírůstek zpevnění je přímo úměrný výslednému přírůstku napětí (*tečný modul* u bilineárního modelu) [5].

Předchozí pravidlo zpevnění se označuje jako pravidlo **Armstrong-Frederickovo**, dle stejnojmenného elasto-plastického modelu, který dokáže popsat *Ratcheting* i *Bauschingerův efekt*.

Problém je, že díky pouze dvěma konstantám nelze velmi dobře popsat tvar deformační křivky. V roce 1979 tuto nevýhodu odstranil Chaboche, když navrhl vytvořit model, superponovaný z několika stejných módů s různými parametry. [4]

Řešením rovnice pravidla zpevnění pro nulové počáteční plastické přetvoření, jednoosé namáhání a kombinaci N módů má Chabocheho model tvar:

$$\sigma(\varepsilon_{PL}) = \sigma_Y + \sum_{i=1}^N \frac{C_i}{\gamma_i} \cdot (1 - e^{-\gamma_i \varepsilon_{pl}}) \quad (3)$$

5.2.1. Význam parametrů

Jeden parametr modelu je mez kluzu σ_Y . Prakticky je ale využívána více než skutečná mez kluzu, související s materiálovými procesy, mez úměrnosti, kdy je patrný určitý odklon od lineární části (*Hook*) tahové křivky (případně cyklické deformační křivky) – [3].

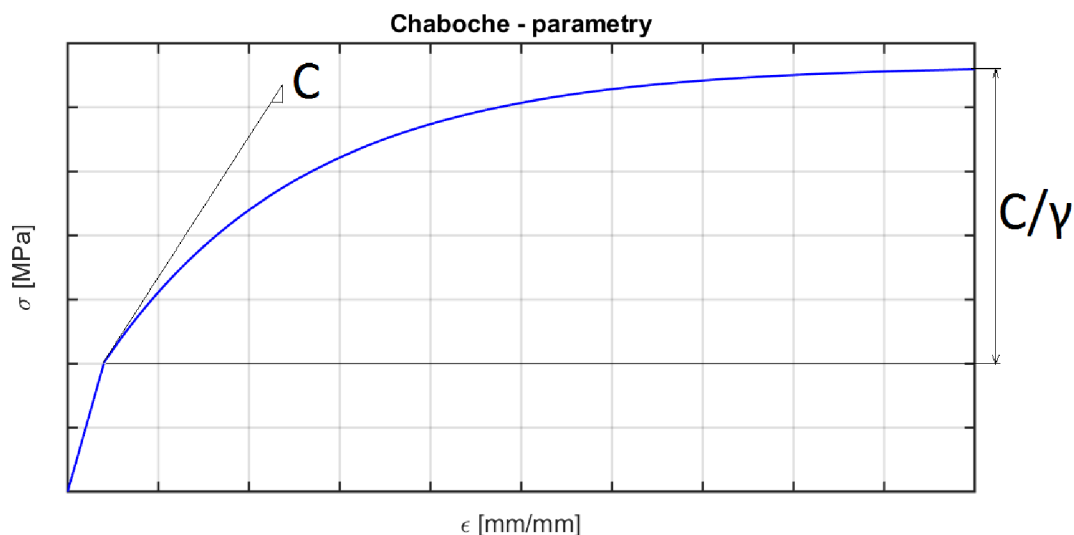
Dále záleží na množství použitých módů, ke každému módu náleží konstanty C a γ .

Počáteční modul zpevnění – C [MPa]

Udává zpevnění (tečnu) ke křivce zpevnění v počátečním bodě ($\varepsilon_{PL} = 0$). Má v tomto bodě prakticky stejný význam jako tečný modul u bilineárního elasto-plastického modulu.

Míra poklesu zpevnění – γ [-]

Udává, jak rychle klesá derivace (tečna) křivky zpevnění. Tento parametr ovlivňuje nelineární část kinematického zpevnění. Pro $\gamma = 0$ a použitý jeden mód modelu se bude Chaboche chovat stejně jako bilineární model. Naopak pro $\gamma > 0$ bude vždy existovat maximální poloha středu plochy plasticity (materiál se nemůže plasticky deformovat donekonečna), v literatuře [5] označována jako „*limit surface*“. V případě, že model Chaboche obsahuje alespoň jeden mód s konstantou $\gamma = 0$, vždy dojde k plastickému přizpůsobení (*shakedown*).



Obr. 9: model Chaboche – grafická interpretace parametrů

Poměr $\frac{C}{\gamma}$ určuje asymptotu křivky zpevnění a je to maximální napětí modelu při $\varepsilon \rightarrow \infty$ (při použití jednom módem a nenulové konstantě γ).

5.3. Model materiálu VOCE

Prakticky mohl být zvolen jakýkoliv model materiálu s izotropním zpevněním (bilineární, multilineární nebo nelineární VOCE). Dle experimentálních dat (Obr. 13) průběh změkčování nejlépe vystihuje součet exponenciály a lineární funkce. Po odeznění počátečního přechodového děje na začátku zatěžování je další změkčování pouze lineární. Model VOCE byl zvolen kvůli jednoduchému ovlivnění průběhu celé křivky 3 parametry.

Poloměr plochy plasticity je popsán v závislosti na dosaženém plastickém přetvoření:

$$R(\varepsilon_{pl}) = \sigma_Y + R_0 \cdot \varepsilon_{PL} + R_{INF} \cdot (1 - e^{-b \cdot \varepsilon_{PL}}) \quad (4)$$

σ_Y - mez kluzu (úměrnosti) [MPa]

R_0 - lineární konstanta [MPa]

R_{INF} – konstanta exponenciály [MPa]

b – rychlost ustálení přechodového děje [-]

Pozn. Model není dostupný v prostředí ANSYS WORKBENCH, je nutno jej vyvolat pomocí APDL příkazu.

5.4. Materiál lopatky

Lopatka je vyrobena z Cr-Ni-Mo-V žárovevné nerezové oceli DIN 1.4939. Materiál má mez kluzu přibližně 830 [MPa] a mez pevnosti přibližně 1100 [MPa].

V [1] bylo provedeno několik statických tahových zkoušek tohoto materiálu, které byly následně statisticky vyhodnoceny pomocí pravidla:

- Určení skutečného napětí a skutečného přetvoření pro danou [%] změnu tečny deformační křivky oproti modulu pružnosti E.
- Konkrétní hodnoty změn sklonu: 25, 45, 65, 85 [%]
- Určení aritmetického průměru těchto hodnot pro jednotlivé vzorky (celkem 3 vzorky)

Tyto body byly v předchozích pracích využity jako vstupní parametry multilineárního materiálového modelu. Jelikož tahová zkouška byla provedena několikrát, dají se tato data považovat za spolehlivá, neovlivněná výraznými nepřesnostmi. Jelikož statická tahová křivka udává stav vzorku při prvním zatěžujícím cyklu, byl Chabocheho model kalibrován na tato data ze statické tahové zkoušky.

V další části byl kalibrován model VOCE pro popis cyklického změkčování. U materiálu lopatky byly provedeny v minulosti – [1] zkoušky nízko-cyklové únavy při tvrdém – deformačním - zatěžování. K dispozici jsou průběhy $\sigma - \varepsilon_{CEL}$ pro několik vybraných cyklů.

Bohužel tato data mají několik zásadních nedostatků, především kvůli dodání pouze v obrázkové podobě s nízkou kvalitou, tudíž byla nutná digitalizace, při které mohlo dojít k určitému zkreslení. Dále byl pro každý vzorek zaznamenán pouze nízký počet průběhů, tudíž se průběh nedá vyhodnotit jako spojitý, spíše jako několik diskrétních bodů. Cyklování probíhalo s frekvencí $f = 0.5 [Hz]$, což mohlo rovněž lehce ovlivnit průběhy, stejně jako teplota vzorku při zkoušce (disipace energie vlivem plastické deformace) a další faktory (přesnost a rozlišení měřícího řetězce, chemická či rozměrová nestejnorodost vzorků aj.).

Průběhy tedy slouží primárně jako trend změny maximálního napětí ve vzorku při konstantním rozkmitu deformace v průběhu cyklování.

Pro materiál lopatky byly změřeny celkem 3 průběhy pro hladiny zatěžování $\varepsilon_{CEL} = 0.42 [\%]$, $\varepsilon_{CEL} = 0.50 [\%]$ a $\varepsilon_{CEL} = 0.56 [\%]$.

Elastické konstanty materiálu byly určeny rovněž ze statické tahové křivky a jsou:

$$E = 192\,400 [MPa]$$

$$\mu = 0.3 [-]$$

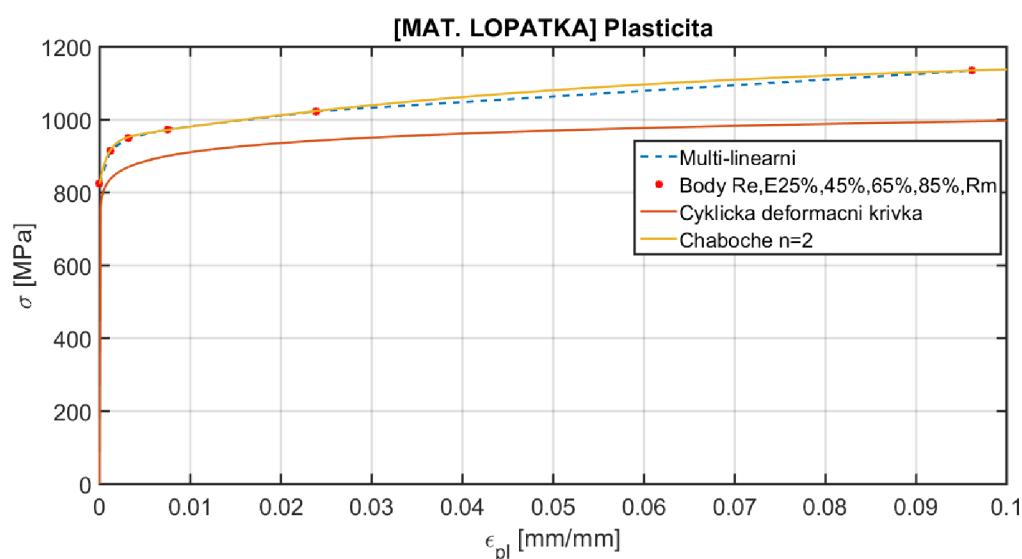
Hustota byla zvolena z materiálového listu

$$\rho = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

5.4.1. Kalibrace statické tahové křivky

Rozhodl jsem se využít kombinaci N=2 módů kvůli dostatečně přesnému proložení experimentálně zjištěných dat (vyšší stupeň modelu by přinesl pouze více parametrů a přesnost by již nezlepšil, v rámci práce byla vyzkoušena kalibrace modelu Chaboche s N=4 módy na záznam z jedné kompletní tahové zkoušky – přibližně 4000 bodů, koeficienty pro třetí a čtvrtý mód byly nevýznamné a průběhy $\sigma - \varepsilon$ zůstaly prakticky stejné, celkový koeficient determinace byl horší, než při proložení pouze 2 módy).

Deformační křivka bude tedy popsána jako kombinace dvou exponenciálních funkcí dle rovnice (3). Proložení bylo provedeno v prostředí MATLABu v nástroji *Cftool*. Jelikož bylo zvoleno proložení pouze malého počtu bodů, nebylo problému dosáhnout vysokého koeficientu determinace $R^2 = 0.998$.



Obr. 10 : Lopatka – porovnání průběhů plasticity

V grafu Obr. 10 je rovněž zobrazena Cyklická deformační křivka, která byla vyhodnocena pro smluvní počet cyklů $N = \frac{1}{2} N_f$ (většina vzorků ale nebyla testována až do porušení, jedná se spíše o odhad křivky v polovině životnosti). Cyklická křivka leží pod statickou tahovou křivkou, což je důkaz cyklického změkčování materiálu.

ANSYS obsahuje rutinu pro určení materiálových parametrů i pro model Chaboche, nicméně při použití více než jednoho módu se mi nepodařilo dosáhnout uspokojujících výsledků, ANSYS rovněž ignoruje počáteční odhady parametrů vložené uživatelem.

Naproti tomu CFTool v prostředí MATLAB umožňuje volbu metody proložení (metoda nejmenších reziduí, nelineární metoda nejmenších čtverců), rovněž bylo dosaženo výrazného zlepšení výsledků při změně počátečních podmínek.

V zásadě dle doporučení v literatuře [3] by konstanta C_1 pro většinu ocelí měla být v řádu 10^4 až 10^5 [MPa], odpovídající konstanta γ_1 by měla být přibližně o dva řády menší. Konstanta posledního módu (pro náš případ 2) C_N by měla být řádu 10^2 až 10^3 [MPa] a konstanta γ_N by se měla pohybovat v rozsahu 1-20, konstantou γ posledního módu se ladí míra ratchetingu, pokud jsou k dispozici záznamy zkoušky *ratchetingu*. Pokud chceme simulovat *shakedown* neboli plastické přizpůsobení, pokládá se $\gamma_N = 0$, tím dosáhneme toho, že jeden mód Chabocheho modelu bude mít vlastnosti bilineárního modelu s kinematickým zpevněním a nebude existovat *limit surface* neboli maximální možná poloha středu plochy plasticity. [5]

Jako mez kluzu modelu byla použita fixní hodnota, odpovídající mezi kluzu materiálu určené z tahových zkoušek.

Vstupní hodnoty přetvoření a napětí:

ε_{CEL} [-]	σ [MPa]
0.0043	824 – mez kluzu
0.0059	915
0.0081	950
0.0126	974
0.0292	1023
0.1021	1135

Tabulka 1 : Lopatka – vstupní parametry kalibrace modelu Chaboche

Výsledné materiálové parametry:

Mez kluzu σ_Y [MPa]	824
C_1 [MPa]	132944
γ_1 [-]	1120
C_2 [MPa]	4152
γ_2 [-]	17.63

Tabulka 2 : Lopatka – Chaboche identifikované parametry

5.4.2. Kalibrace cyklického chování

Nyní máme elasto-plastický model, respektující statickou deformační křivku, nicméně při cyklickém zatěžování např. symetrickým deformačním zatížením by byla amplituda napětí – odezvy materiálu stále stejná. To ovšem kvůli cyklickému změkčování neodpovídá realitě. Byly provedeny zkoušky cyklického zatěžování na třech hladinách amplitudy celkové deformace $\varepsilon_{CEL} = 0.42$ [%] , $\varepsilon_{CEL} = 0.50$ [%] a $\varepsilon_{CEL} = 0.56$ [%] .

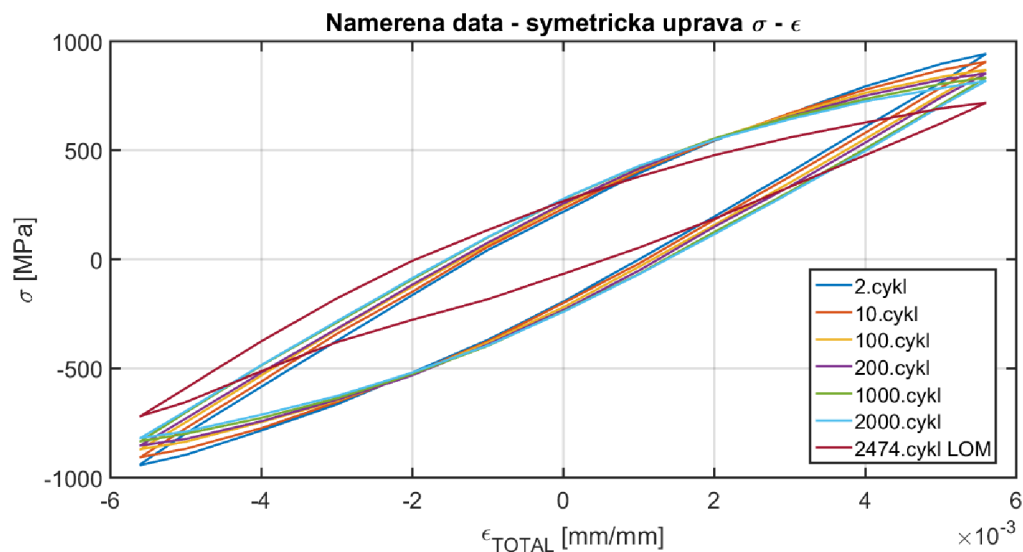
První hladina zatížení 0.42 [%] je problematická v tom, že se amplituda napětí $\sigma = E \cdot \varepsilon = 192400 \cdot 0.0042 = 808$ [MPa] nachází pod mezí kluzu. Na datech ze zkoušky sice určitý odklon od lineární elastické části nastává, plastické přetvoření je ale tak malé a zatížené nepřesnostmi měření, že se nám nevyplatí tento vzorek dále analyzovat, jelikož plastickou deformaci při takové úrovni celkového přetvoření výpočtový model vykazovat nebude.

Zaměříme se na další dvě hladiny zatěžování. Hladina $\varepsilon_{CEL} = 0.56$ [%] byla cyklována až do porušení vzorku, tuto hladinu tedy použijeme na kalibraci modelu cyklického změkčování. Hladinu zatěžování $\varepsilon_{CEL} = 0.50$ [%] použijeme pro kontrolní ověření kalibrace cyklického změkčování, jelikož na této hladině nebyl vzorek zkoušen až do porušení, pouze ale po dobu asi 500 cyklů.

Model VOCE má dle rovnice (4) 4 parametry, mez kluzu modelu byla nastavena na stejnou hodnotu jako Chaboche:

$$\sigma_Y = 824 \text{ [MPa]}$$

Zbývající parametry ovlivňují změkčování, pro jejich odhad potřebujeme získat závislost $\sigma - N$. Pokud si zobrazíme digitalizovaná data ze zatěžování $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%], obdržíme průběhy:

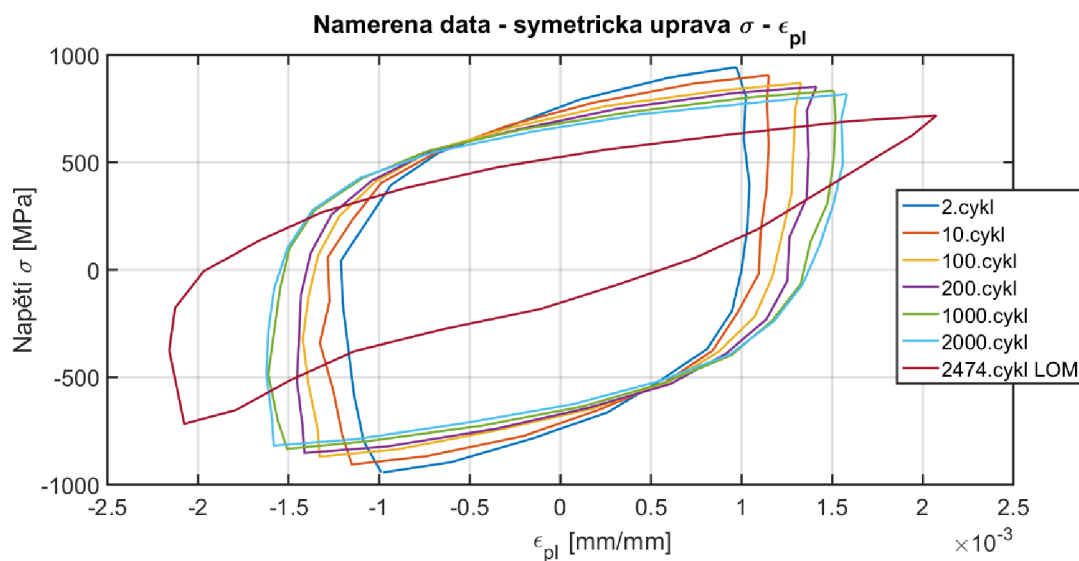


Obr. 11 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%] - naměřené průběhy

Naměřená data napěťové odezvy na deformační zatížení nebyla úplně symetrická, ve druhém cyklu bylo střední napětí $\sigma_M = -34$ [MPa], v průběhu cyklování se střední napětí zmenšovalo až na hodnotu $\sigma_M = -17$ [MPa] při 2000. cyklu. Jelikož použité modely materiálu vždy popisují symetrickou odezvu a určená střední napětí v experimentu jsou důkazem spíše abnormality konkrétního vzorku a chyby měření než fenoménu materiálu, byly napěťové odezvy upraveny na symetrický cyklus odečtením středního napětí v daném cyklu k celému průběhu odezvy dle (5).

$$\sigma_{SYM} = \sigma - \frac{\sigma_{MIN} + \sigma_{MAX}}{2} \tag{5}$$

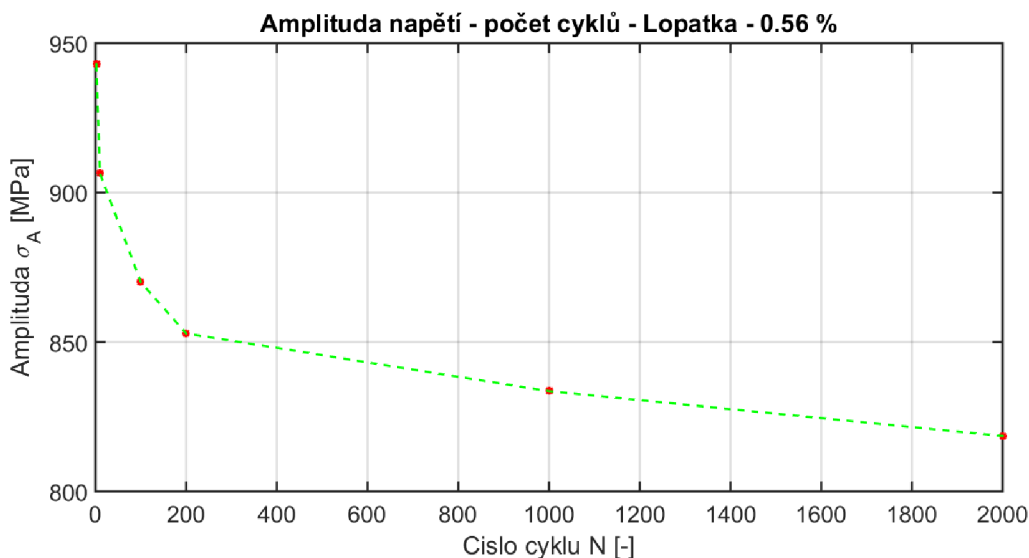
Podle aditivního zákona plasticity $\epsilon_{CEL} = \epsilon_{EL} + \epsilon_{PL} = \frac{\sigma}{E} + \epsilon_{PL}$ [4] můžeme určit také průběhy $\sigma - \epsilon_{PL}$:



Obr. 12 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%] - naměřené průběhy $\sigma(\epsilon_{pl})$

Na Obr. 12 je vidět, že poslední zátěžný cyklus před lomem je chování materiálu výrazně odlišné od ostatních kvůli výrazné změně napjatosti vlivem únavové trhliny, a tak tento cyklus nebudeme brát v úvahu.

Ze závislostí můžeme vytvořit závislost $\sigma_A - N$:



Obr. 13 : LOPATKA - $\varepsilon_{CEL} = 0.56$ [%] - průběh amplitudy napětí

Na Obr. 13 je vidět, že průběh změkčování přibližně odpovídá exponenciálnímu přechodovému ději ze začátku zatěžování, následně je cyklické změkčování již pouze lineární. Z těchto napětíových poměrů byly přibližně stanoveny konstanty R_0, R_{INF}, b následujícím způsobem:

R_{INF} [MPa] – odpovídá velikost změny amplitudy napětí za dobu přechodového děje bez lineárního přírůstku (úbytku).

Počáteční odhad $R_{INF} = -90$ [MPa]

b [-] – Určuje délku přechodového děje, zde nastává problém, jelikož model je závislý na hodnotě plastického přetvoření nikoliv na počtu cyklů. V literatuře [3] je uveden vztah pro určení hodnoty b na základě napětí:

$$\frac{\sigma_{MAX} - \sigma_{MAX_0}}{\sigma_{MAX_S} - \sigma_{MAX_0}} = 1 - e^{-2 \cdot b \cdot \Delta \varepsilon_{PL} \cdot N} \quad (6)$$

σ_{MAX} - napětí v daném cyklu [MPa]

σ_{MAX_S} - napětí po konci přechodového děje [MPa]

σ_{MAX_0} - napětí v prvním cyklu [MPa]

$\Delta \varepsilon_{PL}$ - rozkmit plastického přetvoření v daném cyklu $\left[\frac{mm}{mm} \right]$

N – číslo daného cyklu [-]

Počáteční odhad $b = 10$ [-]

R_0 [MPa] – udává sklon přímky změkčování po skončení přechodového děje,

Počáteční odhad $R_0 = -10$ [MPa]

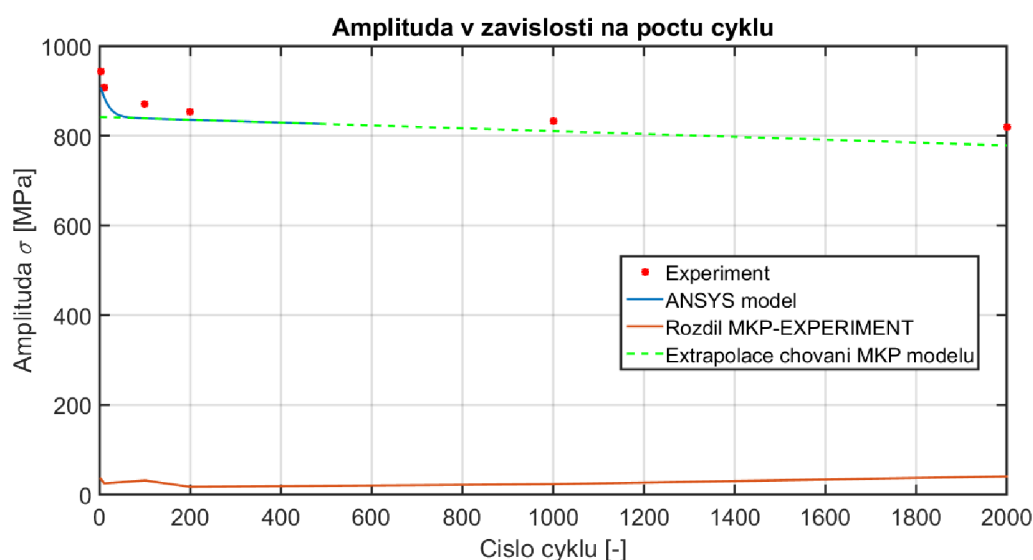
Pro ověření chování modelu byl napsán skript v APDL pro cyklické deformační zatěžování válcového vzorku jako axisymetrická 2D úloha. Bylo vždy s jednou sadou parametrů modelu napočítáno 1000 load-stepů (tzn. 500 zátěžných cyklů), další chování bylo extrapolováno přímkou (další změkčování po odeznění přechodového děje je pouze lineární).

Vzhledem k tomu, že amplituda napětí výpočtového modelu při prvním cyklu zatěžování je dána předchozí kalibrací Chabocheho modelu na statickou tahovou křivku, která může být odlišná od amplitudy napětí při cyklickém zkoušení vzorků (viz zmíněné důvody nepřesností cyklického zkoušení – str. 21), byl jako cíl kalibrace zvolen udržet tento rozdíl v prvním cyklu konstantní po dobu cyklování.

Rozdíl amplitud napětí pro $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%] statické tahové křivky a cyklického zatěžování v prvním cyklu je rovný

$$\Delta\sigma_A = 35.5 \text{ [MPa]}$$

Tento rozdíl mezi MKP modelem a experimentálně zjištěnými daty se podařil udržet v rozmezí 10 [MPa].



Obr. 14 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%] - shoda změkčování modelu/experimentu

Výsledné parametry modelu VOCE jsou uvedeny v Tabulka 3.

R_0 [MPa]	-7
R_{INF} [MPa]	-87
b [-]	14
σ_Y [MPa]	824

Tabulka 3 : Lopatka – identifikované parametry modelu VOCE

5.4.3. Porovnání modelu s experimentem

Nyní je potřeba kvantitativně vyjádřit shodu chování materiálového modelu s experimentálně získanými daty z cyklování vzorků.

Pro porovnání byla vybrána **průměrná relativní odchylka**, definována rovnicí (7).

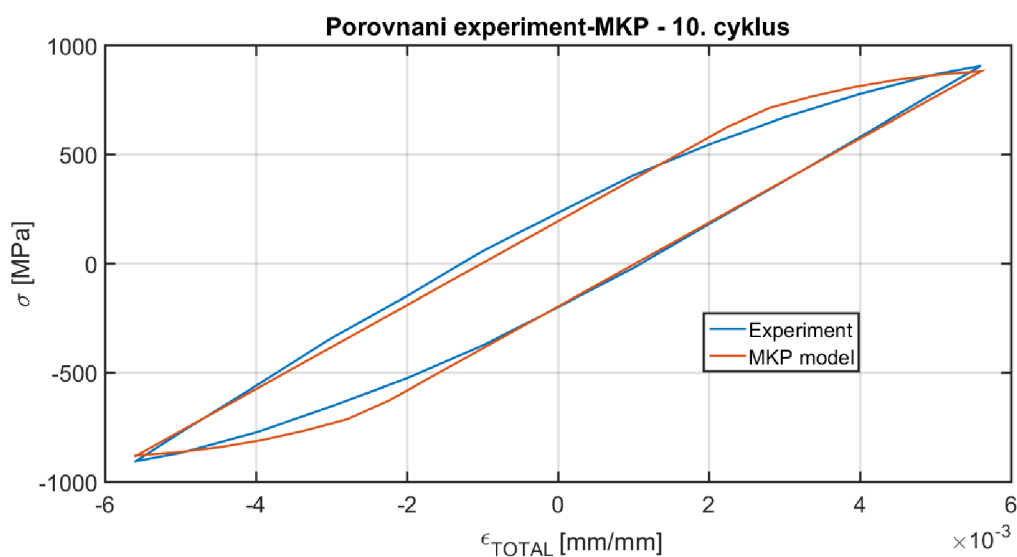
$$\delta = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{\sigma_{EXP-i}(\varepsilon) - \sigma_{MODEL-i}(\varepsilon)}{\sigma_{EXP-i}(\varepsilon)} \quad (7)$$

Problém je v tom, že průměrná relativní odchylka je definována pro funkce, avšak jeden zátěžný cyklus $\sigma - \varepsilon$ není funkce, protože jednomu přetvoření odpovídají dvě hodnoty napětí odlehčování a zatěžování. Průběhy byly tedy rozděleny na tyto dvě části a data porovnána zvlášť.

Dále je nutno zmínit, že experimenty by měly vždy přibližně odpovídat charakteru napjatosti skutečné součásti a hodnoty přetvoření/napětí by měly být podobné, jako úrovně, očekávané v součásti.

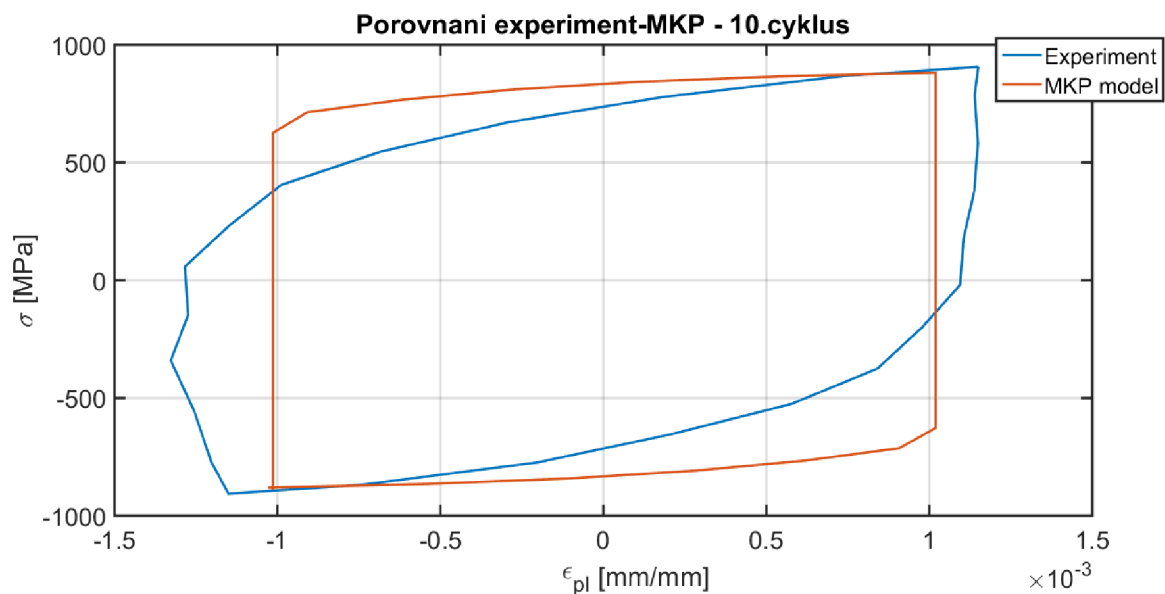
V tomto smyslu použitý experiment $\varepsilon_{CEL} = 0.56$ [%] odpovídá očekávaným plastickým přetvořením v součásti řádu 10^{-3} . Pokud by úrovně přetvoření/napětí experimentu byly výrazně jiné než v součásti, model se může chovat výrazně jinak než materiál ve skutečnosti a model ztrácí své predikční schopnosti, jelikož cyklické zpevnění/změkčování je rovněž závislé na amplitudě zatížení. Tyto vlastnosti se pokoušejí popsat fenomenologické modely plasticity (MAKOK aj. viz [4]), nicméně jde o materiálové modely s množstvím parametrů v řádech desítek, proto je jejich praktická aplikace diskutabilní.

5.4.3.1. Porovnání experimentu $\varepsilon_{CEL} = 0.56$ [%]



Obr. 15 : LOPATKA - $\varepsilon_{CEL} = 0.56$ [%] - 10. cyklus - porovnání

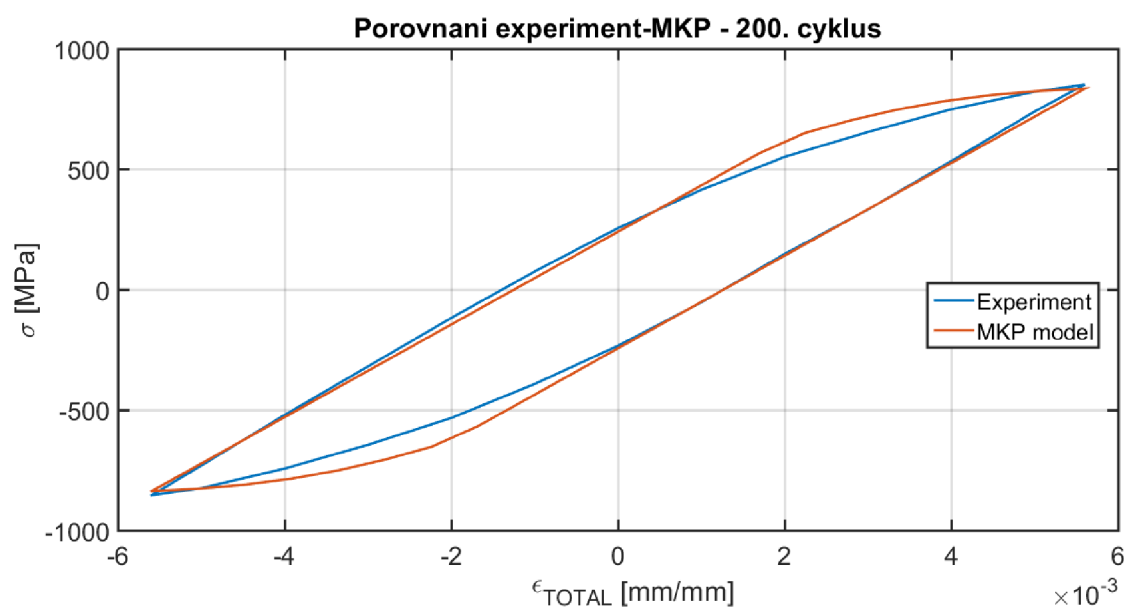
Na grafu Obr. 15 můžeme vidět poměrně dobrou shodu lineární části a napětí při maximální deformaci. Začátek plasticity za mezi kluzu je mírně odlišný, nicméně u modelu bude vždy určitá nespojitost na mezi kluzu.



Obr. 16 LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%] - 10. cyklus – porovnání plastické přetvoření

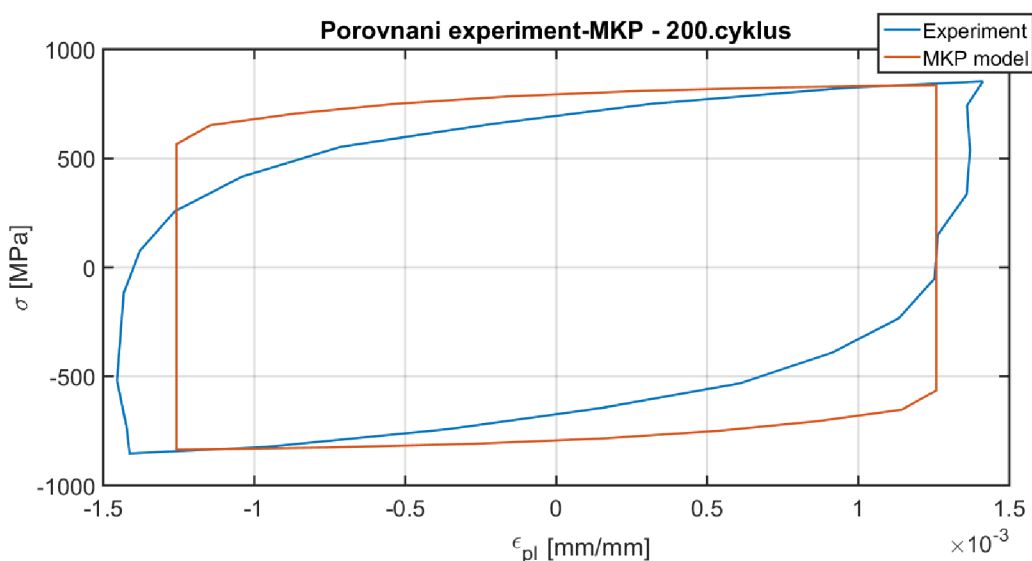
Je nutno zmínit, že vzorky materiálu lopatky při cyklickém zatěžování vykazují o 6 [%] větší hodnotu modulu pružnosti, pro stanovení průběhů $\sigma - \epsilon_{pl}$ byl uvažován modul pružnosti $E = 203\,700$ [MPa]. Rozdíl oproti statické tahové zkoušce může být způsoben rychlostí zatěžování.

Dále můžeme pro porovnání vykreslit porovnání 200. zátěžného cyklu:



Obr. 17 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%] - 200. cyklus - porovnání

A odpovídající průběh napětí – plastické přetvoření:



Obr. 18 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%] - 200. cyklus – porovnání plastické přetvoření

Při kvantitativním porovnání průběhu podle průměrné relativní odchylky (7) průběhů napětí-přetvoření získáme:

Číslo cyklu	Průměrná relativní odchylka [%]
2	22.2
10	23.2
100	16.0
200	12.7

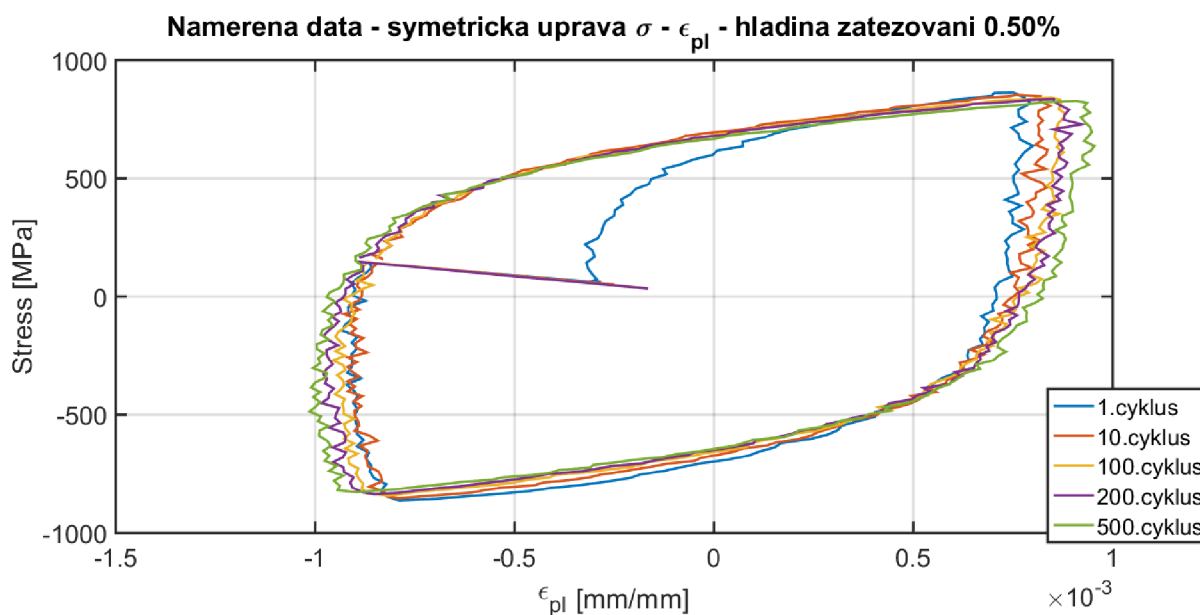
Tabulka 4: Průměrné relativní odchylky - lopatka

Celková průměrná relativní odchylka experimentu a modelu na hladině zatěžování $\epsilon_{CEL} = 0.56$ [%] je $\delta_{LOP_{056}} = 18.6$ [%].

Číslo se může zdát vysoké, nicméně shodu snižuje primárně rozdíl křivek těsně za mezí kluzu, pro naši analýzu je podstatný fakt, že úroveň plastického a celkového přetvoření, které jsou podstatné pro vyhodnocení životnosti, jsou ve vzájemné shodě a model korektně popisuje cyklické změkčování materiálu (viz shoda amplitudy napětí experimentů a simulací).

5.4.3.2. Porovnání experimentu $\epsilon_{CEL} = 0.50$ [%]

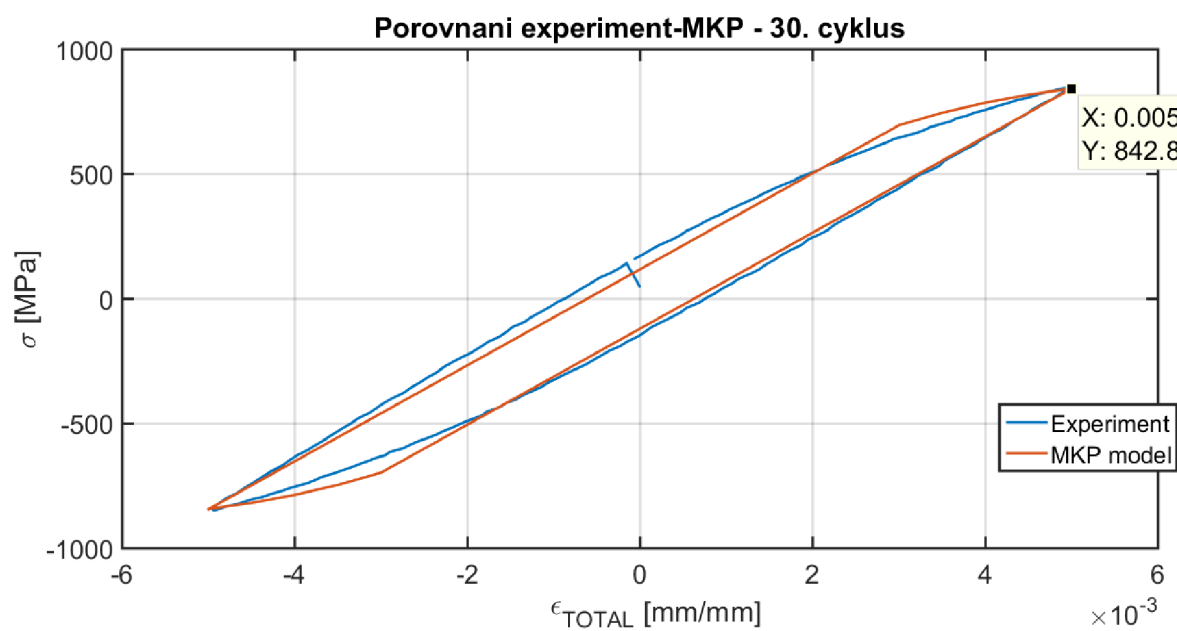
Nyní porovnáme model na jiném experimentu, než na kterém byl kalibrován. Pro hladinu zatěžování $\epsilon_{CEL} = 0.50$ [%] je k dispozici pouze 500 zátěžných cyklů.



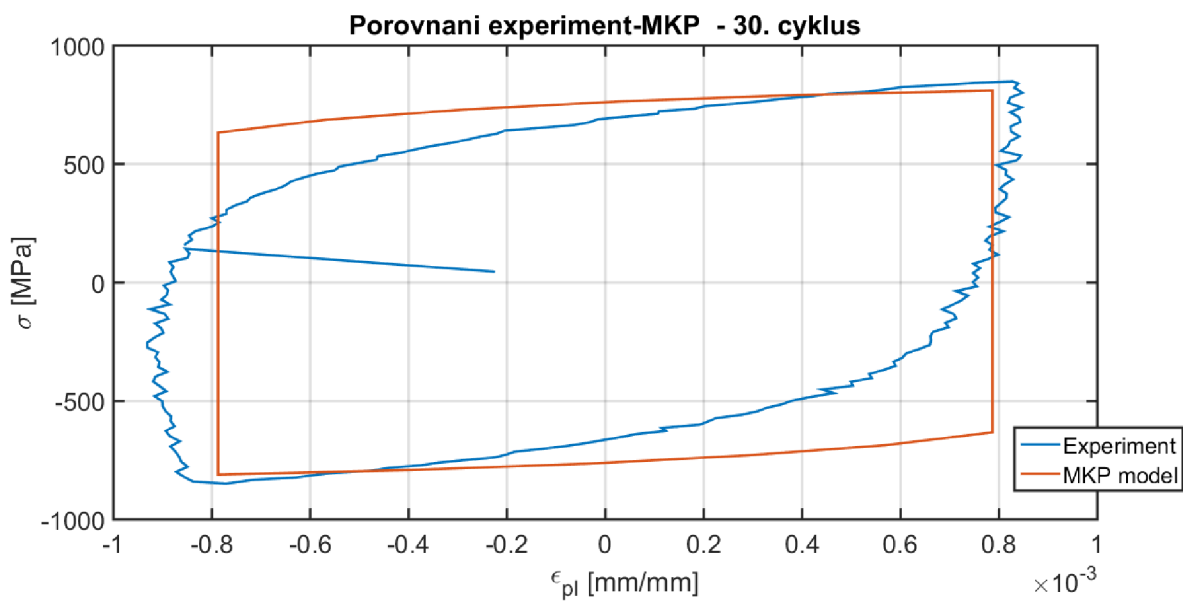
Obr. 19: LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50$ [%] naměřené průběhy

Průběhy napětí byly opět upraveny na symetrický cyklus odečtením středního napětí ke každému cyklu.

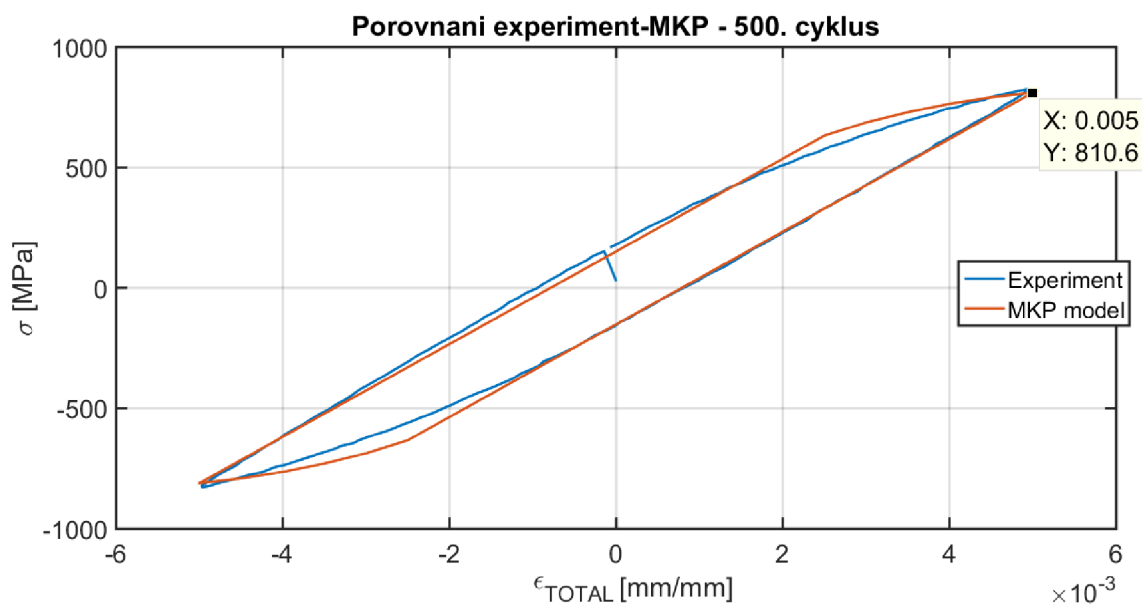
Provedeme vizuální porovnání 30. a 500. cyklu:



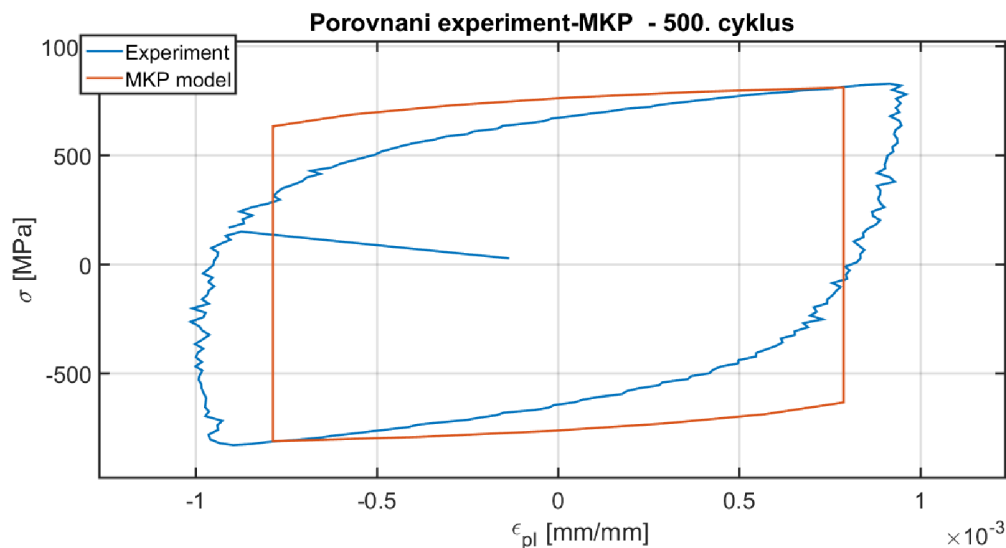
Obr. 20 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50$ [%] - 30. cyklus – porovnání



Obr. 21 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50$ [%] - 30. cyklus – porovnání plastické přetvoření



Obr. 22 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50$ [%] - 500. cyklus – porovnání



Obr. 23 : LOPATKA - $\varepsilon_{CEL} = 0.50$ [%] - 500. cyklus – porovnání plastické přetvoření

Průběhy $\sigma - \varepsilon$ modelu a experimentu se liší kvalitativně stejně jako u hladiny zatěžování $\varepsilon_{CEL} = 0.56$ [%], důležité však je, že amplituda napětí i úroveň plastického přetvoření je i při této hladině zatěžování téměř shodná.

Rovněž byla vyhodnocena celková průměrná relativní odchylka, ta je pro hladinu zatěžování $\varepsilon_{CEL} = 0.50$ % rovna $\delta_{LOP_050} = 14.7$ [%]. Model tedy vykazuje pro menší hladinu zatěžování o přibližně 3 % lepší shodu s experimentem.

5.5. Materiál rotoru

Rotor je vyroben z oceli DIN 1.6985, označované také jako 28 CrMoNiV 4-9. Jedná se o legovanou ocel s mezi kluzu přibližně 600 MPa a mezi pevnosti přibližně 760 MPa [1].

Rotor kvalitativně vykazuje stejné chování jako lopatka, jde o cyklicky změkčující materiál, ke kterému byly provedeny opět 3 hladiny cyklického deformačního zatěžování, byly provedeny také 4 statické tahové zkoušky a záznamy byly vyhodnoceny stejným způsobem jako u lopatky.

Budeme tudíž model rotoru kalibrovat stejným způsobem jako bylo popsáno v kapitole 5.4 u materiálu lopatky.

Elastické konstanty, určené z tahových zkoušek:

$$E = 197\,800 \text{ [MPa]}$$

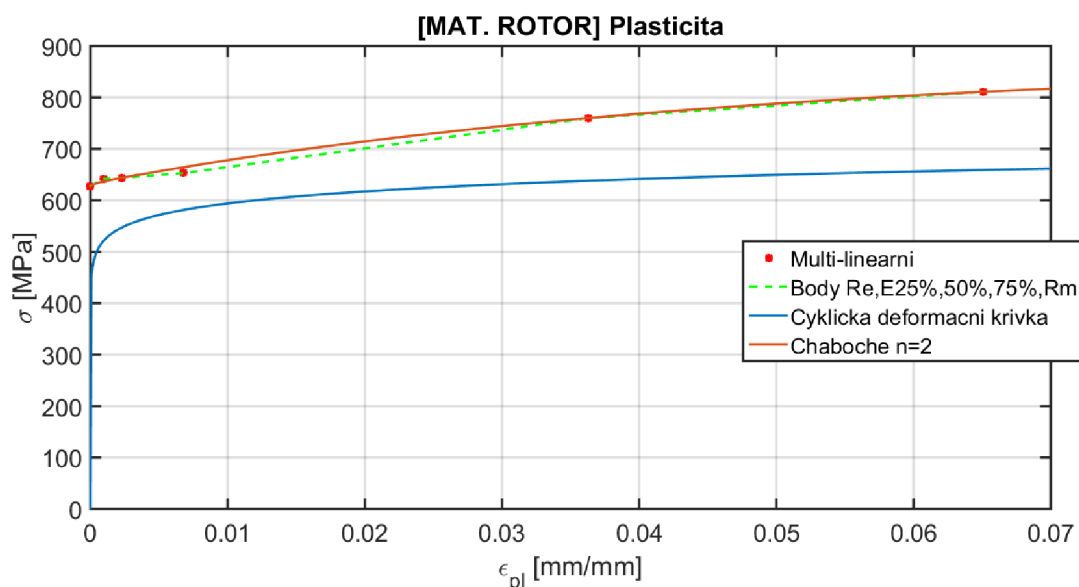
$$\mu = 0.3 \text{ [-]}$$

Hustota byla zvolena:

$$\rho = 7850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

5.5.1. Kalibrace statické tahové křivky

Opět jsem se rozhodl použít kombinaci N=2 módů (5.4.1), byť by deformační křivku materiálu rotoru pravděpodobně popsal i mód jeden. Proložení staticky vyhodnocených dat z tahové zkoušky funkcí Chabocheho modelu bylo opět provedeno v *CFtool*.



Obr. 24 : Rotor – porovnání průběhů plasticity

Deformační křivka materiálu rotoru má oproti lopatce stále přibližně stejnou hodnotu derivace. Koeficient determinace tohoto proložení je $R^2 = 0.986$.

Vstupní hodnoty přetvoření a napětí:

ε [-]	σ [MPa]
0.00320	628 – mez kluzu
0.00420	642
0.00554	644
0.01008	653
0.04010	760
0.06920	811

Tabulka 5 : Rotor - body statické tahové křivky

Výsledné materiálové parametry:

Mez kluzu σ_Y [MPa]	628
C_1 [MPa]	4991
γ_1 [-]	20.77
C_2 [MPa]	8406
γ_2 [-]	1727

Tabulka 6 : Rotor - identifikované Chaboche parametry

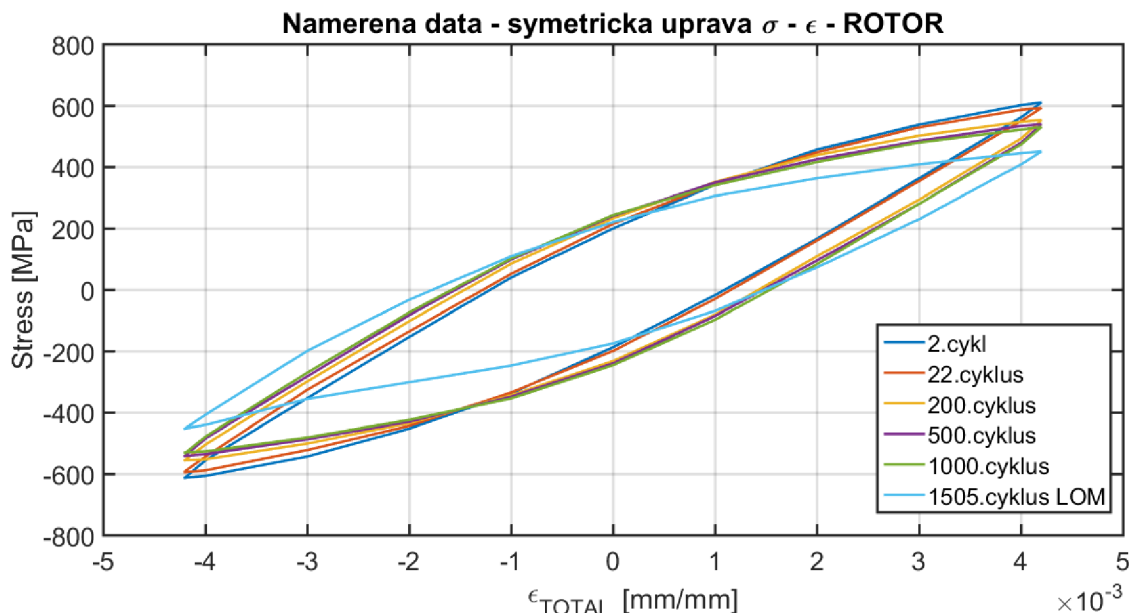
5.5.2. Kalibrace cyklického chování

Při cyklickém zkoušení materiálu, které bylo opět provedeno primárně pro zjištění životnosti, byly provedeny tři zatěžovací hladiny $\varepsilon_{CEL} = 0.30$ [%], $\varepsilon_{CEL} = 0.34$ [%] a $\varepsilon_{CEL} = 0.42$ [%]. S první hladinou je opět problém, že amplituda napětí leží pod mezí kluzu, tudíž se jí dále nebudeme věnovat.

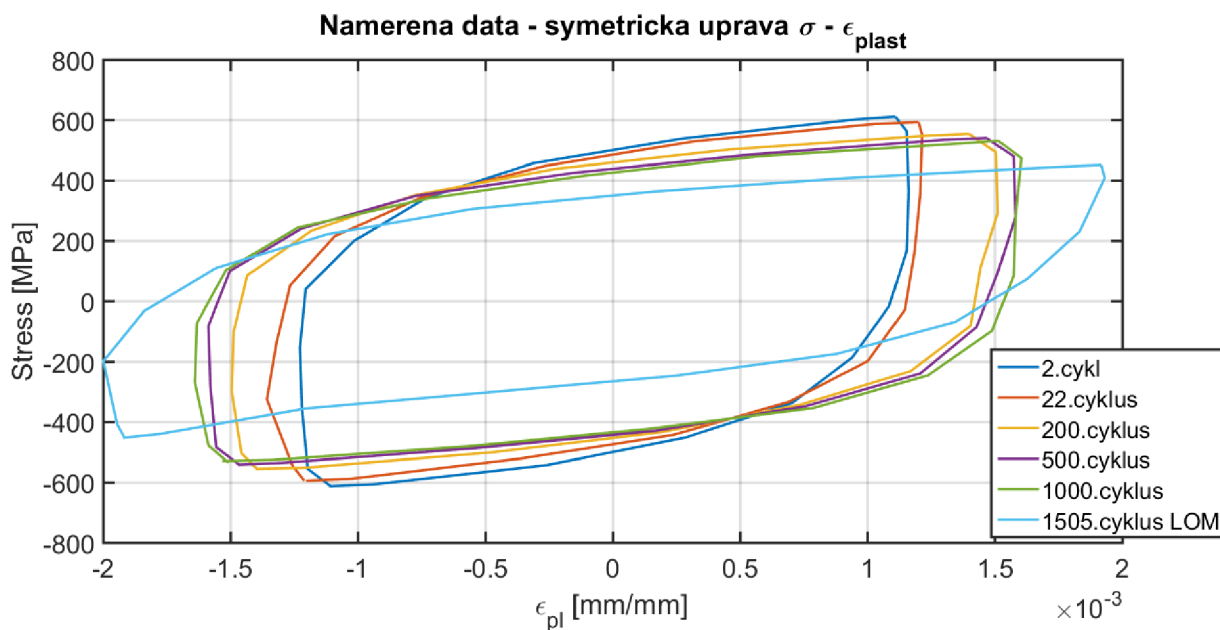
Kalibraci provedeme na vyšší hladině zatěžování, ověření provedeme na hladině zatěžování $\varepsilon_{CEL} = 0.34$ [%].

Počáteční odhad parametrů modelu VOCE a následné ověření/úpravy parametrů za pomoci cyklického zatěžování výpočtového modelu válcového vzorku v ANSYSu bylo provedeno stejně jako v případě lopatky (5.4.2).

Byla provedena symetrická úprava průběhů napětí, v případě rotoru bylo během cyklického zatěžování střední napětí během prvního cyklu rovno $\sigma_M = -112$ [MPa], v posledním cyklu se ale snížilo na $\sigma_M = -14$ [MPa].

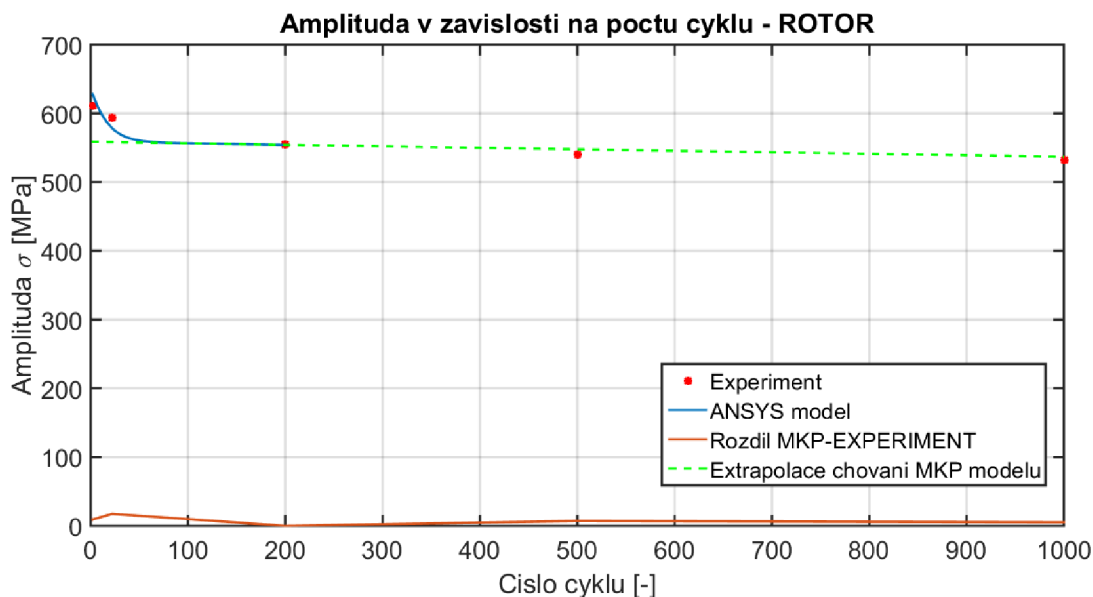


Obr. 25 : Rotor $-\epsilon_{CEL} = 0.34$ [%] naměřené průběhy



Obr. 26 : Rotor $-\epsilon_{CEL} = 0.34$ [%] naměřené průběhy $\sigma(\epsilon_{pl})$

Poslední cyklus nebudeme brát v úvahu, jelikož je ovlivněn změnou napjatosti před samotným lomem. Ze zbývajících cyklu sestavíme závislost $\sigma - N$ a provedeme kalibraci parametrů VOCE modelu.



Obr. 27 : ROTOR – $\epsilon_{CEL} = 0.34$ [%] - průběh amplitudy napětí

Napětí modelu v prvním cyklu Obr. 31 vychází z již kalibrovaného modelu Chaboche na statickou tahovou křivku. V případě rotoru je však na rozdíl od materiálu lopatky 5.4.2, napětí blízké amplitudě napětí v prvním cyklu experimentu, provedeme proložení dat v klasickém smyslu a cílem bude proložení dat s nejmenší odchylkou v jednotlivých bodech.

Při kalibraci materiálu lopatky byl mezi experimentem a modelem při prvním zátěžném cyklu výrazný rozdíl, proto bylo cílem udržet tento rozdíl konstantní během cyklování.

Maximální hodnota rozdílu amplitudy napětí model-experiment je 17 [MPa] ze začátku cyklování, kdy byly před symetrickou úpravou výrazné hodnoty středních napětí, při vyšším počtu cyklů je rozdíl prakticky roven 0.

Výsledné parametry modelu VOCE pro rotor jsou v Tabulka 7.

R_0 [MPa]	-4
R_{INF} [MPa]	-76
b [-]	13
σ_Y [MPa]	628

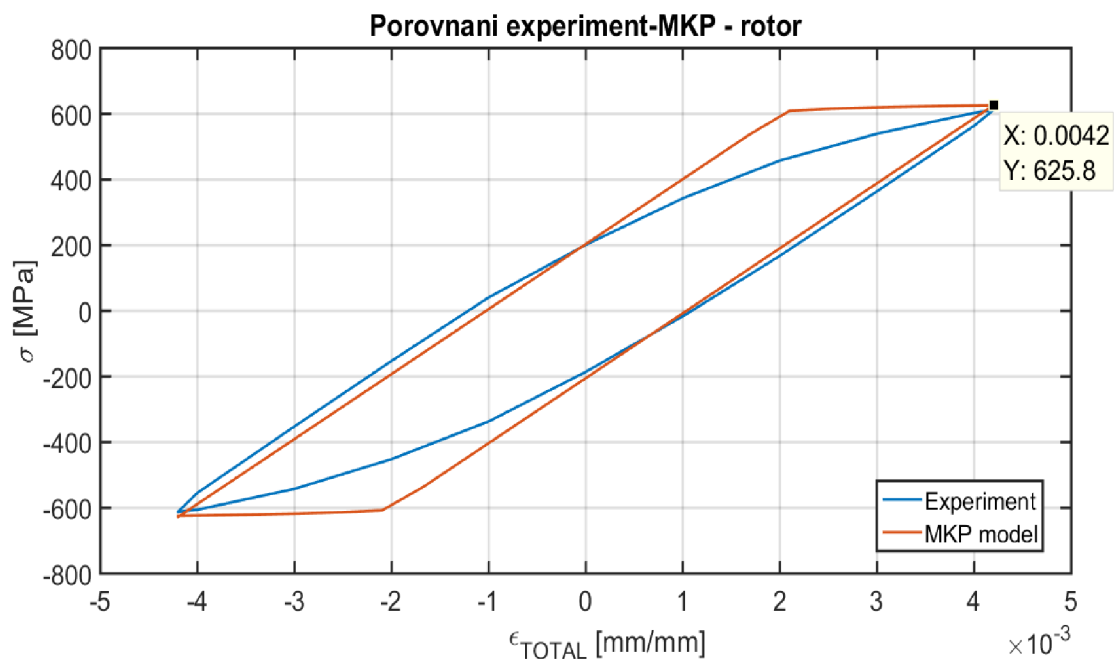
Tabulka 7 : Rotor – identifikované parametry modelu VOCE

Co se týče ustálení a velikosti změny amplitudy napětí během počátečního přechodového děje je situace podobná materiálu lopatky. Po odeznění přechodového děje dochází k dalšímu změkčování pozvolněji, než je tomu u materiálu lopatky.

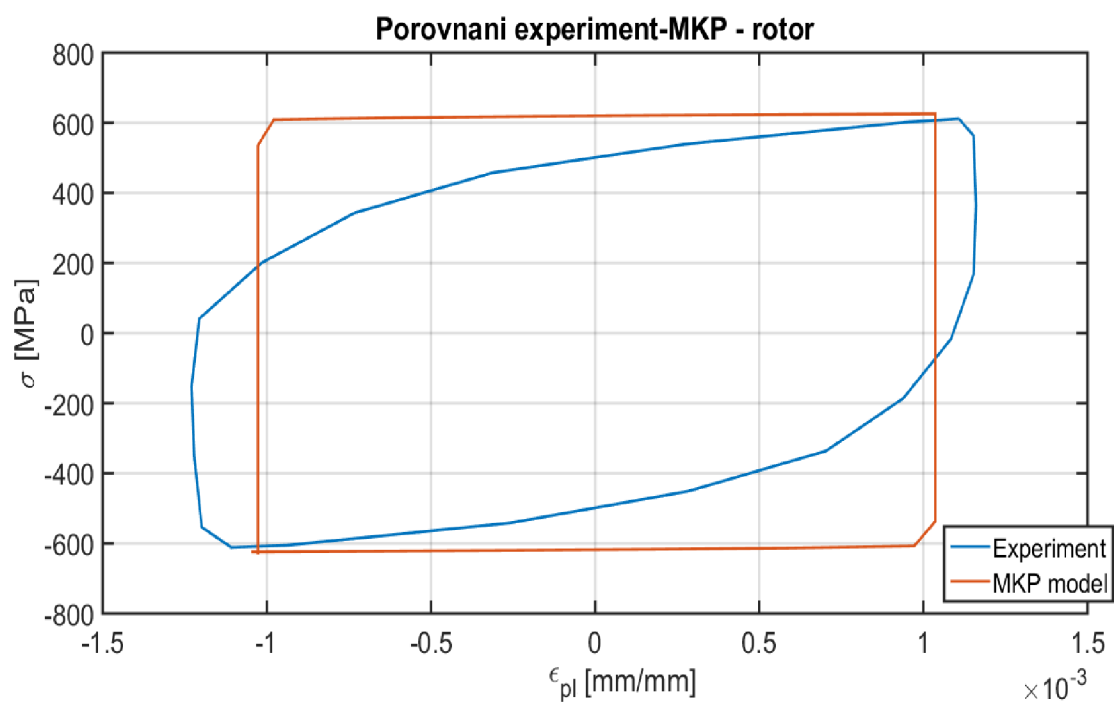
5.5.3. Porovnání modelu s experimentem

5.5.3.1. Porovnání experimentu $\epsilon_{CEL} = 0.42$ [%]

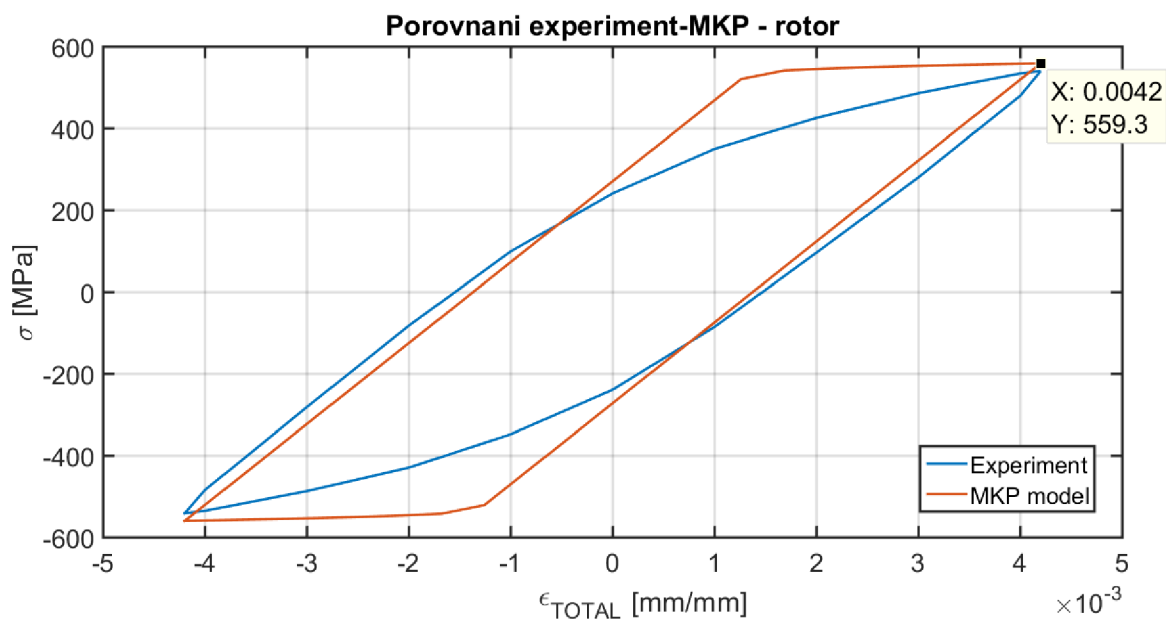
Prvně provedeme porovnání 2. a 500. zátěžného cyklu na hladině zatěžování $\epsilon_{CEL} = 0.42$ [%] , jelikož na této hladině byly materiálové parametry identifikovány.



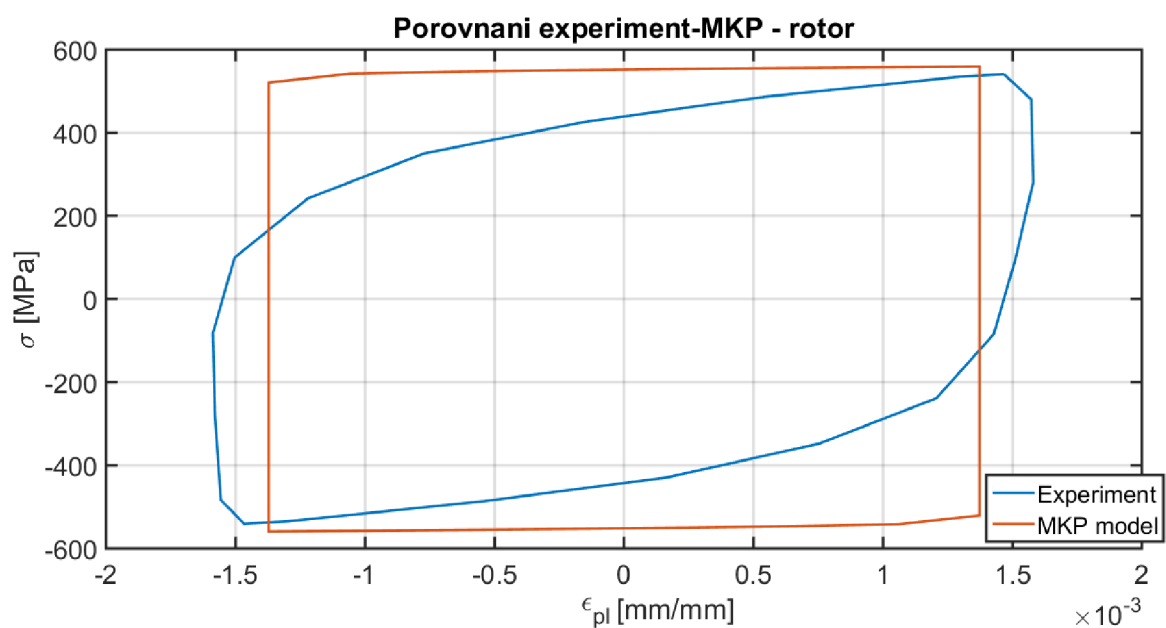
Obr. 28 : ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.42$ [%] - 2. cyklus – porovnaní



Obr. 29 : ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.42$ [%] - 2. cyklus – porovnaní plastické přetvoření



Obr. 30: ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.42$ [%] - 500. cyklus – porovnání



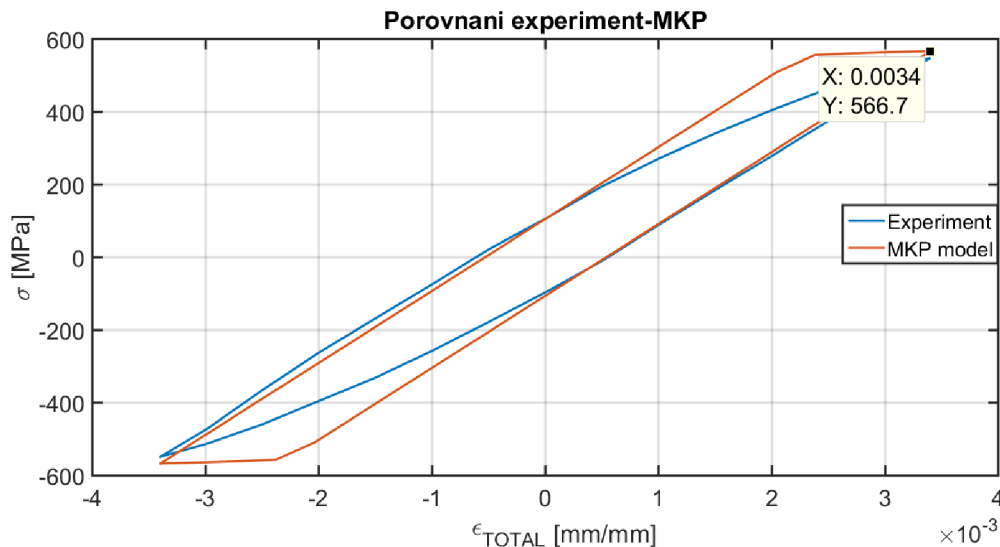
Obr. 31: ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.42$ [%] - 500. cyklus – porovnání plastické přetvoření

Průběh napětí-přetvoření průběhově příliš neodpovídá experimentu, z toho vyplývá větší průměrná relativní odchylka, která je pro hladinu zatěžování $\epsilon_{CEL} = 0.42$ [%] rovna $\delta_{ROT_{042}} = 25.5$ [%].

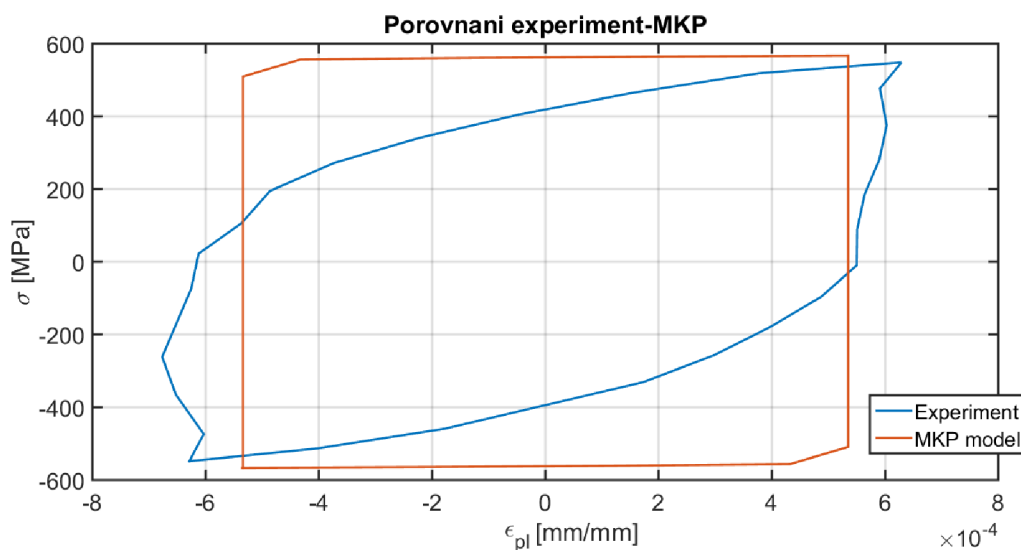
Tato odchylka průběhu je pravděpodobně ovlivněna kvalitou experimentální dat, naměřená data nevykazují ani *Bauschingerův efekt*, u vzorků rovněž bylo, nejvíce na začátku cyklování významné střední napětí.

5.5.3.2. Porovnání experimentu $\epsilon_{CEL} = 0.34$ [%]

Na hladině zatěžování $\epsilon_{CEL} = 0.34$ [%] porovnáme průběhy u 100. zátěžného cyklu:



Obr. 32 : ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.34$ [%] - 100. cyklus – porovnání



Obr. 33: ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.34$ [%] - 100. cyklus – porovnání plastické přetvoření

Průměrná relativní odchylka pro hladinu zatěžování $\epsilon_{CEL} = 0.34$ [%] je $\delta_{ROT_034} = 19.0$ [%].

5.6. Zhodnocení popisných schopností modelu

V předchozích kapitolách jsme kalibrovali výpočtový model pro popis cyklické plasticity. V první fázi byla kalibrována statická tahová křivka na model Chaboche (5.4.1 a 5.5.1), protože tento model popisuje stav materiálu při počátku cyklování. Jelikož se jedná o přímé proložení jedné množiny bodů (statisticky vyhodnocených dat ze statických tahových zkoušek) není problém dosáhnout vysoké shody, koeficienty determinace jsou $R^2 = 0.998$ pro materiál lopatky a $R^2 = 0.986$ pro materiál rotoru.

Dále bylo kalibrováno cyklické změkčování - v 5.4.2 byl kalibrován materiál lopatky a v 5.5.2 materiál rotoru. Jako ukazatel shody průběhů byly vyčísleny relativní průměrné odchylky, nejhorší

shoda průběhů pro rotor je $\delta_{ROT,042} = 25.5$ [%] a pro materiál lopatky $\delta_{LOP,056} = 18.6$ [%]. Je ale nutné si uvědomit, že jde o měřítko absolutní shody průběhů, kde se výrazně projevuje fakt, že odezva výpočtového modelu odpovídá již kalibrované statické tahové křivce, zatímco vzorky při cyklickém zatěžování mohou vykazovat chování trochu odlišné – vlivem jiných podmínek při cyklování, rychlosti zatěžování, rozlišení měřicího řetězce a nakonec i zpětnou digitalizací dat z obrázků mohlo dojít k výraznému zkreslení.

Podstatné je, že se podařilo udržet klesající průběh amplitudy napětí v závislosti na počtu cyklů na přesnost jednotek procent v souladu s experimentem a stejně tak amplitudu plastického přetvoření, která je podstatná pro vyhodnocení životnosti.

5.7. Materiálové parametry klínu a tlumícího drátu

Další dva materiály, které jsou součástí analyzované sestavy, jsou tlumící drát a pojistný klín. Tlumící drát je vyroben z titanové slitiny, pojistný klín z oceli. Budeme materiál uvažovat jako lineárně elastický, materiálové parametry jsou převzaty z [1].

5.7.1. Tlumící drát

Modul pružnosti $E = 114\,000$ [MPa]

Poissonovo číslo $\mu = 0.34$ [–]

Hustota $\rho = 4430$ [$\frac{kg}{m^3}$]

5.7.2. Klín

Modul pružnosti $E = 200\,000$ [MPa]

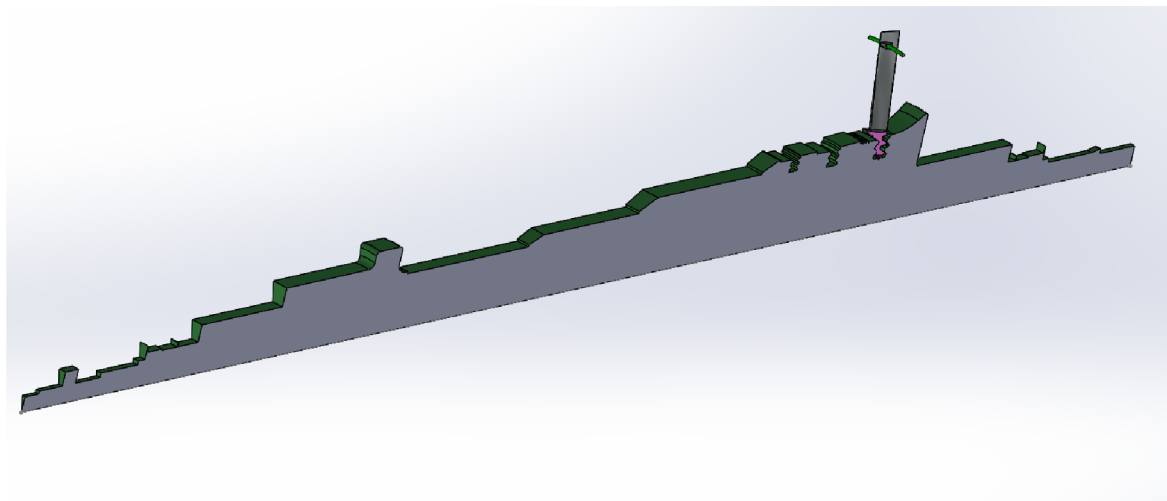
Poissonovo číslo $\mu = 0.3$ [–]

Hustota $\rho = 7850$ [$\frac{kg}{m^3}$]

6. Původní závěs

6.1. Řešení rotoru jako celku

V prvotní analýze byl řešen celý rotor, vymodelovaný dle poskytnutého výkresu E 2- 12087 firmy EKOL. Bylo využito rotační symetrie, byl použit výsek rotoru 15° . Cílem této analýzy bylo zjistit deformační posuvy na podoblasti v blízkosti drážky poslední řady lopatek pro pozdější podrobnější analýzu pouze této části. V [1] tato analýza již byla provedena, nicméně kvůli přesnějšímu získání posuvů ve formě většího množství diskretních bodů a vlastní volbě rozměrů podoblasti bylo nutné analýzu opakovat.

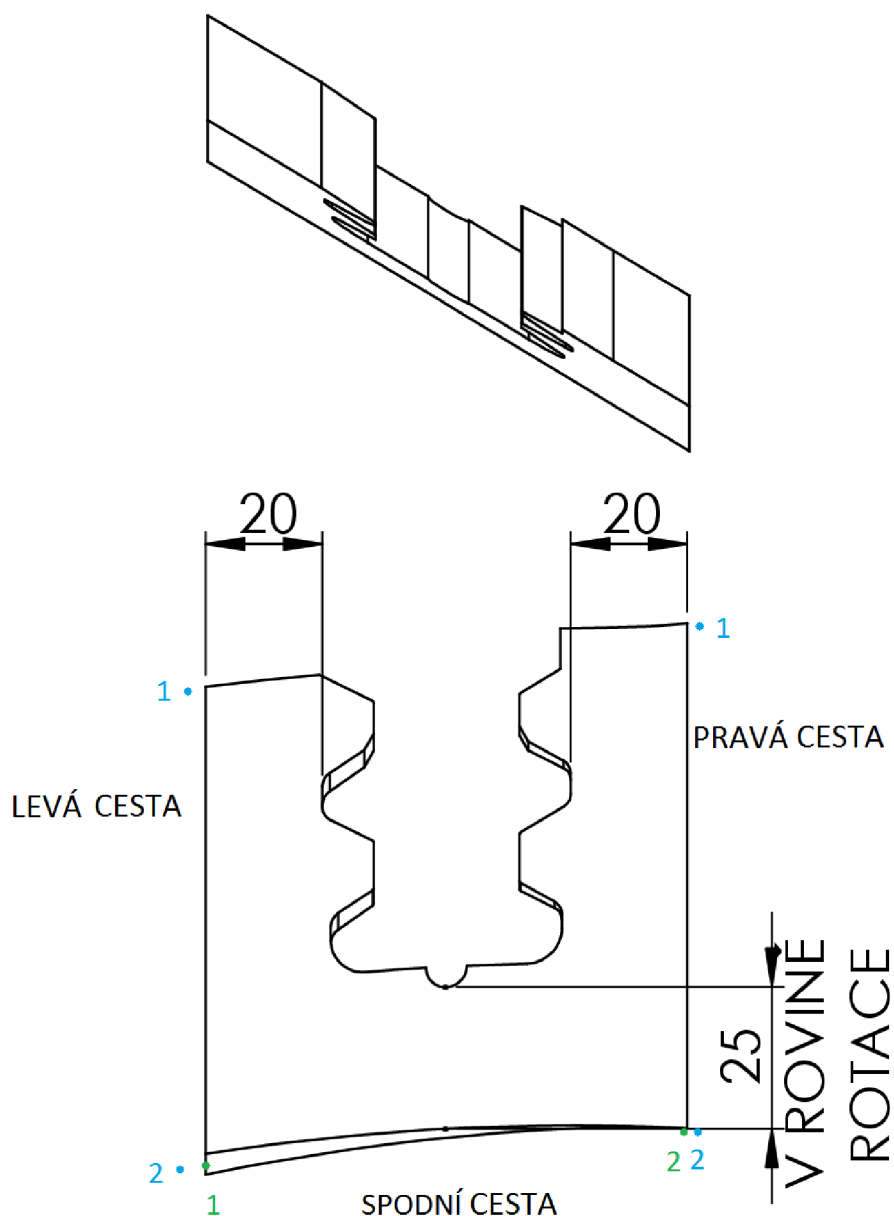


Obr. 34 : 15° výřez rotoru

V rotoru byly ponechány drážky pro poslední tři řady lopatek, jelikož jejich přítomnost může ovlivnit deformace v místě podoblasti. Rotor je ve skřini uložen na dvou ložiskách: na levé straně je radiálně-axiální ložisko, které bylo modelováno vazbou „*remote displacement*“ s omezením deformace v osové a radiálním směru, na pravé straně je pouze radiální ložisko, které bylo modelováno rovněž vazbou „*remote displacement*“ s omezením pouze v radiálním směru. Do rotoru byla umístěna pouze jedna lopatka, tlumicí drát a pojistný klín. Všechny materiálové modely byly použity ve finální podobě, jak bylo popsáno v kapitole 5. Kontakty mezi součástmi byly nastaveny jako třecí, symetrické s koeficientem tření $f = 0.1 [-]$ a formulací *augmented lagrange*. Rotor byl zatížen provozními otáčkami $n = 8500 [min^{-1}]$.

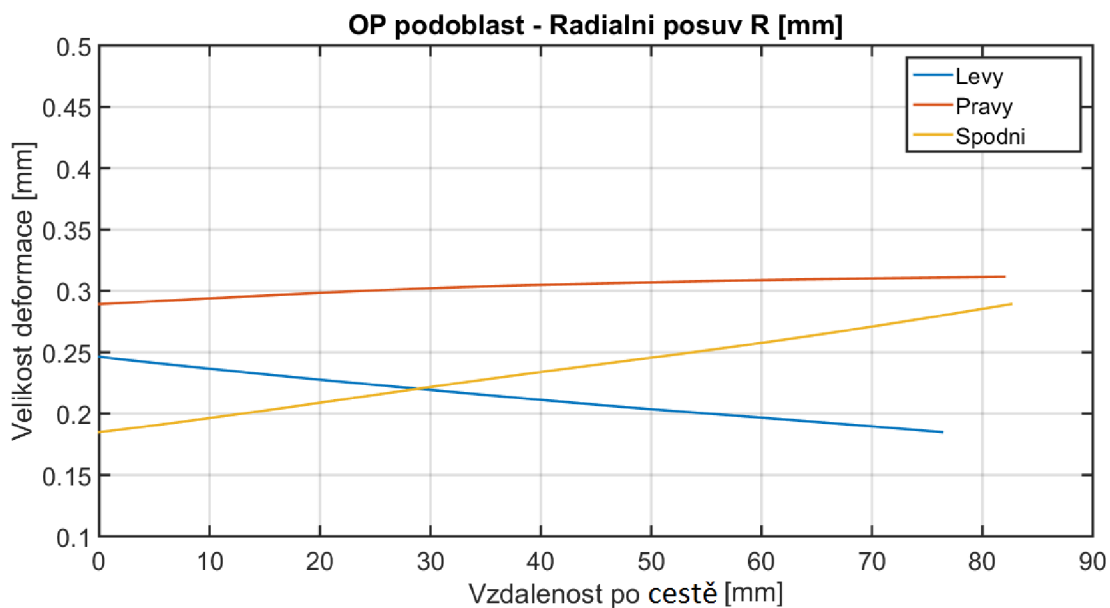
Ve skutečnosti jsou v drážce lopatky za sebou, do uvedeného výseku se vejde pouze jedna celá lopatka. Tento fakt umožňuje lopatce se natáčet více než při běžném provozu – chová se, jako by byla v drážce sama. Bohužel, použití cyklické symetrie tak jako v analýze podoblasti není možné, jelikož není možné udělat výřez rotoru šikmou rovinou čela lopatky tak, aby byl ve výřezu rotor celý. Musíme tudíž tuto určitou nepřesnost respektovat.

Vyhodnocením deformací bylo ověřeno, že deformace rotoru jsou osově symetrické (po tečné souřadnici válcového souřadného systému výseku rotoru). Tudíž považujeme deformaci na hranici podoblasti neovlivněnou natáčením lopatky v drážce.

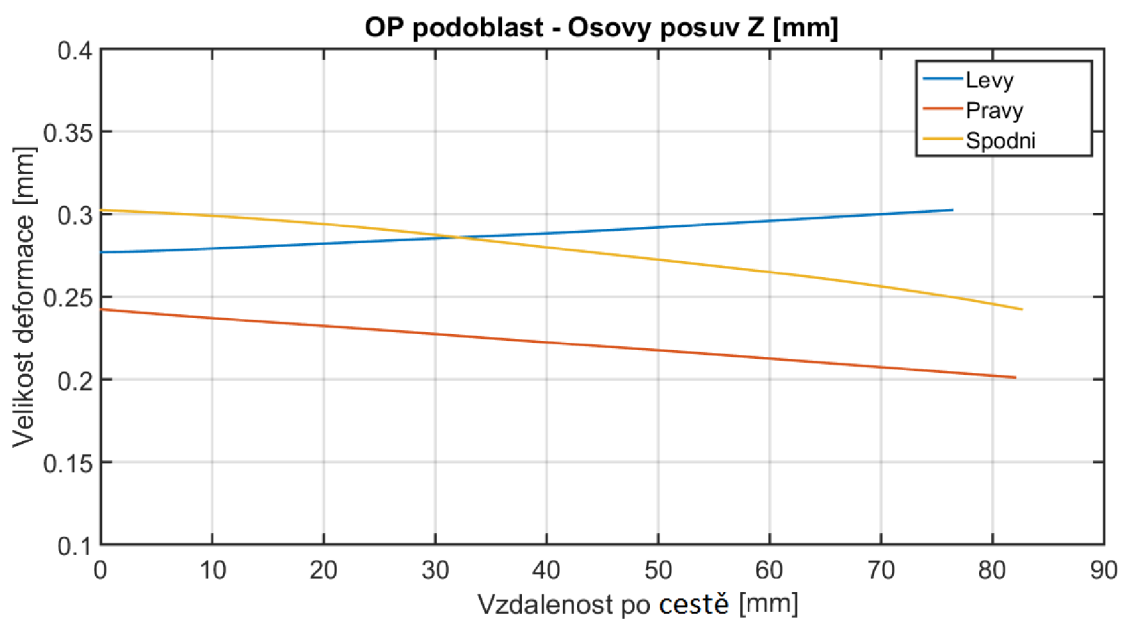


Obr. 35 : Rozměry/hranice podoblasti

Cílem této analýzy je získat posuvy na jednotlivých (3) stranách „řezu“ – levá, pravá a spodní cesta. Bohužel v mnou použité verzi ANSYS R16 není možné využít vykreslení výsledků po cestách (*path*) případně plochách při využití symetrie. Bylo proto nutné soubor výsledků (.rst) otevřít v klasickém prostředí, kde v *GENERAL POSTPROCESSORU* lze bez problému nadefinovat cestu. Dle souřadnic byly nadefinovány tři cesty dle rozměrů podoblasti Obr. 35.



Obr. 36 : Podoblast - OP – radiální



Obr. 37 : Podoblast - OP - osové

Tečná deformace byla na všech cestách nulová. Hodnoty jsou vykresleny v závislosti na vzdálenosti po nadefinované cestě, směr jednotlivých cest je naznačen na Obr. 35.

6.2. Standardní lopatka

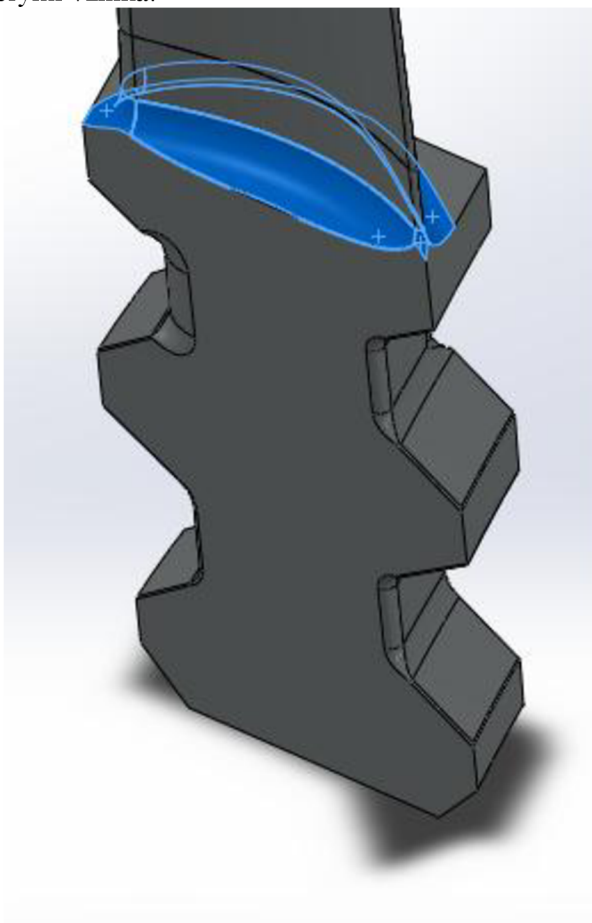
Primárně je potřeba provést deformačně-napěťovou analýzu původního závěsu lopatky na podoblasti s novými modely materiálu. Cílem této analýzy je výpočet několika startů turbíny, kdy vždy na určitých místech závěsu dojde ke zplastizování materiálu. Cílem bude určit hodnotu celkového přetvoření v kritických místech ustálené odezvy. Může se stát, že hodnota celkového přetvoření bude při jednotlivých startech růst, viz *ratcheting*.

6.2.1. Model geometrie

Modely geometrie byly vytvořeny v prostředí *SolidWorks 2015* na základě výkresů, poskytnutými firmou EKOL. Nebyly uvažovány žádné tolerance rozměrů ani geometrie. Při vytváření modelů geometrie jsem narazil na určité problémy, u kterých bylo nutné upravit geometrii pro účely D-N analýzy. Detailní popis tvorby geometrie je uveden v [1] a [2], z tohoto důvodu zde uvedu pouze některé úpravy geometrie, které dříve řečeny nebyly.

a) Zaoblení list-závěs

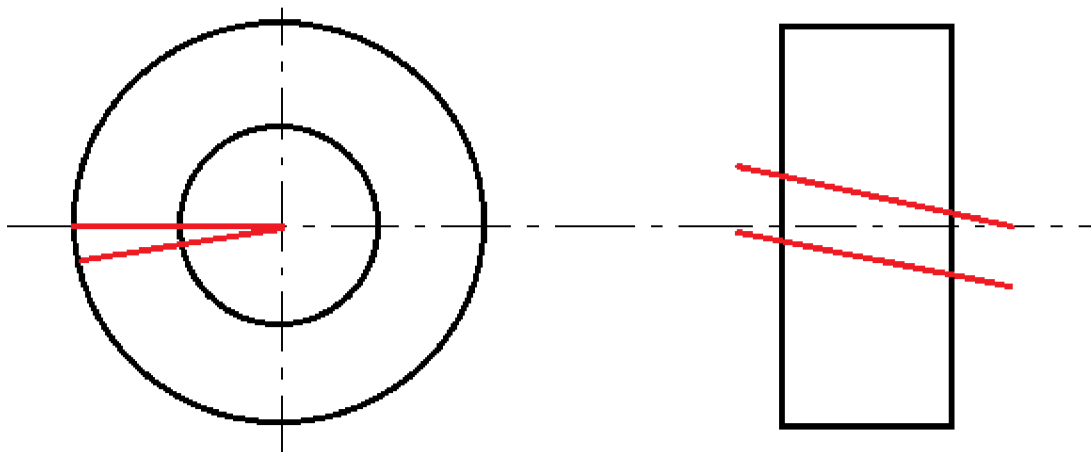
Na výkresu je zaoblení mezi listem a závěsem R4, nicméně v určitých částech napojení listu na závěs není možno takto velký rádius vytvořit. Bylo nutné vytvořit imaginární velkou rotační plochu na horní straně závěsu, vytvořit zaoblení a následně zaoblení oříznout skutečnými rozměry závěsu. Výsledkem této úpravy je, že zaoblení není tečné na obě plochy, mezi kterými vzniká.



Obr. 38 : Zaoblení list-závěs

b) Určení čelních rovin závěsu

Geometrie závěsu vzniká tak, že je rotován profil závěsu kolem osy rotace rotoru a následně je z takto vzniklého tělesa vytvořena výseč pomocí dvou rovin. Osa rotace však v těchto rovinách neleží, roviny jsou pootočený o přibližně 30° .



Obr. 39 : Řezné roviny závěsu

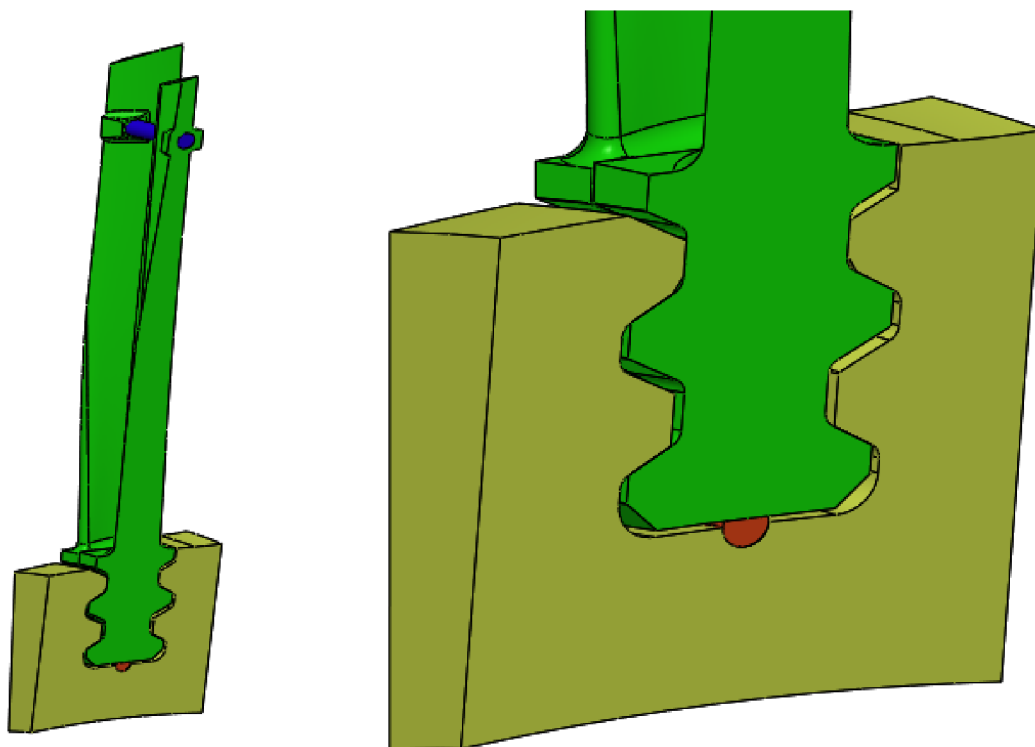
Zde nastává problém s definicí těchto řezných rovin, jelikož ve výkresu jsou definovány pomocí dvou rozměrů (m_x a n_x) ve dvou měřících rovinách. Tato definice však z principu nemůže být absolutně přesná. Pro praktické použití závěsu, které je stejně dáno přesností výrobní technologie, je tato definice dostačující, nicméně pro cyklickou symetrii, použitou při výpočtu, potřebujeme z matematického hlediska přesnou výseč, která bude-li n -krát zkopírována, dá dohromady plné těleso. Pro tento účel bylo ořezání závěsu provedeno pomocí rovin, definovaných úhlem 4° , což odpovídá hodnotě, vyplývající ze vzdáleností m_x a n_x na výkresu. Na výkresu je navíc poznámka, že při lopatkování rotoru lze závěs upravit o 0.1 [mm], větší nepřesnost tato změna nepřinese, takže z funkčního hlediska je závěs v rámci tolerance.

c) Zkosení $0.2 \times 45^\circ$

Na výkresu lopatky je poznámka, že všechny ostré hrany závěsu mají být sraženy o 0.2 [mm], zkosení je pro výpočtové potřeby nevhodné, proto všechny ostré hrany byly zaobleny rádiusem 0.2 [mm].

Po dokončení modelu jednotlivých dílců a poskládání sestavy rotoru s několika standardními lopatkami bylo potřeba ořezat model pomocí definice podoblasti, kterou nyní budeme analyzovat.

Řez byl proveden pomocí celkově 4 rovin, přičemž dvě roviny jsou kolmé na osu rotace rotoru a odsazené 20 [mm] od boční plochy drážky závěsu v rotoru. Další dvě roviny jsou radiální roviny v tělesech lopatky dle výkresu.



Obr. 40 : Model geometrie – původní/standard

6.2.2. Okrajové podmínky

a) Posuvy na hranici podoblasti

Primárně byly zadány posuvy, zjištěné v kapitole 6.1. Na levé a pravé ploše rotoru (řez rovinami, kolnými na osu rotace) byly zadány posuvy v osovému směru válcového souřadného systému v závislosti na radiální vzdálenosti. Pomocí tohoto zadání bylo možné zatížit plochu spojitěji než v [2].

Dále na spodní ploše rotoru byly zadány posuvy v radiálním směru – zde již konstantní hodnota $u = 0.24 [mm]$ (průměrná hodnota z průběhu deformace po cestě). Tato okrajová podmínka omezuje deformaci podoblasti v radiálním směru, pokud bychom ji nezažili, vlivem „chybějícího“ materiálu rotoru by se deformovala celá podoblast v radiálním směru při rotaci mnohem více.

Všechny posuvy byly zadány pomocí „*displacement*“, tudíž nastavujeme přímo deformační parametry jednotlivých uzlů prvků na plochách.

b) Rotace

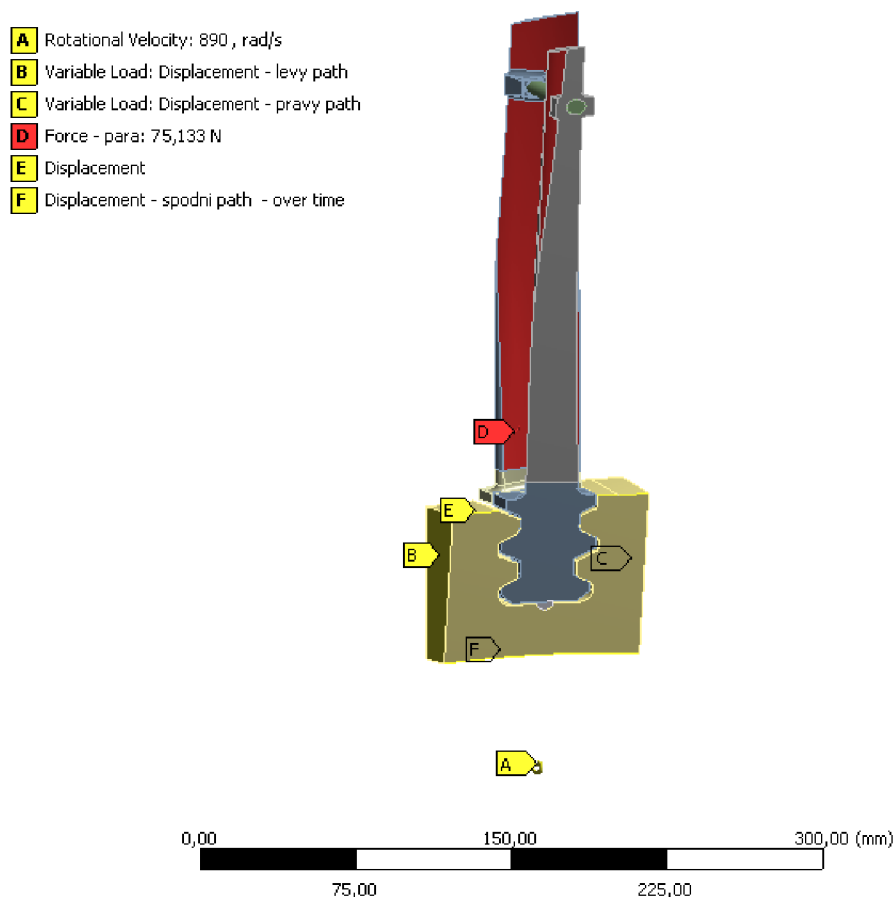
Byla zadána rotace kolem osy Z (osa rotace rotoru) pomocí možnosti *Rotation velocity*. OP byla aplikována na všechna tělesa. $\omega = 890.1 [rad^{-1}]$ odpovídá nominálním otáčkám turbíny $n = 8500 [min^{-1}]$.

c) Síla od páry

Další zatížení způsobuje proudící pára, pomocí *force* byla zadána síla na všechny plochy listu lopatky o velikosti $\vec{F}(x, y) = (67,34) [N]$, x odpovídá osovému směru a y tečnému směru globálního válcového souřadného systému.

d) Zamezení tečné deformace

Poslední OP ustavuje těleso v prostoru – na jednu plochu řezu rotoru bylo zamezeno deformaci v tečném směru válcového souřadného systému.



Obr. 41 : OP – původní/standard

6.2.3. Nastavení kontaktů

Pro možnost jiné sítě na listu lopatky, který je pro výpočet podstatný pouze svojí hmotností, byly použity výrazně větší prvky než na závěsu. Z tohoto důvodu bylo těleso lopatky rozděleno na list a závěs a obě součásti spojeny pomocí kontaktu typu *BONDED* s výchozími nastaveními kontaktů. Pro možnost použití cyklické symetrie bylo nutno všechny části lopatky (*závěs1*, *závěs2*, *list1*, *list2*) sloučit do jednoho tělesa, nicméně s vypnutou možností spojení dílců na úrovni sítě.

Mezi hlavní kontakty patří kontakt závěsů s rotorem a závěsů mezi sebou. Tyto kontakty byly nastaveny jako nelineární třecí s koeficientem tření $f = 0.1$ [–]. Formulace kontaktu byla nastavena na *Augmented lagrange* se symetrickým chováním, tudíž bude probíhat kontrola uzlů v kontaktu a penetrace v obou směrech ploch a vyhodnocení kontaktu bude zvlášť jak pro kontaktní, tak cílovou plochu kontaktu.

Zároveň byla nastavena aktualizace tuhosti kontaktu každou iterací, kvůli dobrým zkušenostem s konvergencí kontaktů v tomto případě.

Co se týče omezení penetrace, bylo ponecháno výchozí nastavení. Většinou se uvádí, že penetrace by měla být v procentech velikosti prvku. Zaručení této hodnoty (např. 1 [%]) se dá nastavit v „*Penetration tolerance-factor*“, nicméně kvůli zakusování hran závěsu do ploch v rotoru docházelo k podstatným problémům s konvergencí. Lze říci, že na hranách docházelo k větší penetraci prvků a distorzi elementů, nicméně hrana není z hlediska vyhodnocení napjatosti a deformací podstatná, proto se mi zadání globálního omezení penetrace nezdá příliš vhodné a přípustnost velikosti penetrace bude vyhodnocena ručně pro všechny kontaktní plochy vyjma hran závěsu.

Vedlejší kontakty – klín se závěsem a rotorem, tlumící drát s listem lopatky, byly nastaveny stejným způsobem a navíc byla zvolena možnost „Adjust to touch“, což způsobí posunutí součástí vůči sobě, aby byly plochy v kontaktu již od začátku výpočtu.

6.2.4. Cyklická analýza

Jelikož nás zajímá ustálená odezva celkového přetvoření, musíme provést několik zátěžných cyklů, přičemž každý zátěžný cyklus odpovídá jednomu startu turbíny a následnému zastavení. Co se týče okrajových podmínek, zastavení turbíny znamená pokles otáček na nulu, vymizení síly od páry a nulové deformační okrajové podmínky.

Při analýze standardní lopatky byla analýza počítána pro 2 sítě (hrubší a jemnější). Bylo zjišťováno, zda se kvalitativně kritická místa chovají stejně. Pro hrubší síť bylo spočítáno celkem 30 load-stepů, tudíž 15 startů turbíny. Vyhodnocení probíhá pro poslední zátěžný cyklus ve stavu plného zatížení. Dále v místech s nenulovým plastickým přetvořením byl posuzován vývoj plastického a celkového přetvoření. Pro jemnější síť se povedlo spočítat pouze 11 load-stepů. Poté došlo k velkým distorzím prvků na hranách a úloha dále přestala konvergovat.

6.2.4.1. Síť

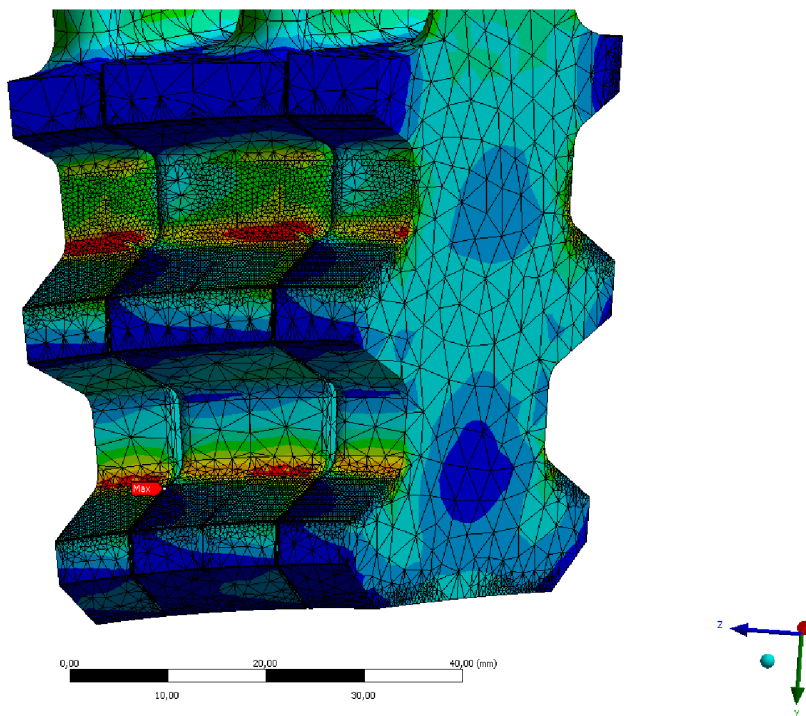
Rotor byl síťován pomocí kvadratických hexa-hedralových prvků SOLID186, stejným způsobem byl síťován pojistný drát a podrážecí klín. Lopatka byla kvůli složitému tvaru síťována kvadratickými tetra-hedralovými prvky SOLID187, přičemž kontaktní plochy byly síťovány jako mapované a v oblasti rádiusů a kontaktních ploch a hran byla síť patřičně zjemněna.

U hrubší sítě byl celkový počet prvků přibližně 50 tisíc. U jemnější přibližně 100 tisíc. Úloha konvergovala přibližně po 10 substepch, přičemž nejhorší byl první substep, kdy dochází ke skokovému zatížení bočních ploch podoblasti (rotoru), při zadání závislosti deformace na poloměru (poloze uzlu) již nelze nastavit pozvolný nárůst deformace. V prvním substepu rovněž dochází k vymezení kontaktu a následný lineární nárůst zatížení již nezpůsobuje problémy s konvergencí. V momentě, kdy zkonvergoval první substep, již celá úloha zkonvergovala velmi rychle. Celkový výpočtový čas jednoho zátěžného cyklu trval přibližně 1 hodinu, u jemnější sítě přibližně 2.5 hodiny.

6.2.4.2. Výsledky cyklické D-N analýzy

C: Cyklické zatěžování 2.sit
 Equivalent (von-Mises) Stress - list1-list2-zaves1-zaves2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 11
 14.2.2017 15:05

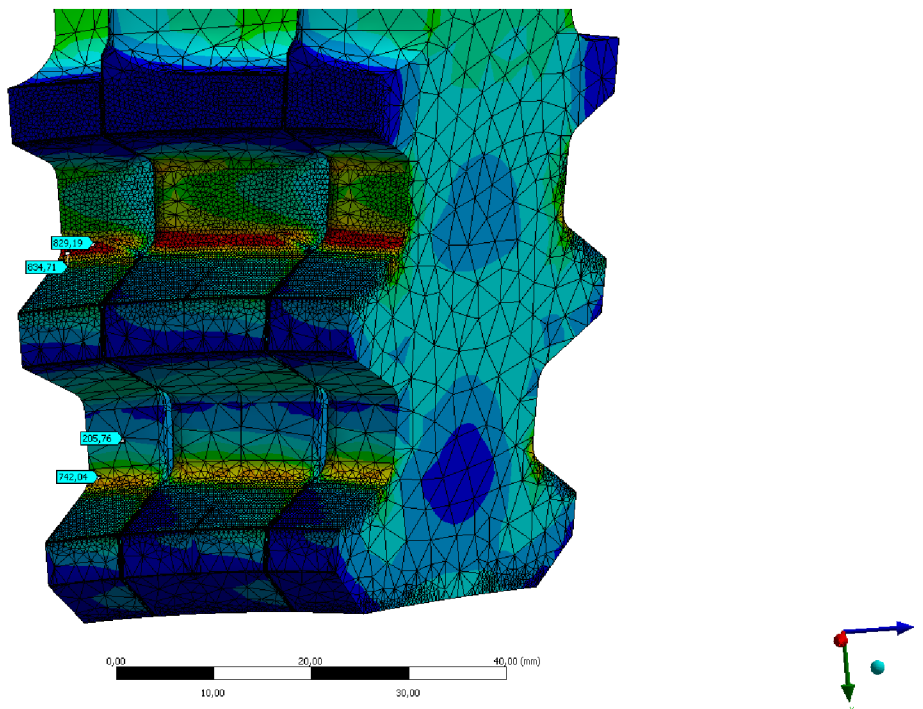
979,19	Max
824	
721,03	
618,05	
515,08	
412,11	
309,13	
206,16	
103,19	
0,21229	Min



Obr. 42: σ_{RED} - původní/standard - vstup

C: Cyklické zatěžování 2.sit
 Equivalent (von-Mises) Stress - list1-list2-zaves1-zaves2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 11
 14.2.2017 15:06

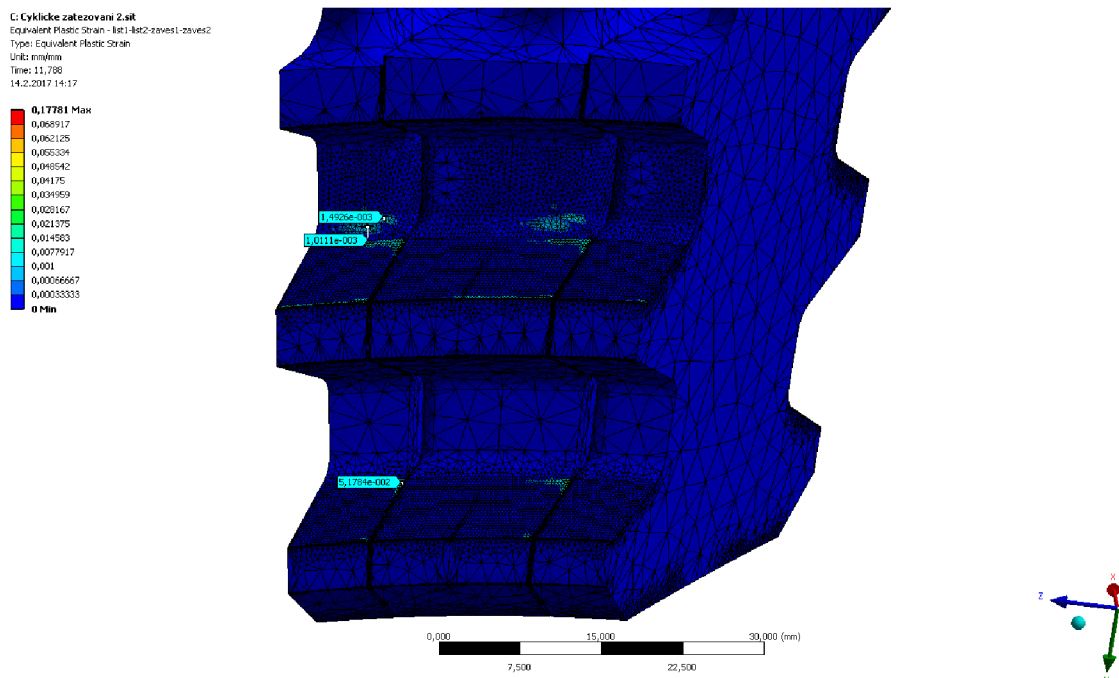
979,19	Max
824	
721,03	
618,05	
515,08	
412,11	
309,13	
206,16	
103,19	
0,21229	Min



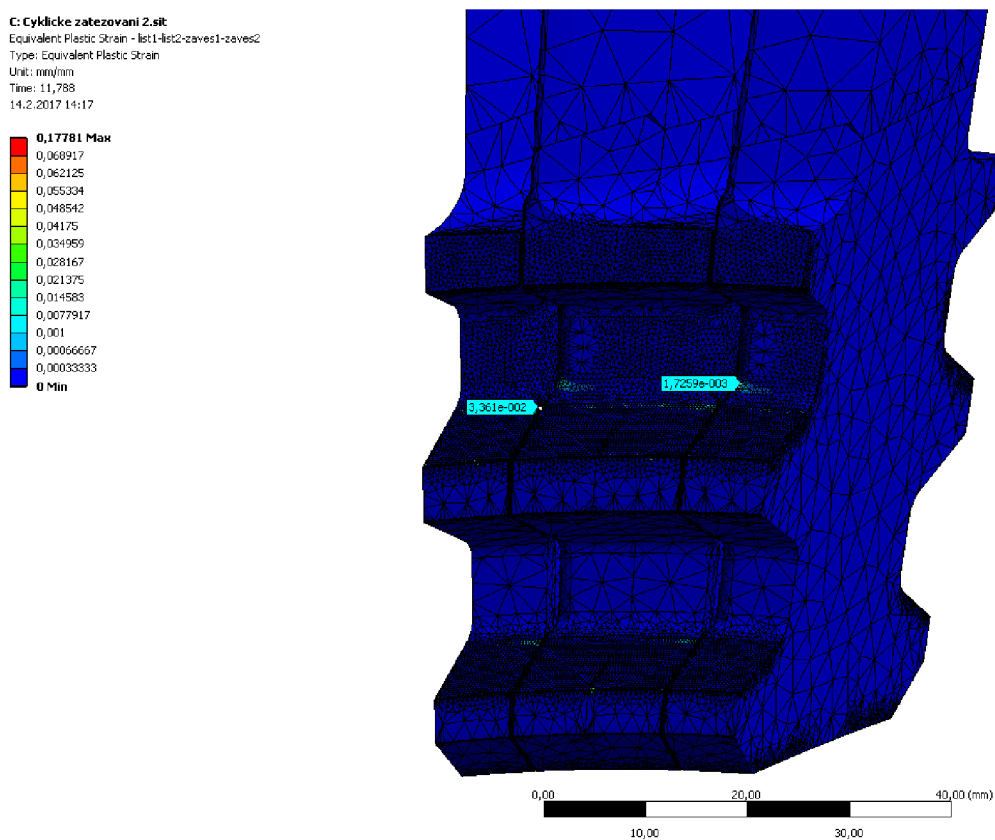
Obr. 43 : σ_{RED} - původní/standard - výstup

Na Obr. 43 můžeme vidět průběh redukovaného napětí na závěsu lopatky, červené oblasti jsou napětí vyšší než mez kluzu materiálu. Je vidět, že k plastizaci dochází na přilehlých rádiusech u kontaktních ploch. Při vykreslení průběhu plastického přetvoření Obr. 44, zjistíme, že na rádiusech dochází k určité plastické deformaci, rovněž na hranách a kontaktních plochách.

Poznámka: Na obrázcích je vidět jedna celá lopatka, to je pouze grafická interpretace výsledku při použití cyklické symetrie, počítán byl model, osahující pouze 2 části lopatky tak, jak bylo uvedeno dříve.



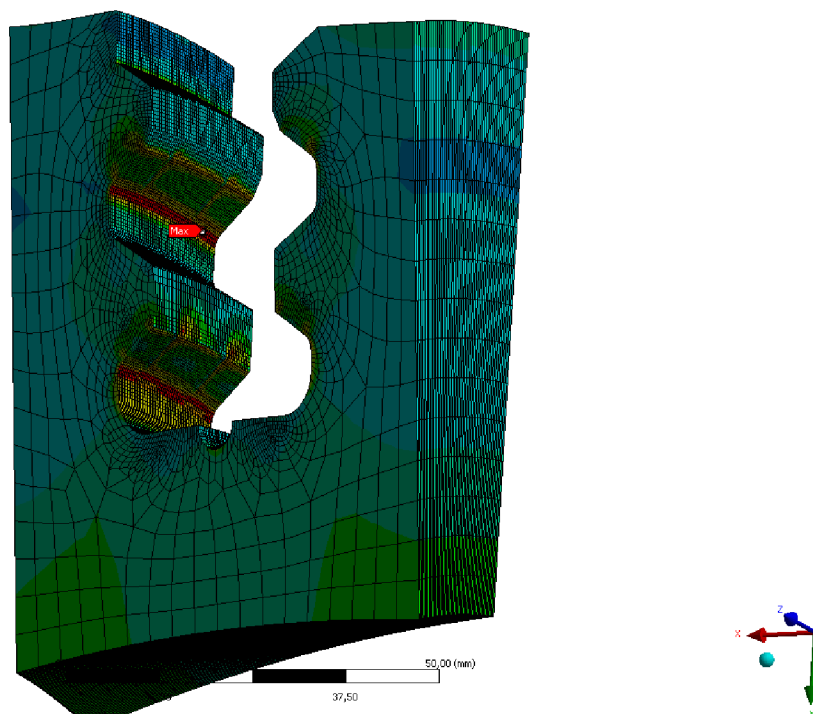
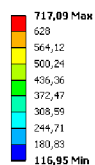
Obr. 44 : ϵ_{PL} - původní/standard - vstup



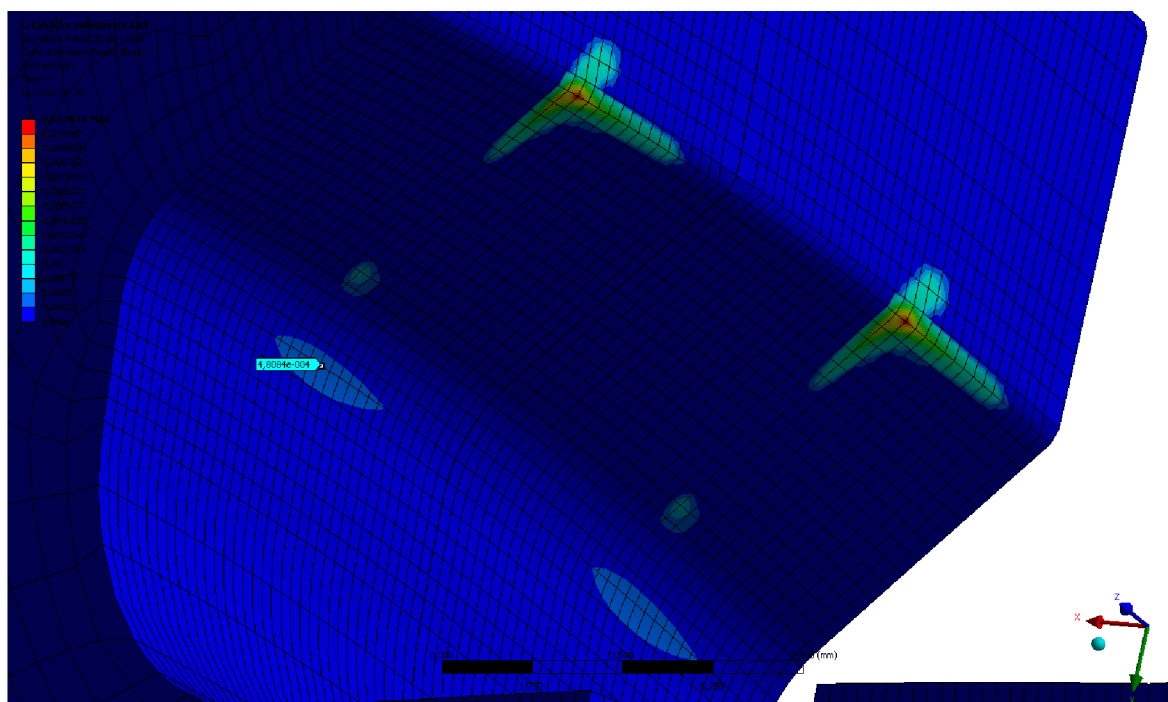
Obr. 45 : ϵ_{PL} - původní/standard - výstup

K plastizaci dochází primárně na hranách, nicméně na hranách je trojosá tlaková napjatost, která není pro životnost důležitá. Důležité pro životnost lopatky jsou úrovně celkového přetvoření na rádiusech, kde je trojosá tahová napjatost. U rotoru je situace podobná, zároveň lze na Obr. 47 vidět otláčení hrany lopatky do drážky v rotoru.

C: Cyklické zatěžování 2.sit
 Equivalenc (von-Mises) Stress - rotor
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 11
 14.2.2017 15:04



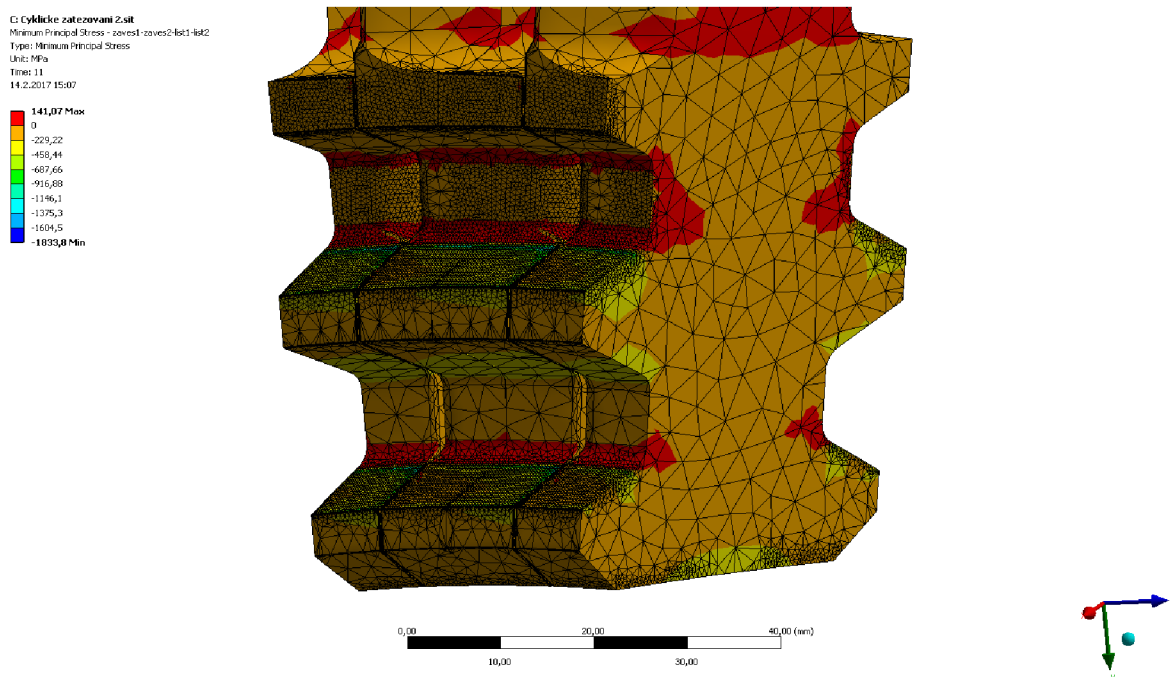
Obr. 46 : σ_{RED} - původní/standard - rotor



Obr. 47 : ϵ_{PL} - původní/standard - rotor

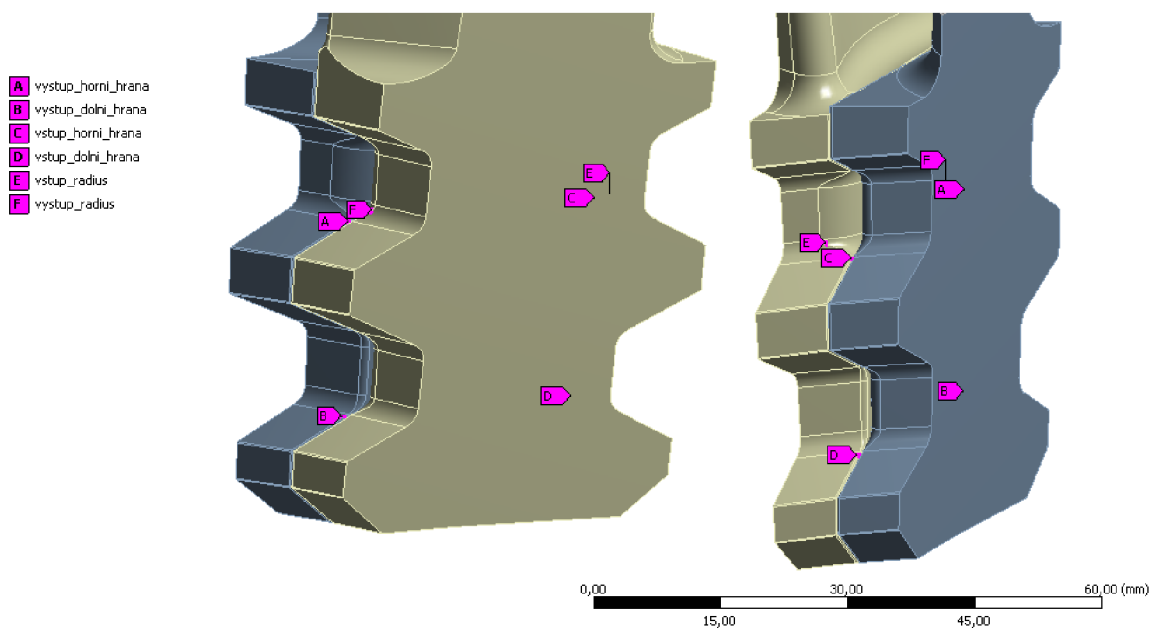
6.2.5. Posouzení kritických míst

Pro vyhodnocení životnosti nás zajímají místa s dominantní tahovou napjatostí a největšími úrovněmi deformací, při vykreslení průběhu hlavního napětí σ_3 zjistíme, že kritickými místy jsou rádiusy závěsu:

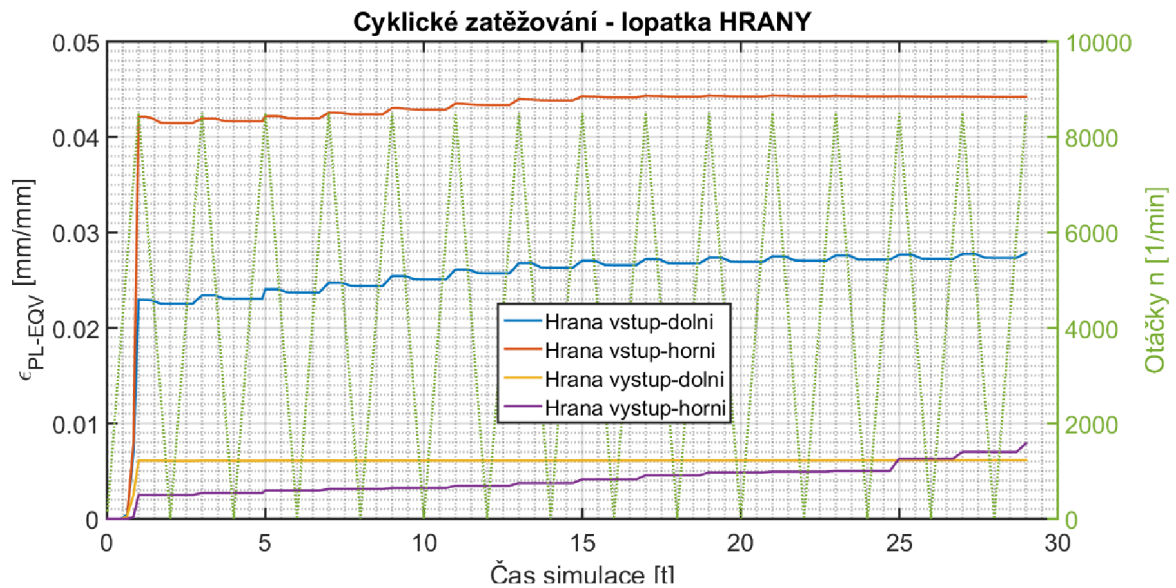


Obr. 48 : σ_3 - původní/standard - výstup

Z tohoto důvodu byla vytipována místa, v kterých bylo provedeno vyhodnocení průběhu přetvoření na čase. Byla určena místa na rádiusech s maximálními přetvořeními, dále místa na hranách/kontaktních plochách.

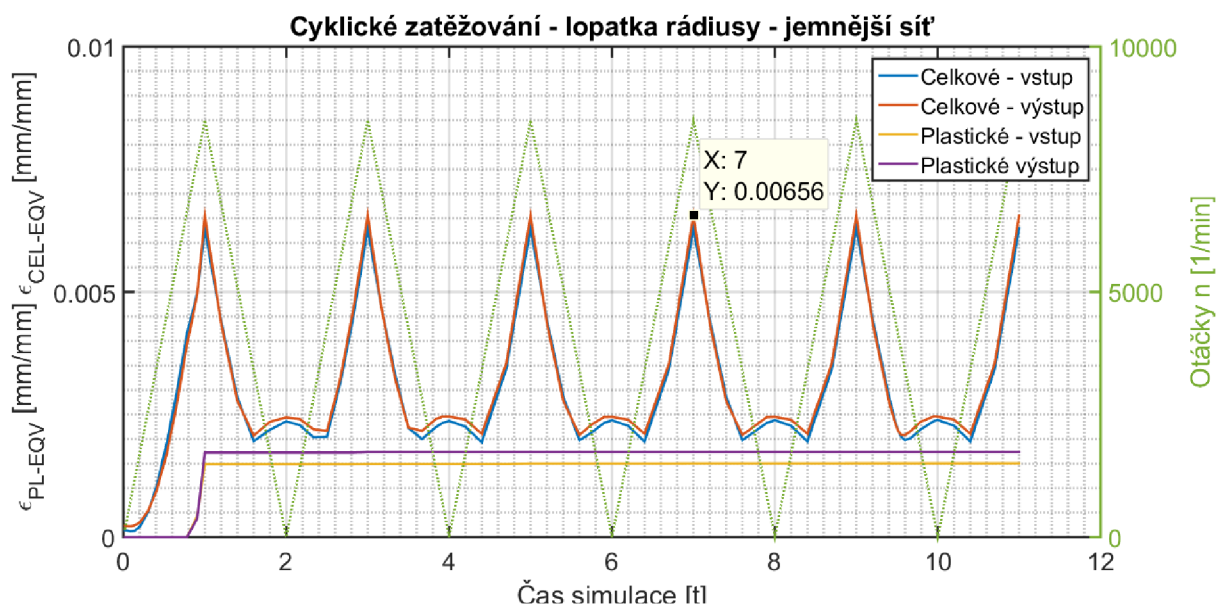


Obr. 49 : Původní/standard - uzly maximálních přetvoření



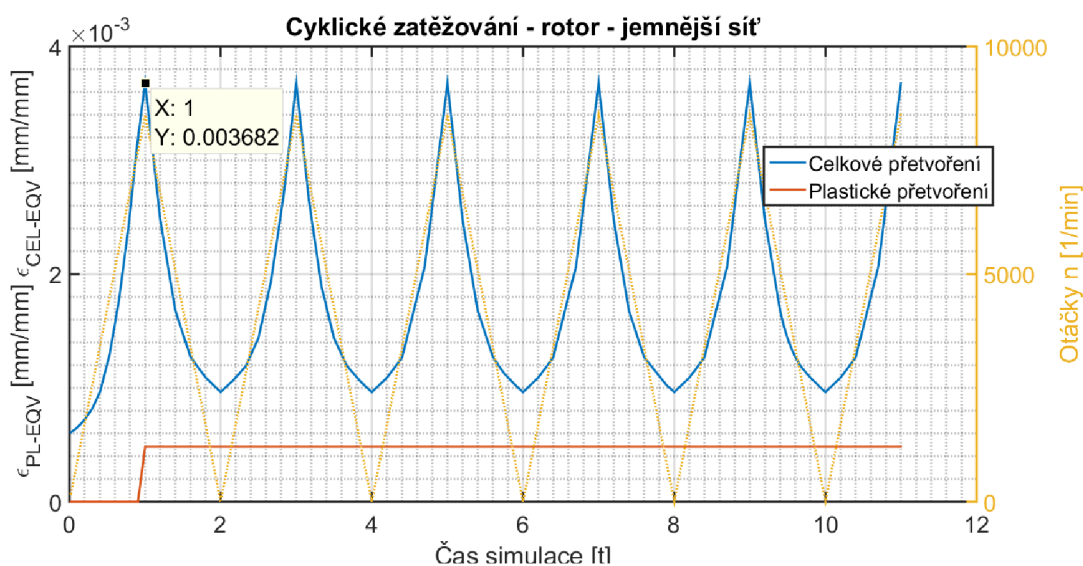
Obr. 50 : ϵ_{PL} - původní/standard – průběh hrany

Na hranách je vidět (Obr. 50) efekt *ratchetingu*. Úrovně deformací jsou velké, ale jak bylo zmíněno, napjatost na hranách a kontaktních plochách je trojosá tlaková, tudíž není považována za nebezpečnou.



Obr. 51 : $\epsilon_{CEL}, \epsilon_{PL}$ - původní/standard – průběhy rádiusy

Naopak na rádiusech v místech maximálního přetvoření nedochází k *ratchetingu*. To je velmi důležitá informace a jedním z cílů této DP bylo potvrdit/vyvrátit tuto skutečnost. K plastizaci, v pro životnost podstatném místě, dojde pouze při prvním zatížení turbíny, následně se mění pouze elastická složka přetvoření, která cykluje v souladu s otáčkami turbíny.



Obr. 52 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - původní/standard – průběhy rotor rádiusy

U rotoru rovněž nedochází k *ratchetingu*. Úroveň deformací zůstává při zatěžování konstantní.

6.2.5.1. Konvergence sítě

Pro důvěryhodnost výsledků a jejich nezávislost na síti byly provedeny dvě analýzy cyklického zatěžování a na závěr jeden výpočet pouze jednoho startu s ještě jemnější sítí (250 tisíc prvků).

Velikost elementu kontakt. plochy [mm]	Velikost elementu rádius [mm]	ϵ_{CEL} Lopatka rádius [-]	Změna [%]	ϵ_{CEL} Rotor – rádius [-]	Změna [%]	σ_{RED} Lopatka max.	Změna [%]	σ_{RED} Rotor max.	Změna [%]
1	1	$5.587 \cdot 10^{-3}$	-	$3.475 \cdot 10^{-3}$	-	922.5	-	727.3	-
0.5	0.5	$6.56 \cdot 10^{-3}$	17.4	$3.682 \cdot 10^{-3}$	5.9	979.2	6.1	717.1	1.4
0.4	0.3	$6.85 \cdot 10^{-3}$	4.2	$3.664 \cdot 10^{-3}$	0.4	938.4	4.3	709.3	1.0

Tabulka 8 : Konvergence sítě – původní/standard

Jak je vidět v Tabulka 8, druhá síť (velikost prvků 0.5 [mm]) je použitelná síť, jelikož při dalším zmenšení prvků se hodnoty přetvoření nemění o více než 5 [%].

6.2.6. Určení životnosti standardní lopatky

Pro vyhodnocení životnosti využijeme Manson-Coffinovy (MC) křivky, jejichž parametry pro daný materiál lopatky byly určeny v [1].

Tvar MC křivky je:

$$\epsilon_{at} = \frac{\sigma_f'}{E} \cdot (2N_f)^b + \epsilon_f' \cdot (2N_f)^c \quad (8)$$

ϵ_{at} - je amplituda celkové deformace [mm/mm]

N_f - počet cyklů do lomu [-]

σ_f' - součinitel únavové pevnosti [MPa]

ϵ_f' - součinitel únavové tažnosti [mm/mm]

b - exponent únavové pevnosti [-]

c - exponent únavové tažnosti [-]

E - modul pružnosti v tahu [MPa]

Pro materiál lopatky jsou parametry rovny – převzaty z [1]:

$$\sigma_f' = 1118 \text{ [MPa]}, E = 192\,400 \text{ [MPa]}, b = -0.05, c = -0.8, \varepsilon_f' = 1.83$$

Při zkoušení vzorků byly vzorky zatěžovány symetrickým cyklem, výsledná MC křivka tedy popisuje životnost materiálu v závislosti na amplitudě celkového přetvoření pouze pro symetrický cyklus. Jelikož však v součásti nenastává symetrický cyklus ale cyklus pulzující v tahu, případně míjivý cyklus v tahu, musíme dále použít úpravu MC křivky.

Pro naše potřeby využijeme úpravu dle *Morrowa*, která je podrobně popsána v [14]. Hlavní změnou oproti původní MC křivce je v odečtení středního napětí od součinitele únavové pevnosti.

Jako střední napětí budeme vždy uvažovat střední hodnotu redukováného napětí, jelikož v kritických místech je trojosá tahová napjatost.

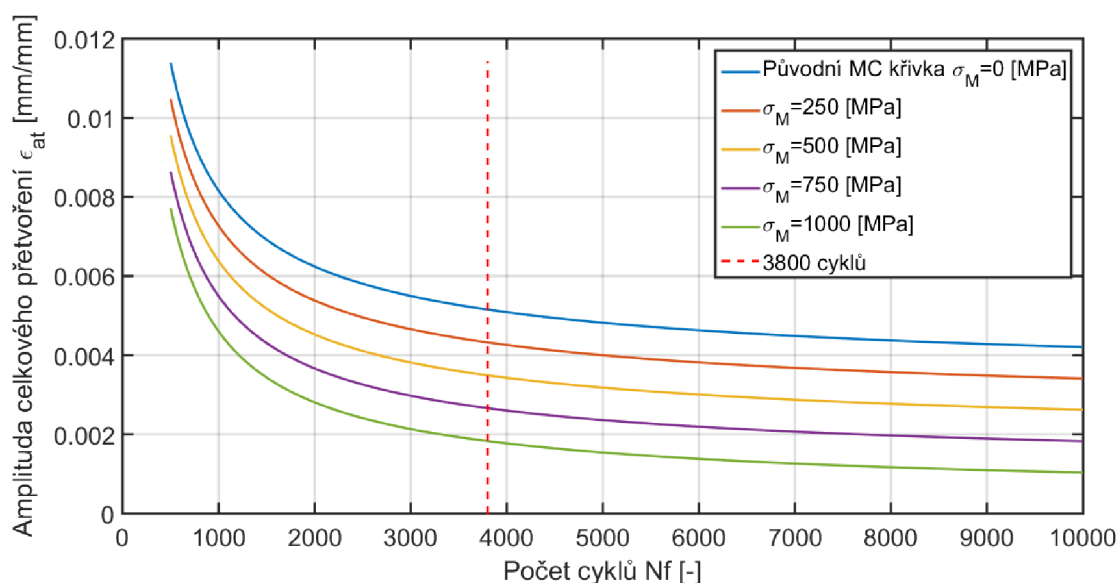
Jelikož je napjatost tahová, výrazně zmenšuje životnost. Při posuzování životnosti pouze na základě amplitudy, případně rozkmitu napětí a neuvážování celkového průběhu cyklu bychom se dopustili výrazného zkreslení výsledků.

$$\varepsilon_{at} = \frac{(\sigma_f' - \sigma_m)}{E} \cdot (2N_f)^b + \varepsilon_f' \cdot (2N_f)^c \quad (9)$$

σ_m - střední napětí cyklu [MPa] - (v našem případě $\sigma_m = \sigma_{m,red}$)

Rovnice (9) je *Morrowova* úprava MC křivky, upravuje pouze elastický člen, nicméně to je pro náš případ dostačující, jelikož amplituda plastického přetvoření je nenulová pouze v prvním cyklu. Tato úprava je ekvivalentem *Gerberova*, případně *Goodmanova* kritéria při posuzování nesymetrických cyklů pro vysoko-cyklovou únavu.

Sofistikovanější úpravy MC křivky včetně úpravy plastického členu lze najít v [14].



Obr. 53 : Křivky životnosti materiálu lopatky

Lopatka má dle normy [13] vydržet minimálně 3800 startů turbín. Na Obr. 53 lze vidět vliv středního napětí, které posouvá křivku k nižším hodnotám. Postup vyhodnocení životnosti tedy bude stanovení limitní hodnoty dle středního napětí cyklu a následné porovnání amplitudy celkového ekvivalentního přetvoření.

Na závěsu lopatky bylo určeno kritické místo na rádiusu, vzhledem k dominantní tahové napjatosti a výrazným hodnotám přetvoření.

Vzorky pro určení životnosti byly zatěžovány při jednoosé napjatosti, ve skutečné součásti dochází k trojosé tahové napjatosti. Při přistoupení k zjednodušení, že v součásti jsou dvě hlavní napětí σ_2, σ_3 jsou výrazně menší (přibližně 20 a 150 MPa) než hlavní napětí σ_1 (přibližně 950 MPa) – (Obr. 80), a tím pádem se napjatost blíží jednoosé tahové zkoušce, můžeme součást hodnotit dle dostupných křivek životnosti. V opačném případě by bylo nutné provést zkoušky životnosti při napjatosti podobné té ve skutečnosti. V současné době se objevuje několik teorií pro posouzení nízko-cyklové únavy (více např. v [10]).

Z Obr. 51 určíme amplitudu ekvivalentního celkového přetvoření, ta se pro standardní lopatku rovná $\varepsilon_{at_lop} = 0.0022 \left[\frac{mm}{mm} \right]$. Střední napětí cyklu standardní lopatky je rovno $\sigma_M = 658 [MPa]$, tomu odpovídá limitní hodnota $\varepsilon_{at_lop_lim} = 0.0030 \left[\frac{mm}{mm} \right]$

Můžeme konstatovat, že $\varepsilon_{at_lop} < \varepsilon_{at_lop_lim}$ a tudíž lopatka vydrží předepsaný počet cyklů. Řešením inverzní rovnice MC křivky můžeme zjistit počet cyklů, které lopatka při daném středním napětí a amplitudě přetvoření vydrží, počet cyklů je $N_f = 8500 [-]$.

6.2.7. Určení životnosti rotoru

Rotor má dle normy vydržet minimálně 7600 startů turbín - [13].

V [1] byly pro vyhodnocení životnosti materiálu rotoru vyrobeny vzorky, bohužel špatně a vzorky praskly během nízkého počtu cyklů vlivem vrubu v přechodu mezi válcovou a upínací částí vzorku.

V [11] a [12] byly provedeny zkoušky nízko cyklové únavy stejného materiálu (DIN 1.6985), pro porovnání – zdroj [11] uvádí mez kluzu $Re = 616 [MPa]$, mez pevnosti $R_M = 759 [MPa]$ a modul pružnosti $E = 197 [GPa]$. Hodnoty ze statické tahové křivky, provedené v [1] a využité pro kalibraci elasto-plastického modelu *Chaboche* v této práci v 5.5.1, jsou $Re = 628 [MPa]$, $R_M = 762 [MPa]$ a $E = 198 [GPa]$, což je pouze potvrzením, že jde o stejný materiál ve stejném stavu.

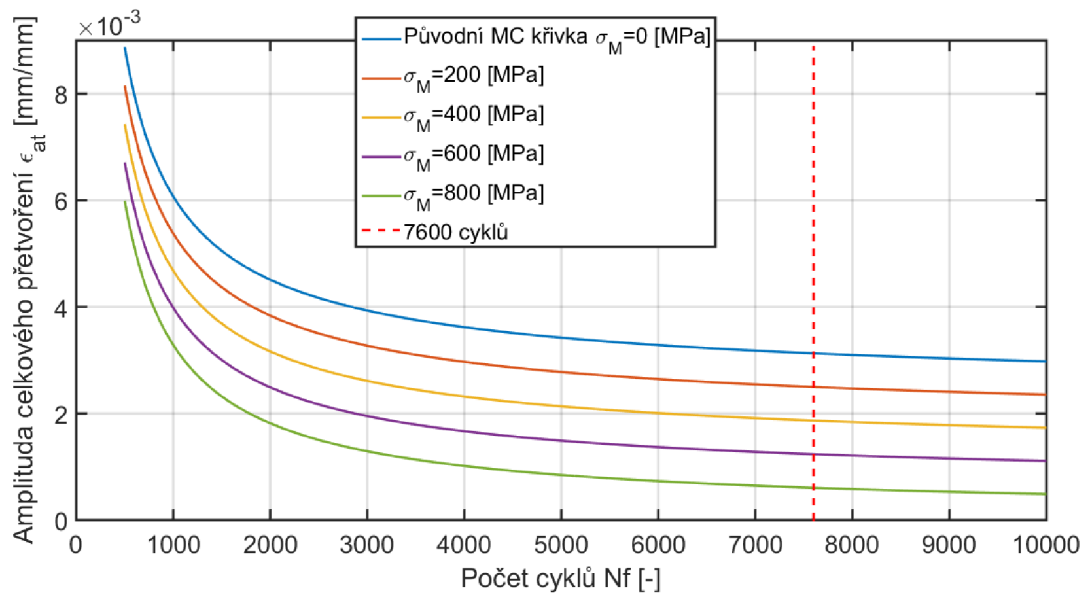
Testován byl hladký, broušený vzorek $D = 10 mm, l = 29 mm$ při teplotě $t = 23 [^{\circ}C]$ při různých hladinách deformací, celkově bylo otestováno více než 10 vzorků, odpovídající počtům cyklů do lomu od 1000 do 10000. Parametr asymetrie cyklus byl $R = -1 [-]$, přičemž řízena byla amplituda celkové deformace. Šlo tedy (stejně jako u zkoušek realizovaných v [1]) o tvrdé, jednoosé zatěžování symetrickým cyklem při normálních podmínkách.

Dále je ve zdroji dat [11] zmíněna tepelná úprava vzorků, kdy byl vzorek před zkoušením opakovaně vystaven teplotě $700 [^{\circ}C]$ při výdrži na teplotě v řádech hodin a následně byl vzorek volně ochlazen na vzduchu. Struktura vzorků by měla být žíhaná, v normálním stavu daného materiálu.

Pro materiál rotoru jsou parametry MC křivky, převzaty z [11]:

$$\sigma_f' = 821 [MPa], E = 197\,800 [MPa], b = -0.049, c = -0.8804, \varepsilon_f' = 2.5898$$

Stejným postupem provedeme úpravu MC křivky pomocí Morrow kvůli uvažování středního napětí.



Obr. 54 : Křivky životnosti materiálu rotoru

U analýzy standardní lopatky je střední napětí rotoru $\sigma_M = 415$ [MPa]. Tomuto střednímu napětí pro počet cyklů 7600, odpovídá limitní amplituda:

$$\varepsilon_{at_rot_lim} = 0.0018 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$

Z průběhů přetvoření na Obr. 52 v kritickém bodě rádiusu v drážce rotoru jsme určili amplitudu celkového přetvoření :

$$\varepsilon_{at_rot} = 0.0013 \left[\frac{mm}{mm} \right].$$

Jelikož $\varepsilon_{at_rot} < \varepsilon_{at_rot_lim}$ můžeme konstatovat, že ze statického hlediska oblast drážky poslední řady lopatek vydrží předepsaný počet 7600 cyklů.

6.3. Závěrná lopatka

Jelikož poslední stupeň turbíny je osazen lopatkami dvojího typu – standardními a závěrnými, je potřeba provést samostatnou cyklickou analýzu závěrné lopatky.

6.3.1. Nastavení analýzy

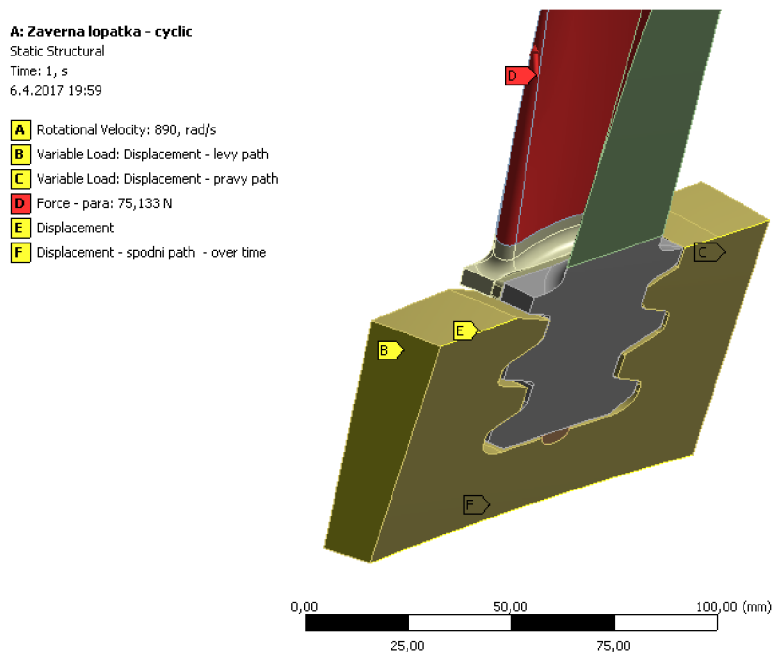
Hlavním rozdíl závěrné lopatky je v užším závěru přibližně o 2 [mm] oproti standardní lopatce. Toto místo je následně vyplněno závěrnými členy, které se při lopatkování usazují jako poslední. Závěrný člen tvoří 2 [mm] tlustý plech, skládající se ze dvou částí, které dohromady tvoří profil závěsu. Jak tělo závěrné lopatky tak závěrného členu byly modelovány na základě dostupných výkresů firmy EKOL.

V modelu geometrie tedy oproti standardní lopatce přibude tělo závěrného členu. Model materiálu pro toto těleso bude použit stejný jako pro podrážecí klín – lineární izotropní model materiálu s parametry pro ocel (viz. 5.7), jelikož napjatost a deformace na závěrném členu nejsou pro stanovení životnosti lopatky podstatné.

Oproti standardní lopatce rovněž přibýly kontakty mezi závěsem a závěrným členem.

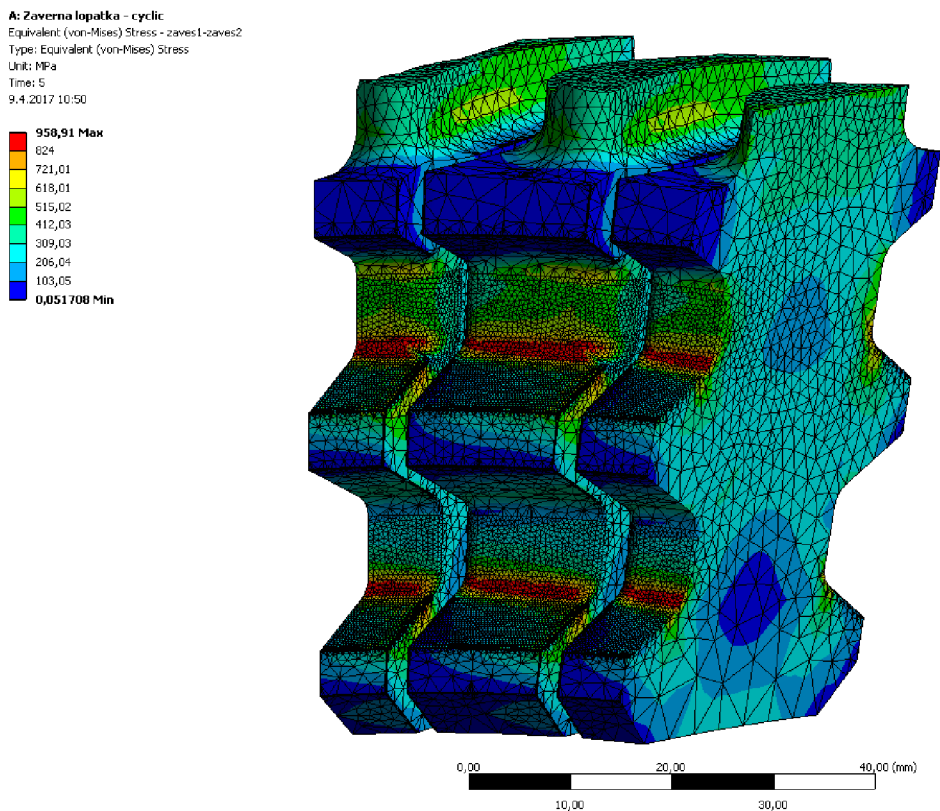
Byly použity stejné okrajové podmínky jako v 6.2.2 při analýze standardní lopatky.

Jelikož očekávám kvalitativně podobné chování lopatky a zajímá mě především hodnota celkových přetvoření na závěrné lopatce, spočítám pouze 3 starty turbíny (není již třeba počítat vysoké množství cyklů jako u standardní lopatky). Zároveň velikosti elementů budou použity dle dříve udělané konvergence sítě (6.2.5.1) na podobném modelu standardní lopatky.



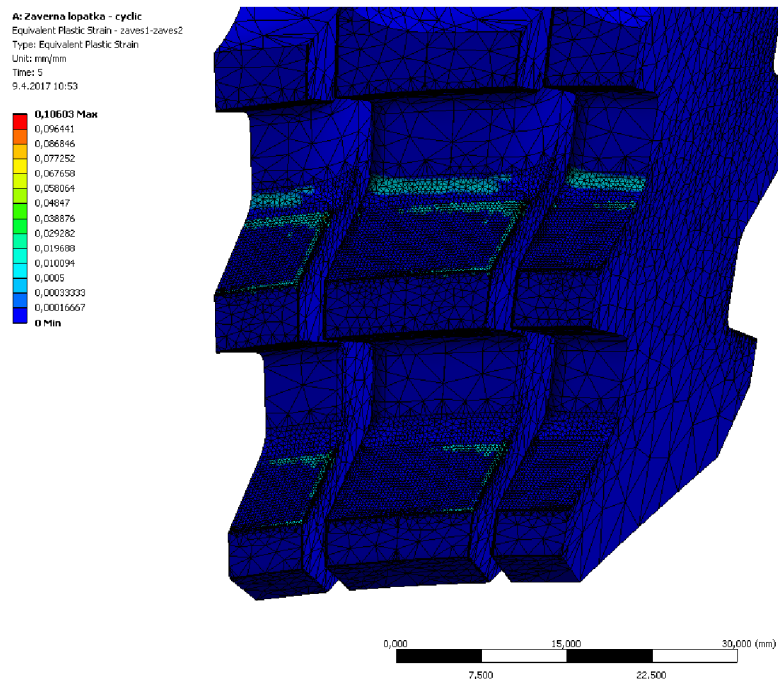
Obr. 55 : OP – původní/závěr

6.3.2. Výsledky D-N analýzy závěrné lopatky

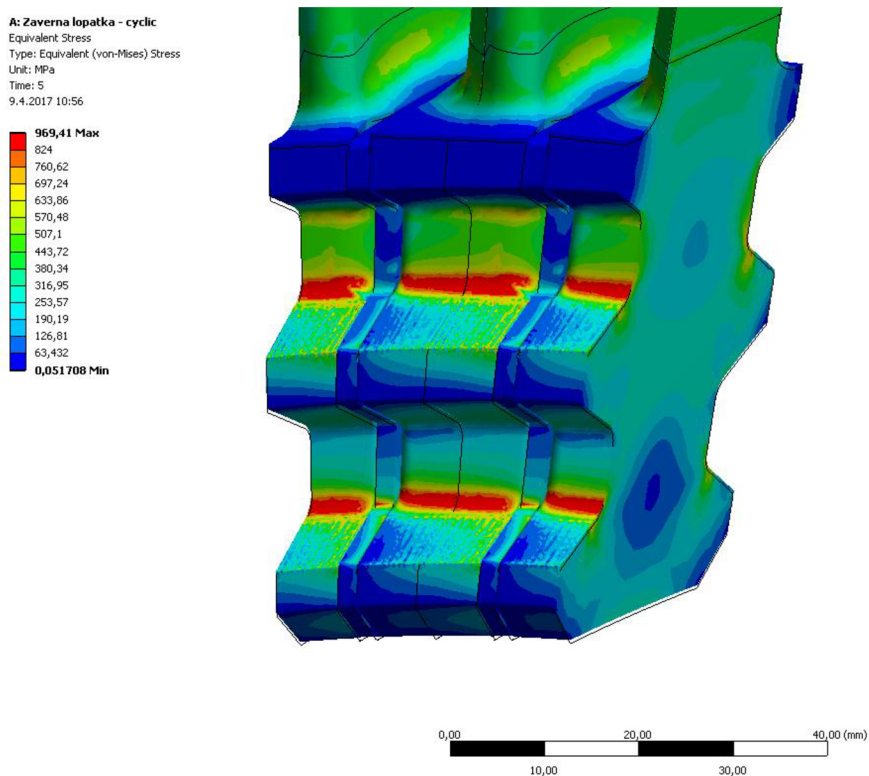


Obr. 56 : σ_{RED} - původní/závěrná - vstup

Na Obr. 56 můžeme vidět redukované napětí na závěsu závěrné lopatky. Úrovně napětí a přetvoření jsou podobné jako u standardní, nicméně je vidět menší tuhost celé lopatky a větší zatížení horních zubů a přilehlých rádiusů. Kritická místa s největšími hodnotami tahových přetvoření jsou na rádiusech horních zubů (jak vstupní tak výstupní strany lopatky). Napětí nad mezi kluzu se sice vyskytují i na rádiusech dolních zubů, nicméně jsou celkově nižší a hodnoty celkových přetvoření jsou o desítky procent menší.



Obr. 57 : ϵ_{PL} - původní/závěrná - výstup

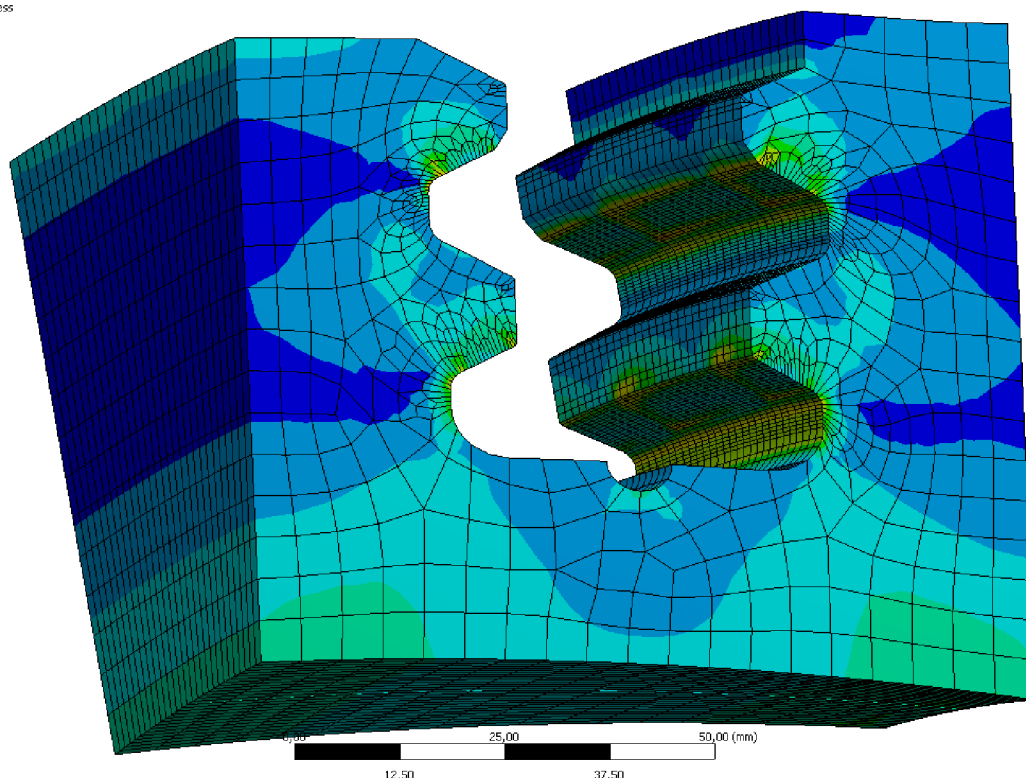
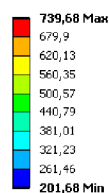


Obr. 58 : σ_{RED} - původní/závěrná - vstup + závěrný člen

Na průběhu plastického přetvoření na Obr. 57 můžeme vidět, že primárně plastizují hrany, zároveň je ale patrná souvislá zplastizovaná oblast na rádiusu, na závěrné lopatce tudíž dochází k větší plastizaci než na standardní lopatce (pro porovnání stejný průběh na standardní lopatce na Obr. 45). Z pohledu životnosti jsou podstatné rádiusy, kde je významná tahová napjatost.

Na Obr. 58 můžeme vidět, že závěrný člen je podstatný pouze z hlediska vyplnění uvolněného místa závěrnými lopatkami z důvodu zalopatkování a nedochází u něj k velkým špičkám napětí.

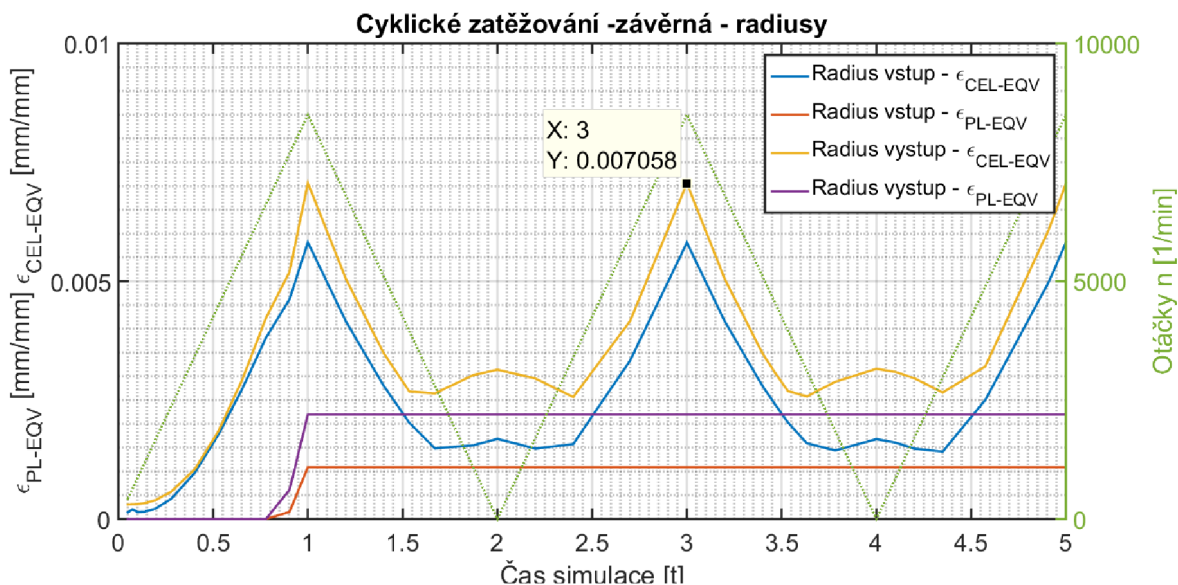
A: Závěrná lopatka - cyclic
 Equivalent (von-Mises) Stress - rotor
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 5
 9.4.2017 10:53



Obr. 59 : σ_{RED} - původní/závěrná - rotor

U rotoru dochází k podobné napjatosti jako při analýze standardní lopatky, kritická místa jsou rádiusy u kontaktních ploch s tahovou napjatostí. Nedomáhá zde k plastizaci materiálu, což je pravděpodobně dáno průměrováním přetvoření jednotlivých uzlů skrz prvky a tudíž efektu, že redukované napětí v prvku není dostatečně velké na to, aby prvek zplastizoval, ale v samotném uzlu je ekvivalentní přetvoření větší než to na mezi kluzu.

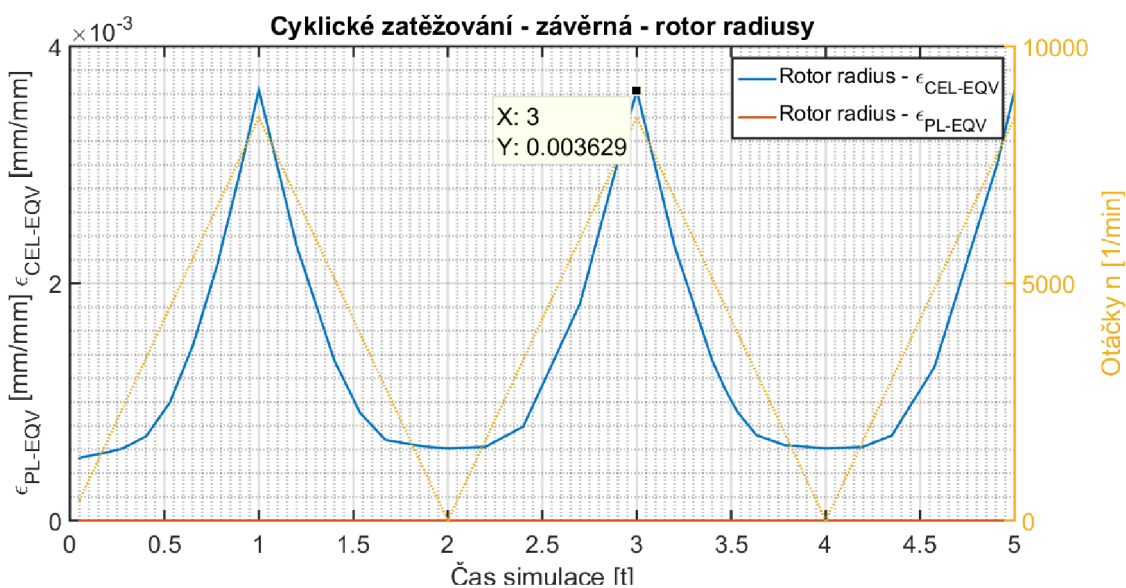
Amplituda celkového ekvivalentního přetvoření na rádiusu, kde je největší tahová napjatost, je větší než na standardní lopatce, nicméně maximální hodnota celkového přetvoření je stejná jako v případě standardní lopatky.



Obr. 60 : $\epsilon_{CEL}, \epsilon_{PL}$ - původní/závěrná – průběhy rádiusy

Maximální hodnota celkového přetvoření na rádiusu závěsu lopatky je vyšší, než v případě lopatky standardní (+7 [%]). Na rádiusu nedochází k ratchetingu. Amplituda deformace při cyklickém zatěžování je stejná a je rovna:

$$\epsilon_{at_lop_zaver} = 0.0022 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$



Obr. 61 : $\epsilon_{CEL}, \epsilon_{PL}$ - původní/závěrná – průběhy rotor rádius

Amplituda celkového přetvoření rotoru při analýze závěrné lopatky je:

$$\epsilon_{at_rotor_zaver} = 0.0015 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$

6.3.3. Životnost závěrné lopatky

Typ napjatosti se u závěrné lopatky nemění, můžeme tedy přejít k vyhodnocení životnosti dle stejných kritérií pomocí MC křivky z 6.2.6, střední napětí cyklu je přibližně stejné jako u standardní lopatky, můžeme tedy využít stejnou limitní hodnotu.

Amplituda celkového přetvoření na rádiusu závěrné lopatky je číselně stejná jako na standardní lopatce, můžeme tedy konstatovat, že lopatka vydrží předepsaný počet cyklů.

U rotoru je amplituda celkové deformace větší o 13 [%], to si vysvětlují především tím, že u závěrné lopatky nejsou obě dosedací plochy zatíženy stejně, ale horní zuby přenášejí více kontaktního tlaku, stejně jako u lopatky se i u rotoru koncentruje zatížení do horních zubů a u rotoru to způsobuje větší tahové namáhání v rádiusech.

Nicméně střední napětí cyklu je menší, odpovídá $\sigma_M = 375 [MPa]$, to nám zvyšuje limitní hodnotu amplitudy celkového přetvoření dle MC křivek na hodnotu $\varepsilon_{at_rot_lim} = 0.0019 \left[\frac{mm}{mm} \right]$.

Jelikož je amplituda menší než kritérium:

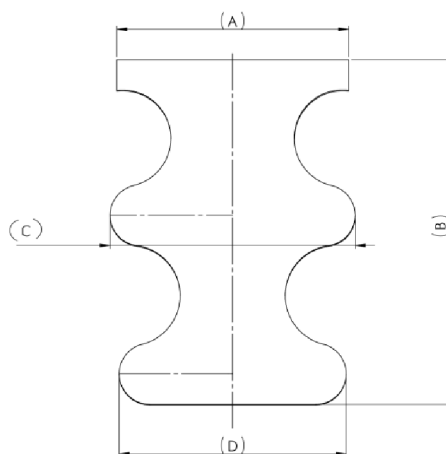
$$\varepsilon_{at_rotor_zaver} < \varepsilon_{at_rot_lim}$$

Rotor vydrží předepsaný počet cyklů.

7. Optimalizace nového tvaru závěsu

V předchozí práci [2] byly navrženy konstrukční změny, vedoucí k menším tahovým přetvořením na rádiu lopatky, což znamená vyšší životnost lopatky. Nyní budeme pokračovat víceparametrickou optimalizací této geometrie pro určení optimálních rozměrů.

7.1. Topologie návrhu nového závěsu – NS2



Obr. 62 : Topologie NS2

Na stávajícím závěsu jsou kontaktní plochy zubů včetně všech ostatních vytvořeny jako rovné čáry, které jsou rotovány kolem osy rotace rotoru, následně oříznuty (viz. Obr. 39) a ostré přechody zaobleny. U nového závěsu jsou všechny plochy, kde dochází ke kontaktu s rotorem případně plochy přilehlé, na kterých je významná napjatost, tvořeny jako kruhové oblouky, které jsou následně rotovány kolem osy rotace rotoru. Vzniklé plochy tedy mají různou křivost ve dvou kolmých směrech. Všechny plochy závěsu na sebe navazují tečně, přičemž při spojení dvou ploch na původním závěsu vznikla nespojitost (hrana), která byla následně zaoblena.

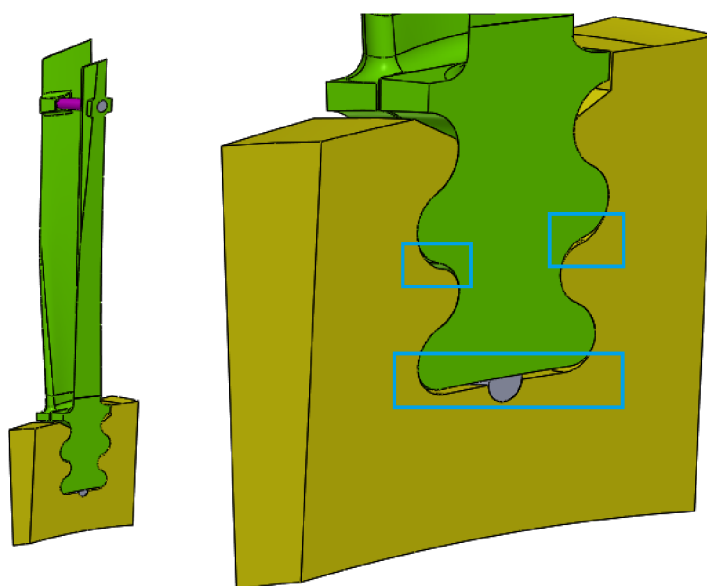
Od této koncepce předpokládáme omezení koncentrací napětí, lepší rozložení kontaktního tlaku a menší tahová přetvoření v kritických místech, což bylo předběžným výpočtem určeno již v [2].

7.2. Model geometrie

Jelikož chceme kvalitativně porovnat novou geometrii se stávající, je potřeba dodržet celkové rozměry závěsu stejné a měnit pouze tvar a rozměry zubů. Proto byly rozměry A, B, C a D na Obr. 62 zvoleny stejně jako na stávajícím závěsu.

Model geometrie pro optimalizaci závěsu byl vytvořen na základě modelu geometrie v 6.2.1. Byla zachována velikost podoblasti kvůli použití okrajových podmínek z 6.1, úhel výřezu byl rovněž stejný. Pozice listu v radiále závěsu byla rovněž zachována, stejně jako velikost tlumícího a pojistného drátu.

V prvním kroku byl závěs lopatky vytvořen dle Obr. 62, následně byla upravena drážka v rotoru, kde byly vytvořeny vúle na plochách, které při provozu nejsou v kontaktu kvůli možné manipulaci s lopatkou během lopatkování.

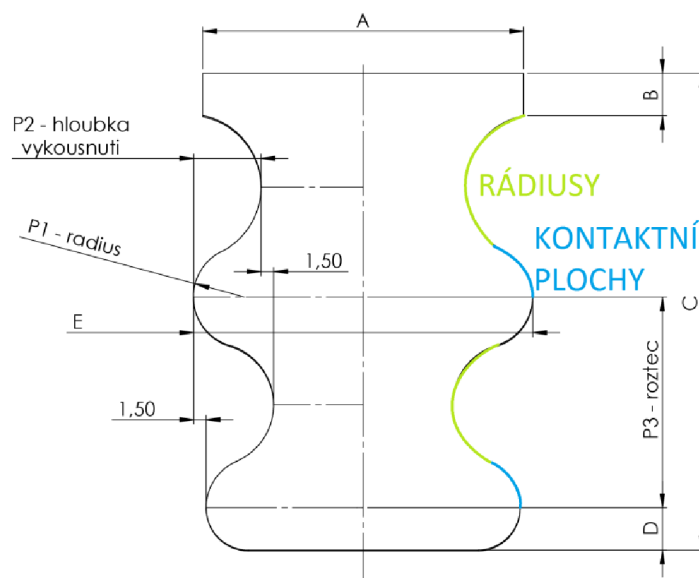


Obr. 63 : Model geometrie – nový/standard

Na Obr. 63 jsou modře zvýrazněny vůle, vytvořené v drážce rotoru, jinak je geometrie drážky a závěsu totožná.

7.2.1. Volba parametrů

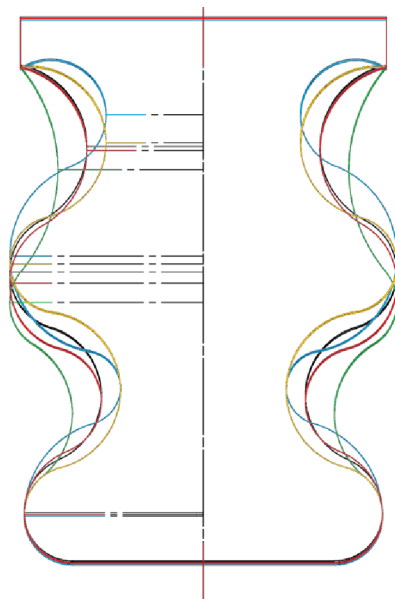
Topologie závěsu je daná - závěs se skládá z několika, na sebe tečných kruhových oblouků. Můžeme tedy dále měnit jejich rozměry, které nejsou předem určeny.



Obr. 64 : Optimalizace - vstupní parametry

Jako vhodné se ukázalo nastavit stejný rádius kontaktní plochy na spodním a horním zubu a kromě hodnoty rádiusu měnit zároveň rozteč obou zubů a hloubku vykousnutí zubu. Tyto 3 parametry jsou graficky znázorněny na Obr. 64. Pomocí kombinací hodnot těchto 3 parametrů můžeme získat

různé geometrie a jejich deformačně-napětové stavy budeme dále zkoumat. Příklady různých geometrií při volbě různých parametrů rádiusu, rozteče zubů a hloubky vykousnutí (dále jen P1, P2 a P3) můžeme vidět na Obr. 65.



Obr. 65 : Závěs - různé volby vstupních parametrů

Dále bylo třeba určit intervaly jednotlivých parametrů. Rozsahy byly zvoleny tak, aby byl jejich rozsah co největší a geometrie závěsu s ohledem na celkové rozměry závěsu šla vytvořit při jejich libovolné kombinaci. Použité rozsahy jsou uvedeny v Tabulka 9.

Parametr	Dolní mez [mm]	Horní mez [mm]
P1 – rádius	5	10
P2 – rozteč zubů	22.5	27.5
P3 – hloubka vykousnutí	6	10

Tabulka 9 : Intervaly vstupních parametrů optimalizace

7.2.1.1. Volba návrhových bodů

Pro vytvoření vhodných návrhových bodů – kombinací vstupních parametrů pro jednotlivé analýzy byl použit optimalizační modul, integrovaný v systému ANSYS – „*Response surface optimization*“. V rámci optimalizačního modulu, který využívá odezvové plochy, je možné vybrat několik metod výběru návrhových bodů, já jsem zvolil metodu LHS – *latin hypercube sampling* (metoda latinských čtverců, více v [9]) kvůli rovnoměrnému rozdělení návrhových bodů napříč intervaly.

7.2.2. Volba výstupních parametrů

Další otázkou je, jak pomocí jednoho čísla nejlépe posoudit kvalitu závěsu. Plochy rádiusů, na kterých se nachází pro životnost významná tahová napjatost, obsahují i hrany závěsu, na kterých nabývají přetvoření a napětí největších hodnot. Hrany ale nejsou pro životnost významné, protože se jedná o tlakovou napjatost. Redukované napětí ani velikost ekvivalentního plastického přetvoření proto nepřipadají v úvahu. Jako primární výstupní veličina proto byla určena maximální

hodnota hlavního přetvoření ε_1 na plochách rádiusů (viz. Obr. 64), tato hodnota bude vždy reprezentovat tahové napětí, které je pro životnost podstatné na plochách, kde jej očekáváme.

Jako další parametry pro výstup z analýzy byly vyhodnoceny maximální redukovaná napětí na závěsu i rotoru, maximální hodnota ekvivalentního plastického přetvoření, maximální kontaktní tlak a maximální deformace v celém modelu, která se vždy nachází na špičce listu lopatky, tato veličina spolu s natačením lopatky indikuje tuhost závěsu.

7.3. Nastavení analýzy

Analýza byla nastavena stejně jako statická analýza původního závěsu v 6.2. Okrajové podmínky byly převzaty z prvotní analýzy rotoru jako celku v 6.1. Jelikož spojitý závěs s výrazně menším počtem ostrých hran a přechodů konvergoval výrazně lépe než závěs původní, byl snížen počet substepů a výpočet jednoho návrhového bodu trval přibližně 1 hodinu při průměrném počtu 7 substepů.

Jelikož model geometrie byl vytvořen v CAD systému *SolidWorks* a model byl importován do systému *ANSYS* ve svém nativním souborovém formátu s využitím modulu pro zpracování *.sldpart* formátu, došlo prakticky při každé aktualizaci návrhového bodu k přečíslování ploch a občas i těl modelu. Praktickým důsledkem tohoto chování byla nutná ruční úprava výpočtového modelu před samotným výpočtem – výběr kontaktních ploch, okrajových podmínek, symetrie, přiřazení materiálu aj.

Vzhledem k tomuto chování se mi nepodařilo využít optimalizační modul v prostředí *ANSYS* i pro vyhodnocení výsledků analýz, jelikož získané výstupní parametry byly vždy označeny jako neaktuální pro všechny ostatní návrhové body mimo aktuální. Vyhodnocení výsledků analýz tedy bylo provedeno svépomocí v prostředí systémů *MATLAB* a *MAPLE*.

7.3.1. Síť

Pro rotor, tlumící drát a podrážecí klín byly využity elementy typu *SOLID186*, pro závěs byly využity elementy *SOLID187*. List byl tvořen elementy s velikostí 10 [mm] přičemž kontaktní plochy tlumícího drátu a závěsu byly patřičně zjemněny.

Kontaktní plochy i rádiusy závěsu byly tvořeny jako mapované, jelikož to výrazně zlepšilo konvergenci celého modelu oproti možnosti volně síťovaných. Vzhledem ke zkušenostem optimální velikosti elementů při posuzování konvergence sítě v 6.2.5.1 byly nastaveny velikosti elementů na rádiusech i kontaktních plochách na velikost 0.75 [mm], s tím že výsledný návrhový bod bude posléze zanalyzován podrobněji při cyklickém zatěžování a provedením konvergence sítě. Plochy rotoru byly rovněž nastaveny na stejnou velikost prvku.

7.4. Výsledné parametry

Získané výstupní parametry modelů pro návrhové body z intervalů v Tabulka 9 jsou uvedeny v Tabulka 10. Všechny uvedené hodnoty výstupních parametrů jsou maximální.

P1 rádius [mm]	P2 rozteč [mm]	P3 vykousnutí [mm]	Kontaktní tlak p [MPa]	Deformace u [mm]	Závěs			Rotor	
					ϵ_{pl} [mm/mm]	σ_{RED} [MPa]	Rádiusy ϵ_1 $10^3 \frac{mm}{mm}$	ϵ_{pl} [mm/mm]	σ_{RED} [MPa]
7.00	25.00	8.00	954	1.25	0.0235	920	4.022	0.0002	708
9.50	27.00	6.13	1282	1.38	0.0611	934	4.219	0.0019	684
7.83	24.33	6.40	1239	1.33	0.0587	934	3.860	0.0012	711
9.16	25.00	6.66	1156	1.36	0.0496	938	3.997	0.0012	724
5.83	23.00	6.93	1125	1.30	0.0470	924	3.666	0.0005	738
6.83	26.33	7.20	1082	1.33	0.0264	906	4.004	0.0007	691
6.50	24.00	7.46	1009	1.28	0.0374	892	3.753	0.0003	694
8.16	24.66	7.73	1022	1.31	0.0346	918	3.963	0.0005	687
5.16	22.66	8.00	992	1.27	0.0205	891	3.716	0.0005	724
7.50	25.33	8.26	906	1.27	0.0175	909	4.130	0.0001	665
6.16	27.33	8.53	610	1.26	0.0166	892	4.404	0.0001	693
8.50	23.66	8.80	883	1.25	0.0190	900	4.147	0.0001	698
5.50	26.00	9.06	812	1.37	0.0117	876	4.373	0.0000	718
7.16	26.66	9.33	773	1.16	0.0091	849	4.433	0.0002	692
9.83	23.33	9.60	815	1.22	0.0116	919	4.641	0.0011	683

Tabulka 10 : Optimalizace - vstupní a výstupní parametry

7.4.1. Určení odezvových ploch

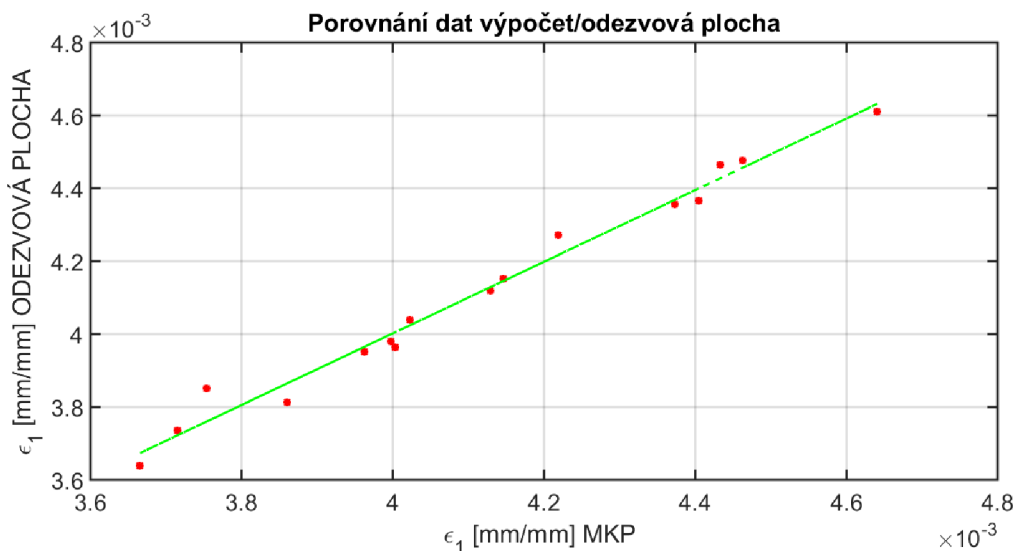
Nyní se budeme zabývat vyhodnocením získaných dat. Vzhledem k nemožnosti využití optimalizačního modulu, zabudovaného v prostředí ANSYS, z důvodů popsaných v 7.3, bylo provedeno určení odezvové plochy (funkce více proměnných, určující vztah mezi vstupními a výstupními parametry) v prostředí MAPLE s modulem Statistics. Dosud využívaný modul CFTool v prostředí MATLAB nedokáže pracovat s funkcemi více než 2 proměnných.

$$\begin{aligned}
 \epsilon_1(p_1, p_2, p_3) = & -0.508 + 0.01158 \cdot p_1 + 0.8639 \cdot 10^{-2} \cdot p_2 \\
 & - 0.9830 \cdot 10^{-3} \cdot p_3 - 0.7038 \cdot 10^{-3} \cdot p_1^2 \\
 & - 0.1980 \cdot 10^{-3} \cdot p_2^2 + 0.1311 \cdot 10^{-5} \cdot p_3^4 \\
 & - 7.3831 \cdot 10^{-9} \cdot p_3^6 + 0.1405 \cdot 10^{-5} \cdot p_1^4 \\
 & + 2.8380 \cdot 10^{-11} \cdot p_2^6 + \frac{2.6298615}{p_2^{1.994}} + \frac{0.4172073}{p_1^{0.070}}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

Z hlediska posuzování výstupních parametrů se primárně zaměříme na hlavní přetvoření na plochách rádiusu ϵ_1 . Byly vyzkoušeny různé báze funkce a cílem proložení dat byla minimalizace směrodatné odchylky výstupní veličiny. Jako nejlepší se ukázala kombinace hyperbolických a polynomických báze funkcí, naopak exponenciální či logaritmické báze funkce se pro naše data ukázaly jako nevhodné.

Proložení dat rovnicí (10) získáme směrodatnou odchylku $\sigma_{\varepsilon_1} = 0.104 \cdot 10^{-3} \left[\frac{mm}{mm} \right]$ což odpovídá přibližně 2% odchylce velikosti průměrného hlavního přetvoření ε_1 . Suma nejmenších čtverců je rovna $SLS = 2.19 \cdot 10^{-8} \left[\left(\frac{mm}{mm} \right)^2 \right]$.

Grafickou představu o tom, jak dobře popisuje odezвовá plocha výsledky analýzy dostaneme, pokud v grafu na ose X zobrazíme hodnoty ε_1 jednotlivých návrhových bodů vypočtené MKP a na ose Y zobrazíme hodnoty ε_1 , určené z odezвовé plochy z rovnice (10) pro stejné vstupní parametry návrhových bodů. V ideálním případě by přímka, proložená těmito body měla svírat úhel 45° s osou X grafu. Takové porovnání můžeme vidět na Obr. 66, směrnice přímky je $k = 0.9825$, což odpovídá úhlu $\alpha = 44.5 [^\circ]$.



Obr. 66 Korelace dat výpočet/odezвовá plocha

Dle všech tří ukazatelů – směrodatná odchylka, suma nejmenších čtverců i grafické interpretace návrhových bodů, můžeme konstatovat, že vyjádření odezвовé plochy je korektní, pro naše potřeby přesné a můžeme s odezвовou plochou dále pracovat.

Nicméně jelikož jsou bázové funkce odezвовé plochy zvoleny pouze fenomenologicky, tudíž tak, aby nám co nejlépe popsala daná data, nemůžeme z ní extrapolovat data bez rizika získání nesmyslných výsledků, z tohoto důvodu provedeme opětovnou MKP analýzu sady parametrů, které dle odezвовé plochy odpovídají nejmenšímu tahovému přetvoření na rádiusu.

7.5. Cíle optimalizace

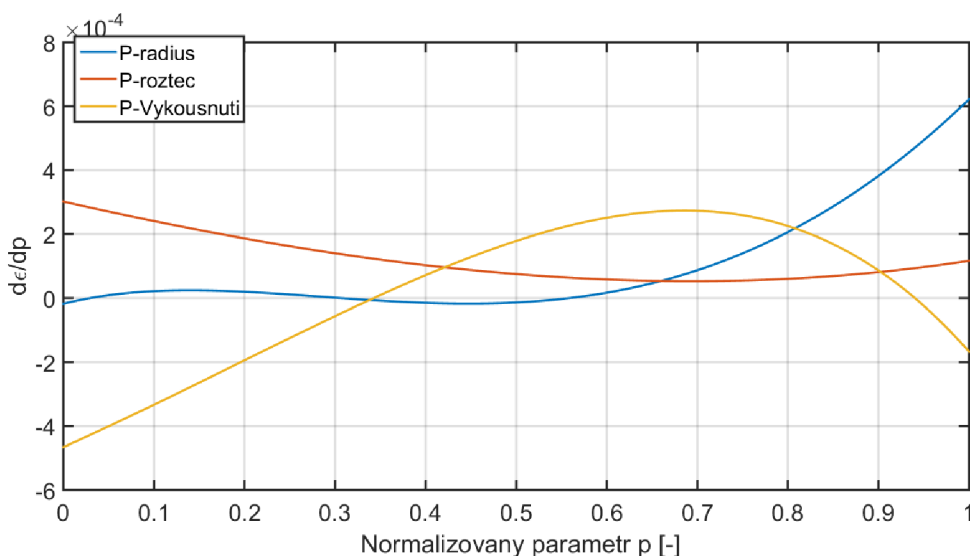
Cílem optimalizace je minimalizace tahových přetvoření na rádiusech závěsu, jelikož to je veličina, určující životnost závěsu. V 7.4.1 byla určena odezвовá plocha hlavního přetvoření ε_1 . Nyní provedeme citlivostní analýzu pomocí odezвовé plochy, abychom určili vliv jednotlivých parametrů modelu na tahové přetvoření na rádiusu.

7.5.1. Citlivostní analýza

Provedeme parciální derivace odezвовé plochy podle jednotlivých parametrů pro zjištění citlivostních funkcí:

$$\frac{\partial \varepsilon_1}{\partial p_i} \text{ pro } i = 1, 2, 3 \quad (11)$$

A zobrazíme je v grafu na Obr. 67 na intervalu vstupních parametrů z Tabulka 9.



Obr. 67 : Citlivostní analýza – vliv vstupních parametrů modelu na tahové přetvoření na rádiusu

Na Obr. 67 je na ose X veličina normalizovaný parametr, jelikož všechny tři parametry mají číselně jiné rozsahy. 0 odpovídá minimální hodnotě daného parametru a 1 maximální hodnotě daného parametru z Tabulka 9.

Občas se u citlivostních analýz uvádí procentuální vliv daného parametru na výslednou veličinu (například lze tento údaj najít v optimalizačním modulu systému ANSYS). Je však otázka, jak tento vliv určit v případě, že derivace parametru není prostá funkce (naš případ - Obr. 67) a má na posuzovaném intervalu inflexní body. Pokud bychom provedli integrál z absolutní hodnoty citlivostní funkce, dostaneme obsah plochy pod citlivostní funkcí, pokud tyto velikosti normujeme vzhledem k jedničce, vytvoříme ukazatel citlivosti dle (12), a pro jednotlivé parametry obdržíme hodnoty citlivosti v Tabulka 11.

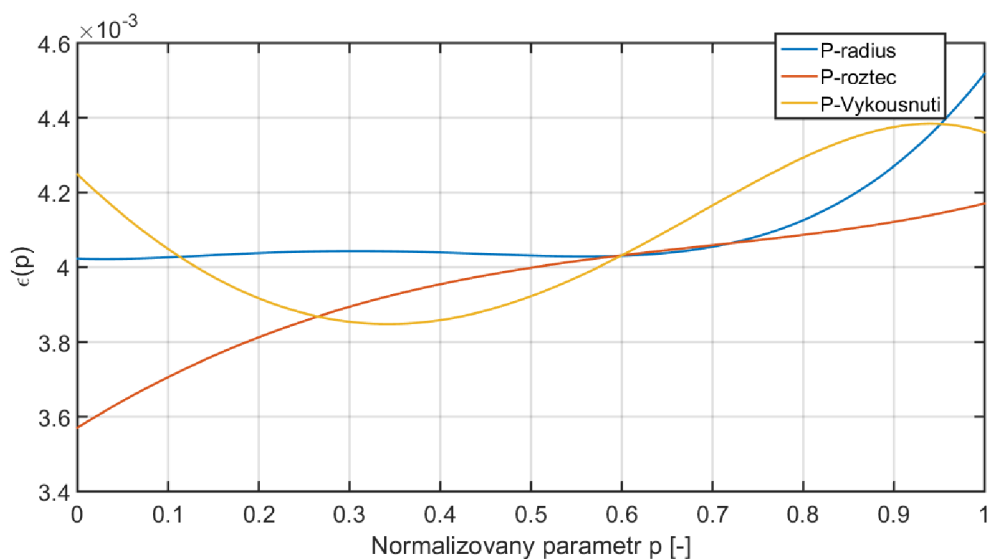
$$c = \frac{\int_a^b \left| \frac{\partial \varepsilon}{\partial p_i} \right| dp}{\sum_{i=1}^3 \int_a^b \left| \frac{\partial \varepsilon}{\partial p_i} \right| dp} \cdot 100[\%] \tag{12}$$

Parametr	Citlivost c[%]
P1-rádus	25.5
P2-roztec zubů	28.6
P3-hloubka vykousnutí	45.9

Tabulka 11 : Citlivost vstupních parametrů

Dále zobrazíme separované závislosti tahového přetvoření na jednotlivých vstupních parametrech z (10), tak jako by šlo o funkce jedné proměnné. Absolutní hodnoty na ose Y průběhu jsou irelevantní, jelikož výsledná hodnota přetvoření je daná funkcí 3 proměnných viz (10), průběh jednotlivých separovaných proměnných nám však poskytne stejně jako jejich derivace na Obr. 67

důležitou informaci o tom, jakým způsobem jednotlivé parametry ovlivňují tahové přetvoření a jaký je jejich příspěvek na výsledné tahové přetvoření. Tento průběh můžeme vidět na Obr. 68.



Obr. 68: Separované závislosti odezvy plochy

V korelaci s hodnotami citlivosti v Tabulka 11 a parciálními derivacemi odezvy plochy na Obr. 67, můžeme o průběhách na Obr. 68 říci:

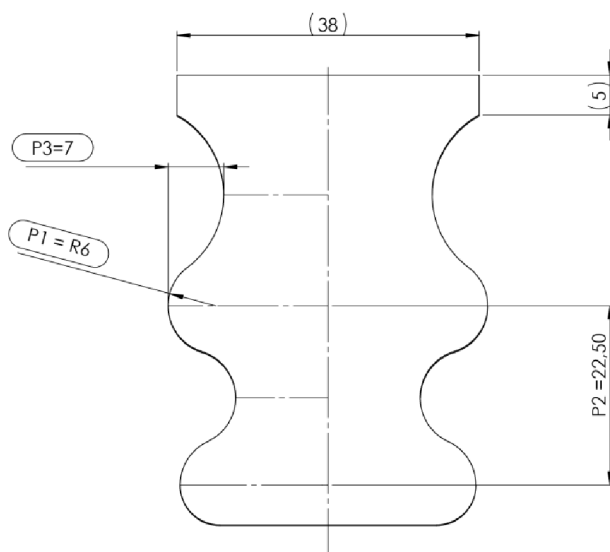
- **Rádus zubu je pro tahové přetvoření nepodstatný, jelikož po většinovou část zkoumaného intervalu tahové přetvoření neovlivňuje a při vyšších hodnotách zaohlení tahové přetvoření zvětšuje, čili situaci zhoršuje.**
- **Hloubka vykousnutí zásadně ovlivňuje tahové přetvoření na rádiusu, což je logický závěr, neboť při vyšší hloubce vykousnutí se zvětšuje ohybové rameno, které způsobuje napjatost na rádiusu. Na průběhu lze vidět globální minimum – průchod derivace 0 při hodnotě normalizovaného parametru $p_{norm} = 0.35 [-]$, to odpovídá hloubce vykousnutí přibližně $p_3 = 7 [mm]$. Je nutné dále zjistit, zda při výraznějším zmenšení hloubky vykousnutí nedojde k jinému meznímu stavu než je nízko cyklová únava na rádiusu závěsu. Proto bude provedena další analýza, zkoumající chování závěsu při nízkých hodnotách hloubky vykousnutí.**
- **Průběh parametru rozteče zubů má monotónní charakter, při menších hodnotách je tahové přetvoření menší, tento parametr má však menší význam než hloubka vykousnutí.**

7.5.2. Výsledné parametry optimalizace

Dle závěrů, vyvozených v 7.5.1 budeme dále optimalizovat tvar, který:

- Má minimální rozteč zubů z intervalu hodnot pro optimalizaci, tato hodnota odpovídá rozteči zubů $p_3 = 22.5 [mm]$
Má hloubku vykousnutí rovnu lokálnímu minimu na průběhu $\varepsilon_1(p_2)$, tato hodnota je rovna $p_2 = 7 [mm]$.
- Jelikož velikost poloměru napjatost na rádiusu neovlivňuje, zvolíme hodnotu rádiusu $p_1 = 6 [mm]$.

Vizualizaci tohoto tvaru můžeme vidět na Obr. 69.



Obr. 69 : Zvolené parametry výsledného tvaru

7.6. D-N analýza výsledného tvaru

Nyní budeme podrobně analyzovat optimalizovaný tvar s výslednými parametry. Bude provedena cyklická analýza s několika zátěžnými cykly, aby bylo zjištěno, zda nedochází k *ratchetingu*. OP a nastavení analýzy zůstávají stejné jako analýza původního závěsu z 6.2.

Cílem této analýzy je ukázat, že došlo skutečně ke zlepšení situace na rádiusech závěsu a zjistit, zda rádiusy zůstávají kritickým místem závěsu.

7.6.1. Konvergence sítě

V první fázi výpočtu byl analyzován závěs při jediném zátěžném cyklu pro určení vhodné velikosti sítě. Po zkušenostech s konvergencí sítě z analýzy stávajícího závěsu v 6.2.5.1 byla zvolena podobná velikost elementů, která byla pro původní závěs dostatečná a nezávislost výsledků na síti byla ověřena dalším zmenšením. Byla sledována především změna ekvivalentního celkového přetvoření na rádiusech (v místech s dominantní tahovou napjatostí).

Velikost elementu kontakt.plochy [mm]	Velikost elementu rádius [mm]	ϵ_{CEL} Lopatka rádius [-]	Změna [%]	ϵ_{CEL} Rotor – rádius [-]	Změna [%]	σ_{RED} Lopatka max.	Změna [%]	σ_{RED} Rotor max.	Změna [%]
0.6	0.6	$3.93 \cdot 10^{-3}$	-	$3.64 \cdot 10^{-3}$	-	907.8	-	686.4	-
0.3	0.3	$3.85 \cdot 10^{-3}$	2.0	$3.72 \cdot 10^{-3}$	2.1	952.1	4.6	702.7	2.3

Tabulka 12 : Konvergence sítě – nový/standard

Změny výsledků při zmenšení velikosti elementů o 50 [%] jsou menší než 5 [%]. Použijeme tedy první síť s velikostí elementů 0.6 [mm] k následující cyklické analýze. Hrubší síť má počet elementů 111 tisíc, přičemž jemnější síť má počet elementů přibližně 350 tisíc. Výpočet tak bude rychlejší a zároveň bude úloha lépe konvergovat, protože velmi malé elementy na hranách při jemnějších sítích mají větší sklon k výrazným distorzím vlivem otláčování, což způsobuje problémy s konvergencí celé úlohy.

7.6.2. Cyklická analýza

Bylo spočítáno celkem 20 load-stepů, tudíž 10 startů turbíny. Všechny grafické znázornění napětí a přetvoření jsou vyhodnoceny v posledním startu při plném zatížení (19. load-step).

7.6.2.1. Závěs lopatky

C: CYKLICKA - 6,22.5,7 - sit1

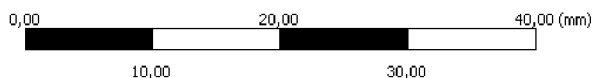
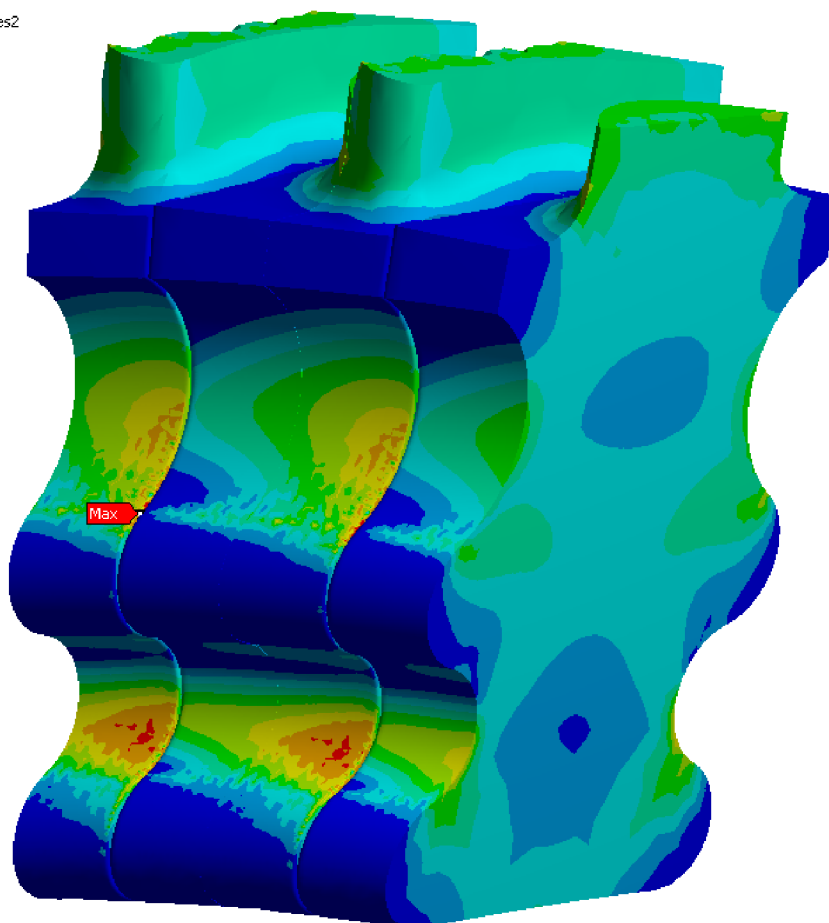
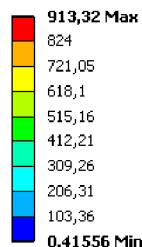
Equivalent (von-Mises) Stress - zaves1-zaves2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 19

30.3.2017 11:56

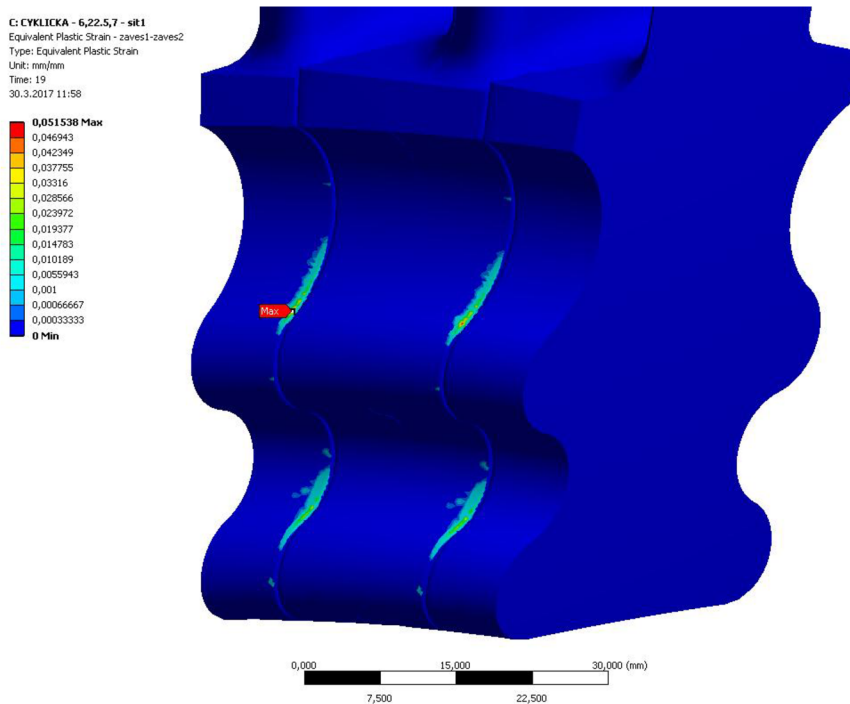


Obr. 70 : σ_{RED} - nový/standard – vstup

Z rozložení redukovaného napětí na Obr. 70 můžeme vidět, že maximální napětí je opět na hraně, která se zakusuje do drážky v rotoru, na hranách je výrazná tlaková napjatost, což ale, jak již bylo dříve zmíněno, není pro vyhodnocení životnosti podstatná skutečnost.

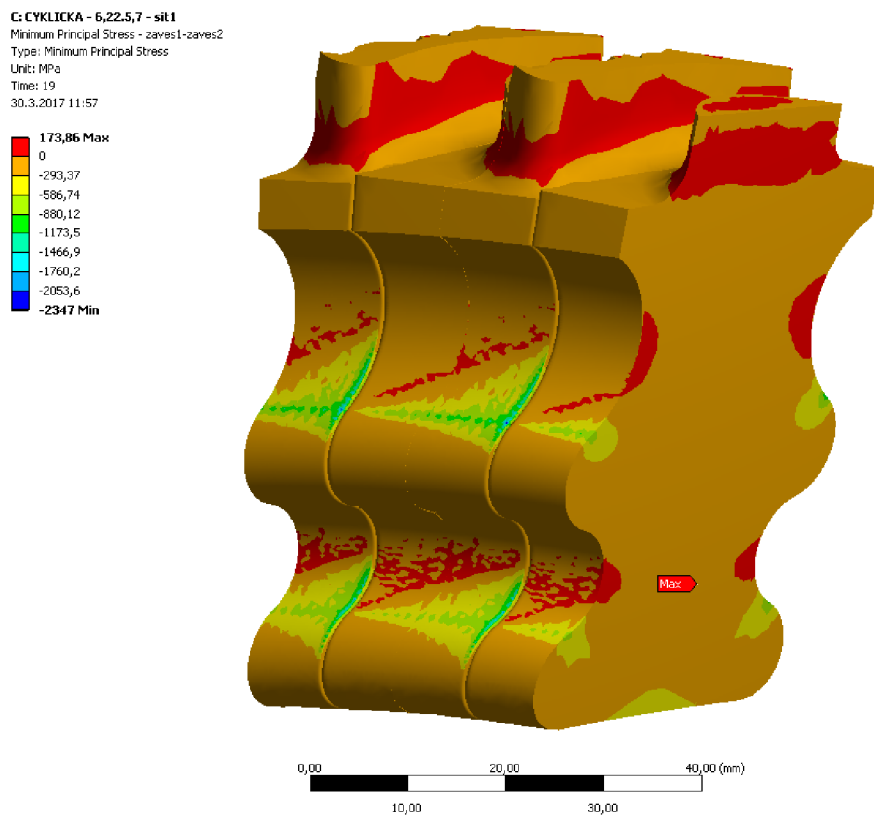
Vlivem natáčení lopatky není deformace stejnoměrná po celé tloušťce lopatky a vlivem toho, že přílehlé rádiusy u spodního a horního zubu nejsou stejné, jsou na spodním rádiusu větší napětí a je zde i maximum tahového přetvoření. Vlivem této skutečnosti je kritické místo tohoto závěsu na spodním rádiusu, nikoliv horním, jak tomu bylo u stávajícího závěsu.

V případě, že by lopatka praskla vlivem únavového lomu v tomto kritickém místě, je nové řešení výhodnější v tom, že by lopatka byla v drážce dále držena alespoň horními zuby do zastavení turbíny (v případě prasknutí závěsu by se pravděpodobně výrazně zvýšily ukazatele vibrací turbíny a došlo by k rychlému zastavení turbíny jejími ochrannými prvky). Naopak, pokud by při stávajícím řešení lopatka praskla na horním rádiusu, tak bude lopatka „vystřelena“ v radiálním směru a patrně okamžitě zničí celou turbínu nebo minimálně daný tlakový stupeň a rozváděcí lopatky. Toto je však pouze teoretická úvaha.



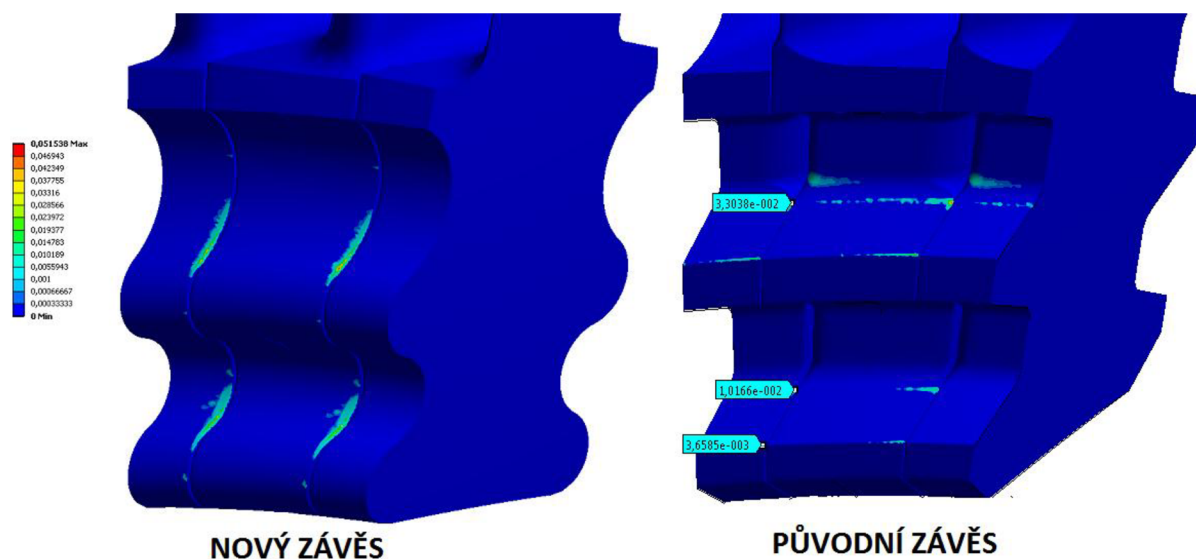
Obr. 71 : ϵ_{PL} - nový/standard – vstup

Na Obr. 71 můžeme vidět primárně plastizaci hran. Na novém závěsu se nevyskytují plastické deformace mimo hrany. Pro porovnání, na stávajícím závěsu docházelo na rádiusech k plastickým deformacím v řádu desetin procent v oblastech s dominantní tahovou napjatostí.



Obr. 72 : σ_3 - nový/standard – vstup

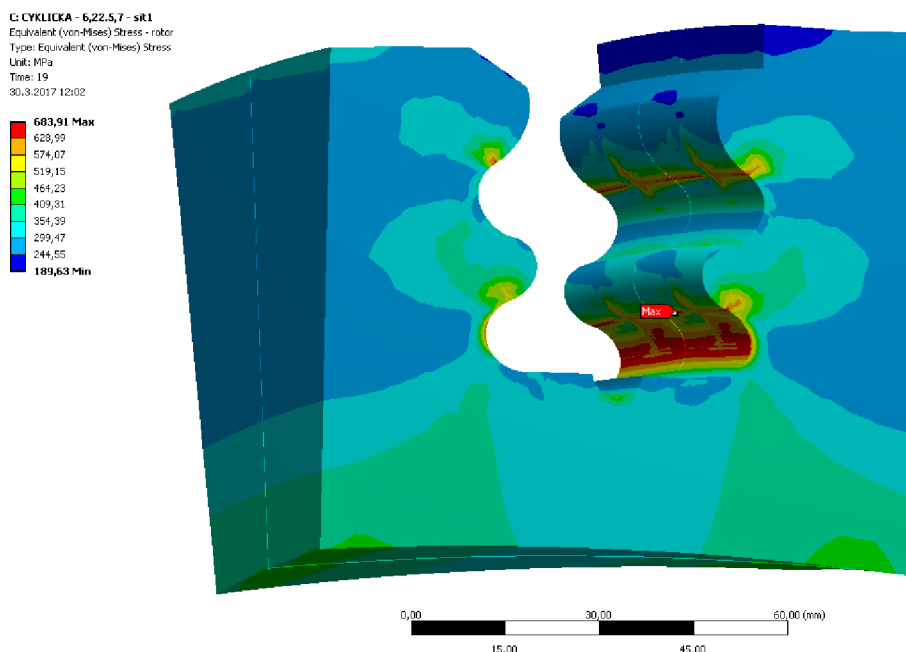
Další podstatnou informací je typ napjatosti, na Obr. 72 můžeme vidět minimální hlavní napětí σ_3 , červeně jsou znázorněny kladné hodnoty. Zároveň je z obrázku vidět přibližné rozložení kontaktního tlaku a styčná plocha mezi rotorem a závěsem, vlivem natáčení lopatky tvar této oblasti připomíná trojúhelník.



Obr. 73 : Porovnání plastizace původní/nový závěs

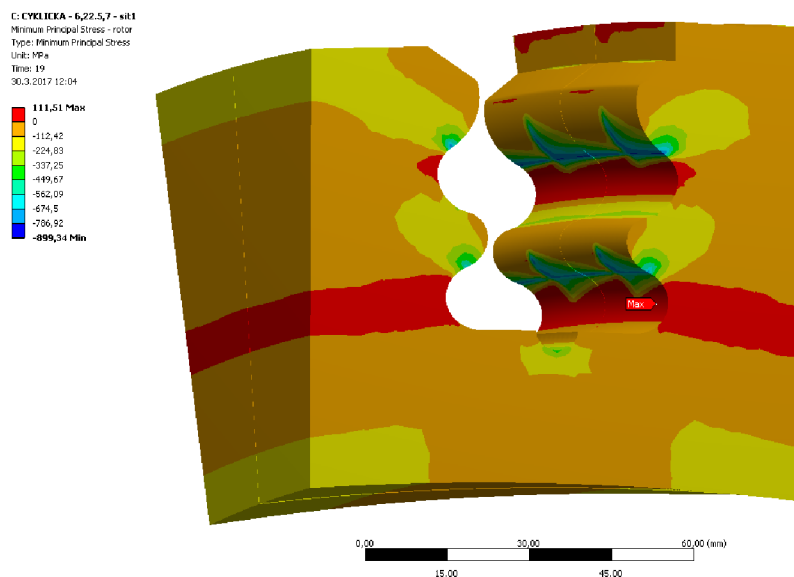
Na Obr. 73 jsou zobrazena místa s plastickou deformací původního a nového závěsu. Je vidět, že na původním závěsu docházelo k plastizaci na rádiusech, zatímco na novém závěsu dochází k plastizaci pouze na hranách.

7.6.2.2. Drážka rotoru



Obr. 74 : σ_{RED} - nový/standard – rotor

Maximum redukovaného napětí je v místě dotyku hrany závěsu, zároveň na Obr. 74 můžeme vidět souvislý pás redukovaného napětí nad mezi kluzu na rádiusu spodního zubu. V tomto místě je dominantní tahová napjatost (Obr. 75), proto se jedná o kritické místo rotoru.

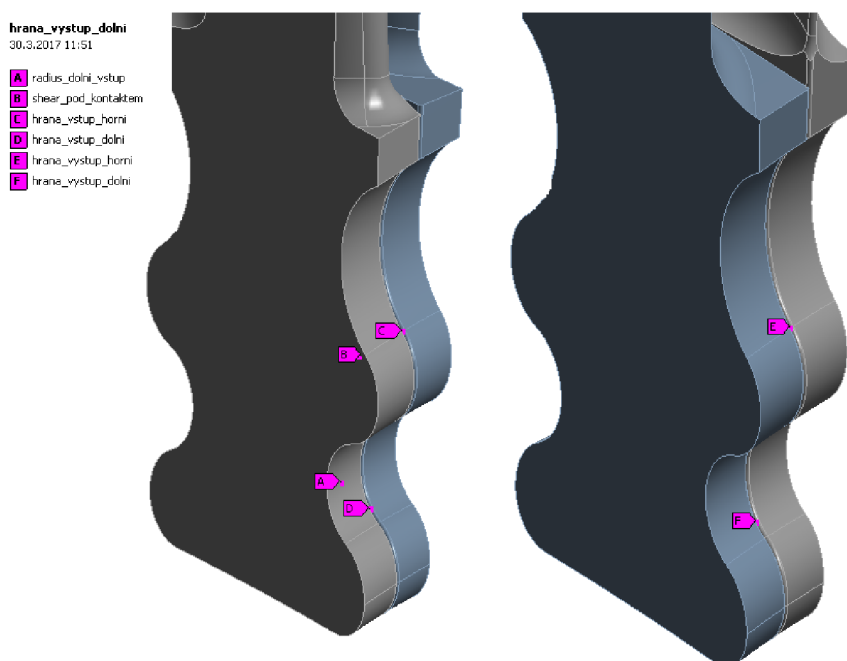


Obr. 75 : σ_3 - nový/standard – rotor

7.6.2.3. Průběhy přetvoření cyklického zatěžování

Na základě průběhů napětí a přetvoření byly vytipována kritická místa, v kterých byl vyhodnocen průběh přetvoření v závislosti na zatěžování.

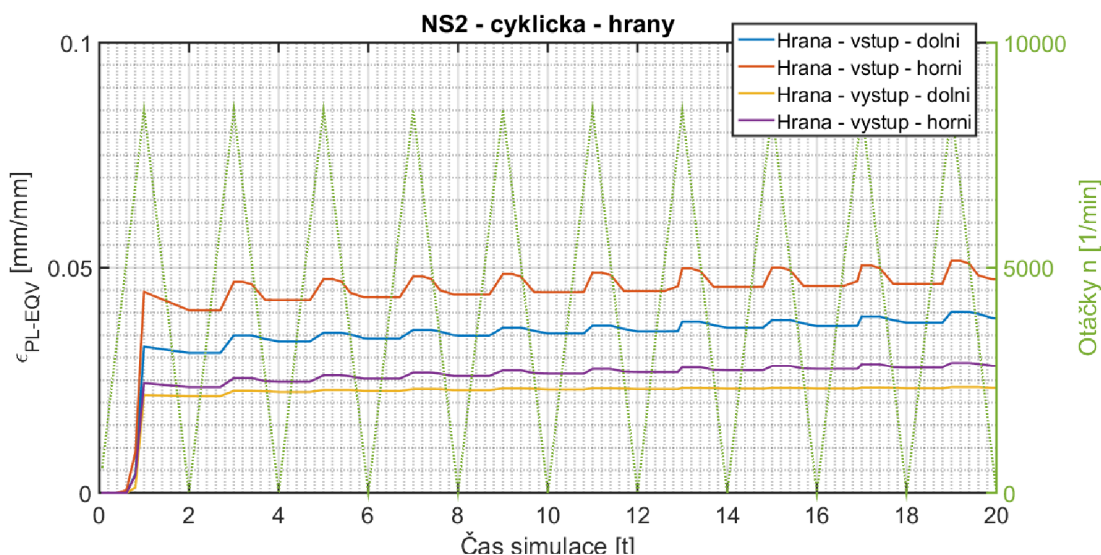
Pro lepší orientaci v následujících grafech je na Obr. 76 uveden přehled a umístění vyhodnocovaných míst.



Obr. 76 : Nový/standard – uzly maximálních přetvoření

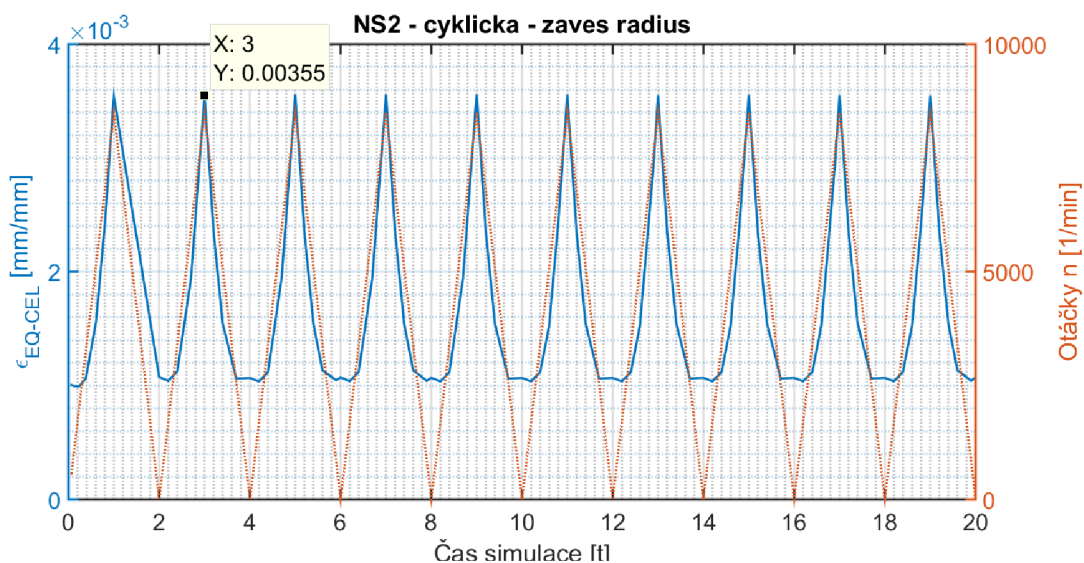
Rovněž byly vyhodnoceny průběhy přetvoření v místech s maximálními hodnotami přetvoření – na hranách - Obr. 77. Na hranách opět dochází k ratchetingu, pravděpodobně dochází k ustálení (nicméně pro určení by bylo potřeba spočítat více cyklů), stejně jako u stávajícího závěsu (Obr. 50), hodnoty ekvivalentních přetvoření jsou přibližně ve stejném řádu (přibližně 5 [%]), nicméně

tyto hodnoty nemá smysl kvantitativně porovnávat, jelikož tyto hodnoty nejsou nezávislé na velikosti elementů.



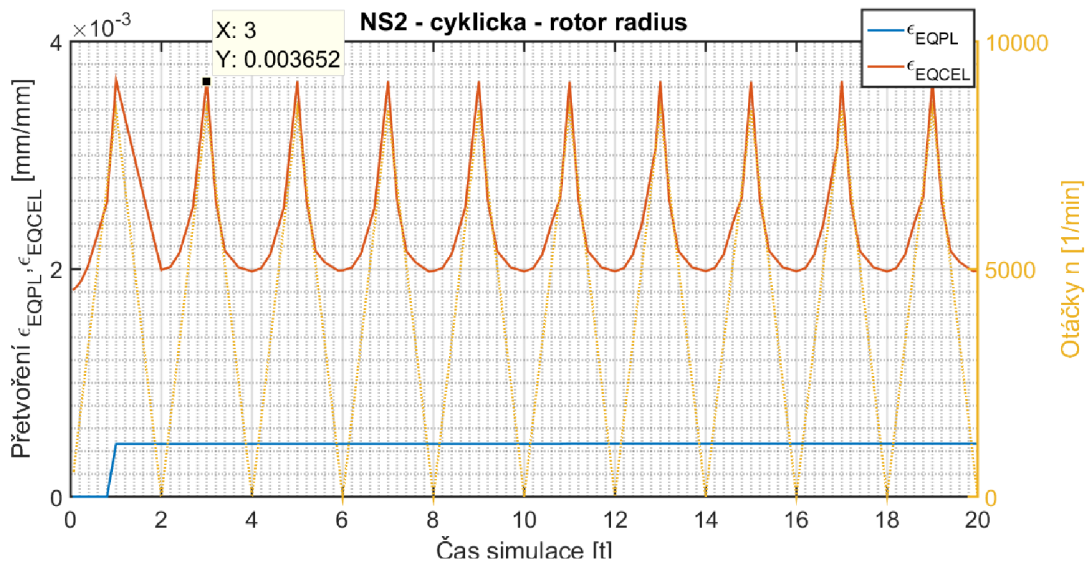
Obr. 77 : ϵ_{PL} - nový/standard – průběh hrany

Podstatným průběhem pro životnost je průběh celkového přetvoření na spodním zubu závěsu lopatky.



Obr. 78 : $\epsilon_{CEL}, \epsilon_{PL}$ - nový/standard – průběh rádiusy

Jak bylo řečeno v 7.6.2.1, na rádiusech stávajícího závěsu nedochází k plastickým deformacím, součást se deformuje pouze elasticky. Maximální hodnota ekvivalentního přetvoření na závěsu standardní lopatky byla oproti původnímu závěsu snížena o 47 [%]. Celkové přetvoření během odtížení nedosáhne nulové hodnoty vlivem oblastí s plastickou deformací, které po odtížení způsobí zbytková napětí.



Obr. 79 : $\epsilon_{CEL}, \epsilon_{PL}$ - nový/standard – průběh rotor rádiusy

Na rozdíl od závěsu lopatky se maximální hodnota přetvoření na rádiusu rotoru příliš nezměnila, nicméně se zmenšila amplituda deformace - přibližně o **35 [%]**. Zbytková napětí po odlehčení jsou u rotoru ještě výraznější než u závěsu lopatky.

7.6.3. Životnost zoptimalizovaného závěsu

Střední napětí na rádiusu závěsu lopatky je $\sigma_M = 437 [MPa]$, to je méně než u původního závěsu, odpovídající limitní hodnota amplitudy celkového přetvoření pro dané střední napětí (viz 6.2.6) je

$$\epsilon_{at_lim} = 0.0038 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$

Napjatost na rádiusu (Obr. 80) je podobná stávajícímu závěsu, můžeme tedy využít křivky životnosti, které jsou k dispozici.

$$\epsilon_{at_zaves_novy} = 0.0012 \left[\frac{mm}{mm} \right] \text{ (-45.5 [%] oproti původnímu závěsu)}$$

Jelikož $\epsilon_{at_zaves_novy} < \epsilon_{at_lim}$, lopatka vydrží předepsaný počet cyklů, amplituda deformace je výrazně menší než mezní hodnota, pro vyhodnocení počtu cyklů, které lopatka vydrží, bychom pravděpodobně museli využít napěťový přístup a Wohlerovu křivku pro vysoko-cyklovou únavu.

Na rotoru došlo rovněž k poklesu amplitudy přetvoření.

$$\epsilon_{at_rotor_novy} = 0.0008 \left[\frac{mm}{mm} \right] \text{ (-38.4 [%] oproti původnímu závěsu)}$$

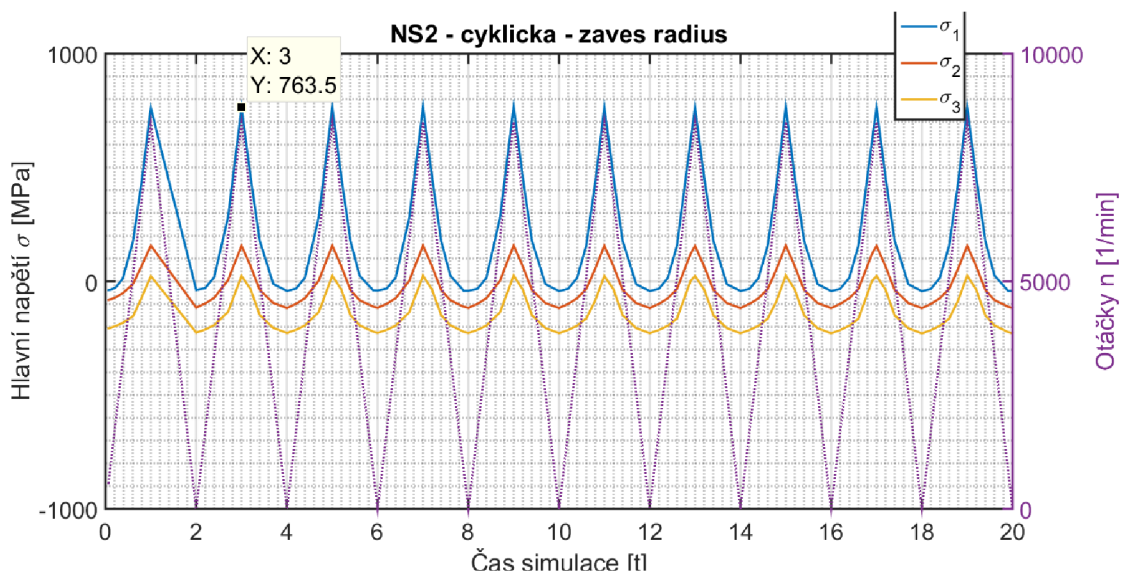
Střední napětí rotoru je naopak vyšší než u původního závěsu - $\sigma_M = 514 [MPa]$, pro 7600 cyklů tomu odpovídá limitní hodnota amplitudy přetvoření:

$$\epsilon_{at_rot_lim} = 0.0015 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$

Jelikož $\epsilon_{at_rotor_novy} < \epsilon_{at_rot_lim}$, i rotor vydrží předepsaný počet cyklů.

Aktuální životnost lopatky leží mimo rozsah, který jsme schopni popsat MC křivkou. Navíc u nového závěsu nedochází v kritickém místě vůbec k plastické deformaci, což je předpoklad nízké cyklové únavy. Výhodou nového závěsu s nižšími hodnotami celkových přetvoření je možnost

zvýšení otáček turbíny a tím dosažení větší účinnosti celé turbíny. Pro ověření tohoto faktu je potřeba provést analýzu závěrné lopatky, která je oproti standardní lopatce užší a následně určit hodnotu otáček turbíny, které by nový závěs vydržel.

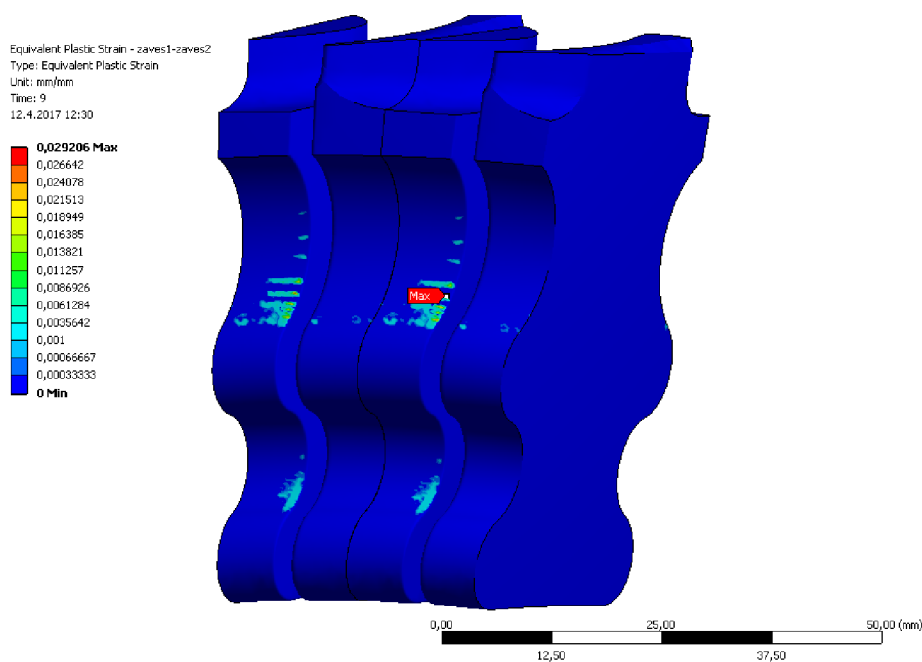


Obr. 80 : $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - nový/standard – průběh rádiusy

7.7. Analýza závěrné lopatky

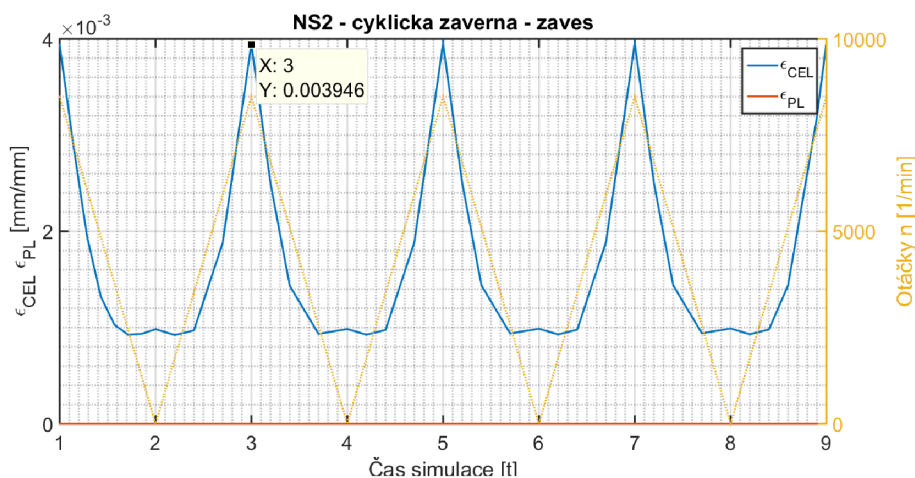
Dále je potřeba ověřit cyklické chování závěrné lopatky, která je o 2 [mm] užší, tudíž se dají předpokládat větší úrovně přetvoření.

Byla provedena cyklická analýza se stejnou velikostí prvků a okrajovými podmínkami jako v 7.6, pouze s užším závěsem, který byl vytvořen profilem určeným při optimalizaci v 7.5.2 a tloušťkou závěsu dle tloušťky původního závěsu.



Obr. 81 : ϵ_{PL} - nový/závěrná – výstup

Na Obr. 81 můžeme vidět plastizaci kontaktních ploch, jelikož celkový kontaktní tlak je vyšší oproti standardní lopatce vlivem zmenšení kontaktní plochy. Stejně tak úrovně přetvoření na hranách jsou větší. V kritických oblastech rádiusů s dominantní tahovou napjatostí nicméně nedochází k výrazně rozdílným hodnotám přetvoření oproti standardní lopatce.



Obr. 82 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - nový/závěrná – rádius

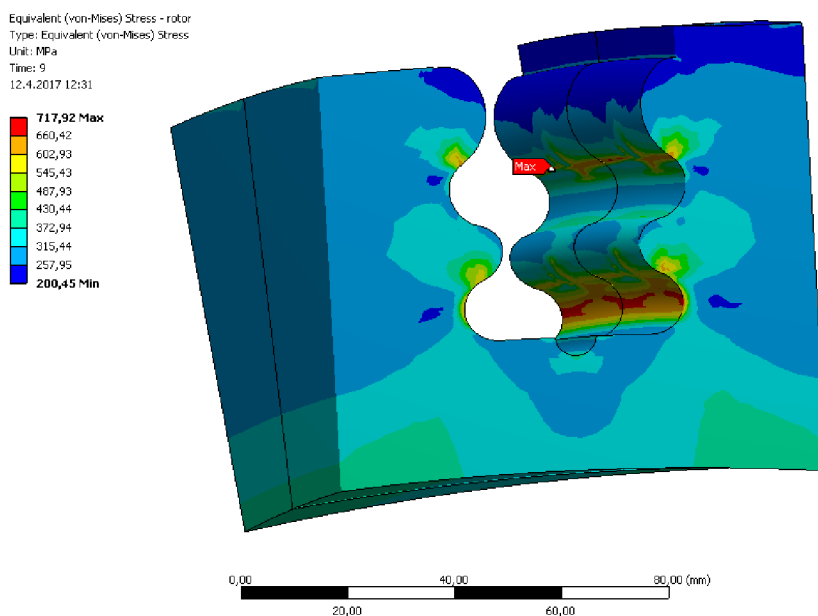
Maximální hodnota celkového přetvoření je o **11.1 [%]** větší než u lopatky standardní. Amplituda celkového přetvoření je rovna

$$\epsilon_{at_zaves_zaver_novy} = 0.00147 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$

Což je o **22.7 [%]** více než u lopatky standardní. Střední napětí cyklu závěrné lopatky je $\sigma_M = 479 [MPa]$, z MC křivek (6.2.6) určíme limitní hodnotu amplitudy celkového přetvoření pro 3800 cyklů.

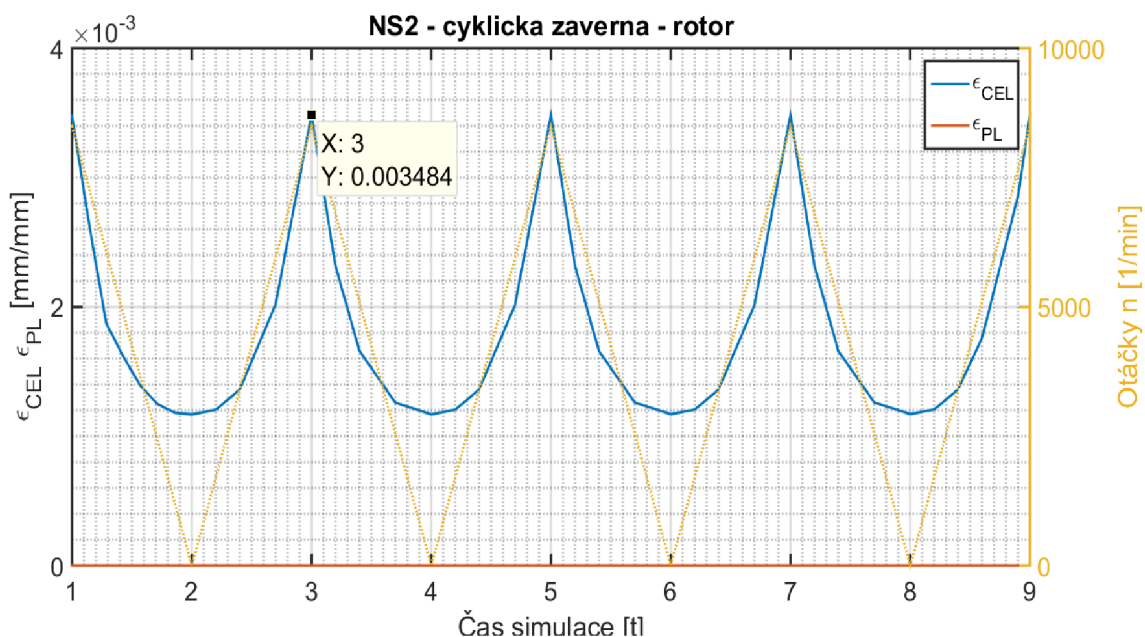
$$\epsilon_{at_lim} = 0.0036 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$

Hodnota $\epsilon_{at_zaves_zaver_novy} < \epsilon_{at_lim}$ a tudíž závěrná lopatka rovněž vydrží předepsaný počet cyklů.



Obr. 83 : σ_{RED} - nový/závěrná – rotor

U rotoru je situace podobná situaci u standardní lopatky. Špička redukovaného napětí se nachází na kontaktní ploše, kde dochází k zarývání hrany závěsu do rotoru, z pohledu životnosti toto místo není příliš podstatné, napjatost na rotoru je rozložena stejně jako v případě standardní lopatky na Obr. 75, tudíž vyhodnotíme maximální přetvoření na spodním rádiu drážky v rotoru.



Obr. 84 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - nový/závěrná – průběh rotor rádius

$$\epsilon_{at_rotor_zaver_novy} = 0.0011 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$

Amplituda přetvoření na rotoru je u závěrné lopatky opět vyšší, než u standardní a to o 37 [%]. Střední napětí cyklu je stejné jako u standardní lopatky, limitní hodnota je (viz 7.6.3):

$$\epsilon_{at_rot_lim} = 0.0015 \left[\frac{mm}{mm} \right]$$

Opět jsme pod hranicí $\epsilon_{at_rot_lim}$, tudíž rotor vydrží předepsaný počet cyklů.

7.8. Odhad maximálních otáček turbíny nového závěsu

Jelikož během topologických úprav závěsů došlo k významnému snížení hodnot přetvoření, budeme dále zjišťovat, jaké provozní otáčky by takto upravený závěs vydržel. Je nutno zmínit, že závěs je pouze jedním z limitujících faktorů vyšších otáček turbíny a vše by muselo být zhodnoceno především z dynamického hlediska kmitání rotoru a lopatek.

Avšak údaj o otáčkách nového závěsu je informativně důležitý, protože současné hodnoty amplitud přetvoření nového závěsu jsou příliš nízké pro hodnocení v oblasti nízko-cyklové únavy, jsme tedy schopni říci, že lopatka i rotor provozní podmínky vydrží, už ale nejsme schopni říci, kolik cyklů vydrží a jak moc předimenzovaný závěs je z hlediska počtu cyklů, který by vydržel.

7.8.1. Nastavení analýzy

Jako model geometrie použijeme závěrnou lopatku, která vykazovala největší hodnoty celkového přetvoření. Kontakty mezi jednotlivými tělesy, síť i modely materiálů budou ponechány stejné.

7.8.2. Okrajové podmínky

Jelikož provádíme analýzu pouze na podoblasti a deformační posuvy na hranicích podoblasti byly použity z analýzy celého rotoru z 6.1, která byla provedena pro provozní otáčky $n = 8500 [min^{-1}]$, není korektní hodnoty deformačních posuvů z kapitoly 6.1 použít.

Provedeme tedy při každém zvyšování otáček novou analýzu 6.1 pro získání nových deformačních posuvů na hranicích podoblastí a následně provedeme analýzu závěrné lopatky pro zjištění D-N stavů.

7.8.3. Odhad maximálních otáček z D-N analýzy závěrné lopatky

Stanovení maximálních otáček budeme řešit iteračně, jelikož se odstředivá síla zvětšuje se zvyšujícími otáčky kvadraticky, zároveň dochází k plastizaci materiálu lopatky i rotoru a mění se kontaktní plocha, není určení přípustných otáček triviální.

Byly vždy počítány 3 zátěžné cykly (zatižení, odlehčení, zatižení) s cílem získat amplitudu celkového ekvivalentního přetvoření na kritických místech rádiusu a střední napětí cyklu, z čehož lze následně pomocí MC křivek usoudit, zda lopatka vydrží či nikoliv.

a) Otáčky $n = 12\,500 [min^{-1}]$

Na první pokus bylo vyzkoušeno zatižení 12 500 otáček za minutu. Tato hodnota byla zvolena, protože výpočet pořád konvergoval dobře a úrovně plastického přetvoření nebyly nereálně vysoké. Střední napětí na rádiusu lopatky bylo $\sigma_M = 914.5 [MPa]$ a amplituda celkového přetvoření $\varepsilon_{at} = 0.0041 [\frac{mm}{mm}]$. Limitní hodnota pro 3800 cyklů a dané střední napětí je $\varepsilon_{at_lim} = 0.0021 [\frac{mm}{mm}]$, lopatka tudíž nevyhovuje a otáčky jsou příliš vysoké.

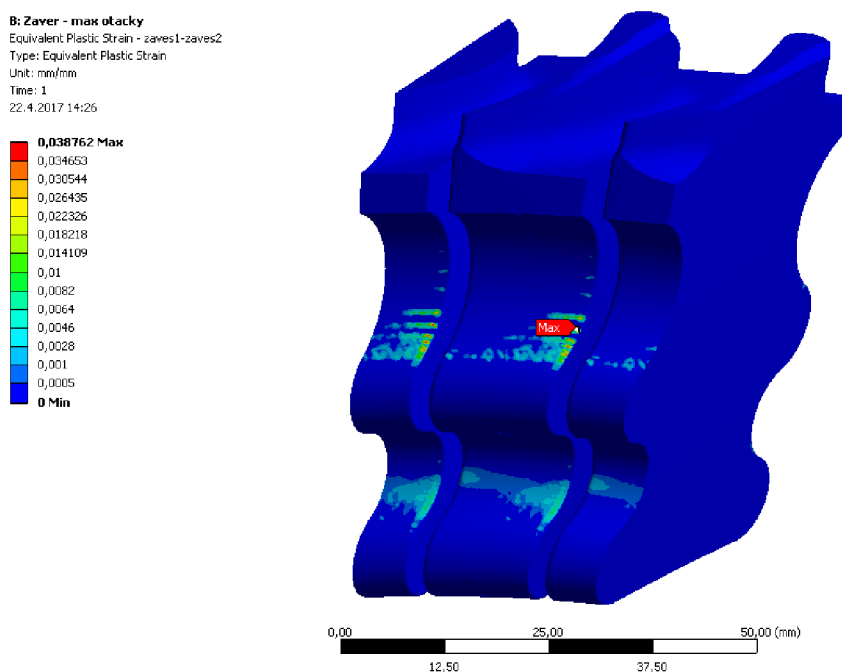
U tohoto případu je bezpečnost $k = \frac{\varepsilon_{at_lim}}{\varepsilon_{at}} = \frac{0.0021}{0.0041} = 0.51$, a naopak u analýzy nového tvaru závěrné lopatky z 0 při standardních otáčkách byla bezpečnost relativně vysoká - $k = \frac{\varepsilon_{at_lim}}{\varepsilon_{at_zaves_zaver_novy}} = \frac{0.0036}{0.00147} = 2.44$. Zkusíme lineární interpolací aproximovat bod, kde by bezpečnost měla být přibližně 1. Tento bod vychází na otáčky $n = 10\,000 [min^{-1}]$.

b) Otáčky $n = 10\ 000 [min^{-1}]$

Při snížení otáček na odhadnuté otáčky 10 000 za minutu došlo k výraznému snížení přetvoření, amplituda cyklu je $\varepsilon_{at} = 0.0021 \left[\frac{mm}{mm} \right]$, přičemž střední napětí je $\sigma_M = 557.5 [MPa]$. Odpovídající limitní amplituda je $\varepsilon_{at_lim} = 0.0033 \left[\frac{mm}{mm} \right]$. Bezpečnost lopatky vůči lomu z pohledu nízko-cyklové únavy je $k = \frac{\varepsilon_{at_lim}}{\varepsilon_{at}} = \frac{0.0033}{0.0021} = 1.57$. Lopatka tedy tyto otáčky po požadovaný počet startů turbín vydrží.

Z pohledu rotoru je amplituda cyklu $\varepsilon_{at_rotor} = 0.00125 \left[\frac{mm}{mm} \right]$, přičemž pro střední napětí $\sigma_M = 544 [MPa]$ je limitní amplituda pro 7600 cyklů $\varepsilon_{at_rot_lim} = 0.0014 \left[\frac{mm}{mm} \right]$. Bezpečnost vůči vzniku lomu z pohledu nízko-cyklové únavy je $k = \frac{\varepsilon_{at_rot_lim}}{\varepsilon_{at_rotor}} = \frac{0.0014}{0.00125} = 1.12$. Rotor rovněž vydrží normou požadovaný počet cyklů.

Při těchto otáčkách má nový tvar lopatky přibližně stejnou bezpečnost jako původní závěs vůči původním otáčkám 8500 $[min^{-1}]$. Rotor má bezpečnost nižší, nicméně u rotoru se amplituda deformace příliš nemění. Zkusíme otáčky dále ještě zvýšit a zjistit, zda je prostor pro další zvyšování otáček.



Obr. 85 : ε_{PL} - nový/závěrná – výstup - $n = 10\ 000 [min^{-1}]$

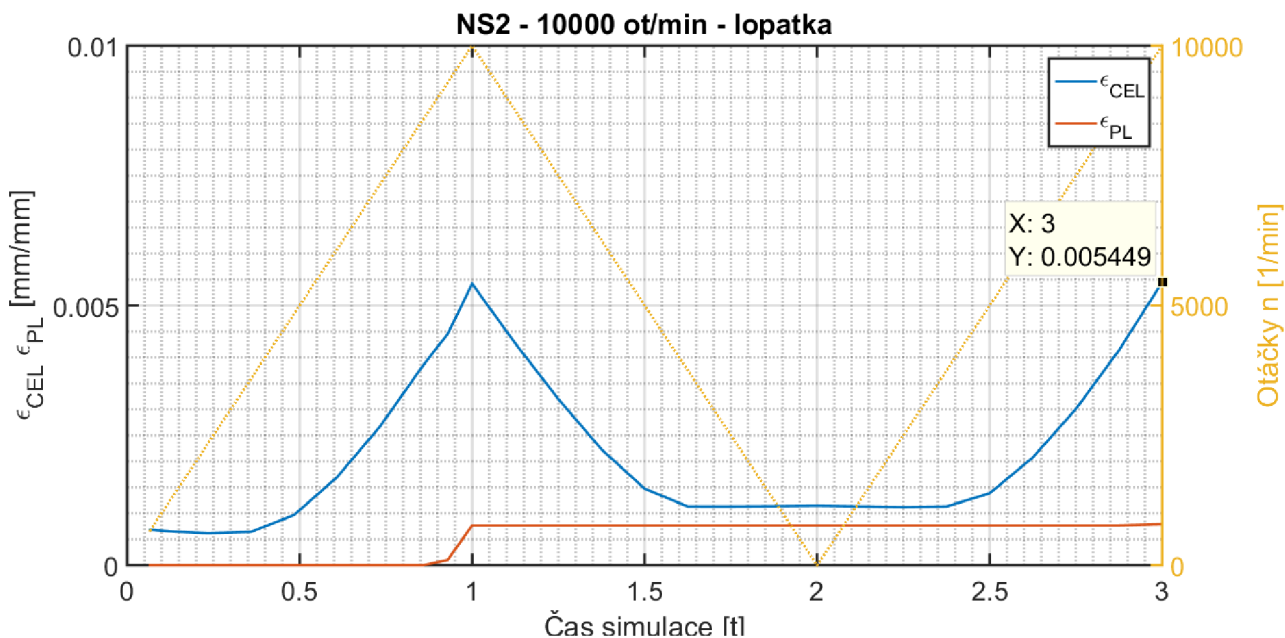
c) Otáčky $n = 10\ 500 [min^{-1}]$

Při dalším zvýšení otáček zůstaly amplitudy přetvoření na lopatce i rotoru přibližně stejné, avšak zvětšily se maximální a minimální hodnoty přetvoření. To způsobilo nárůst středního napětí cyklu a rotor by při těchto otáčkách již nevydržel požadovaný počet cyklů. Bezpečnost rotoru vůči lomu z hlediska nízko-cyklové únavy je $k = 0.87$, lopatka by tyto otáčky vydržela s koeficientem bezpečnosti $k = 1.36$.

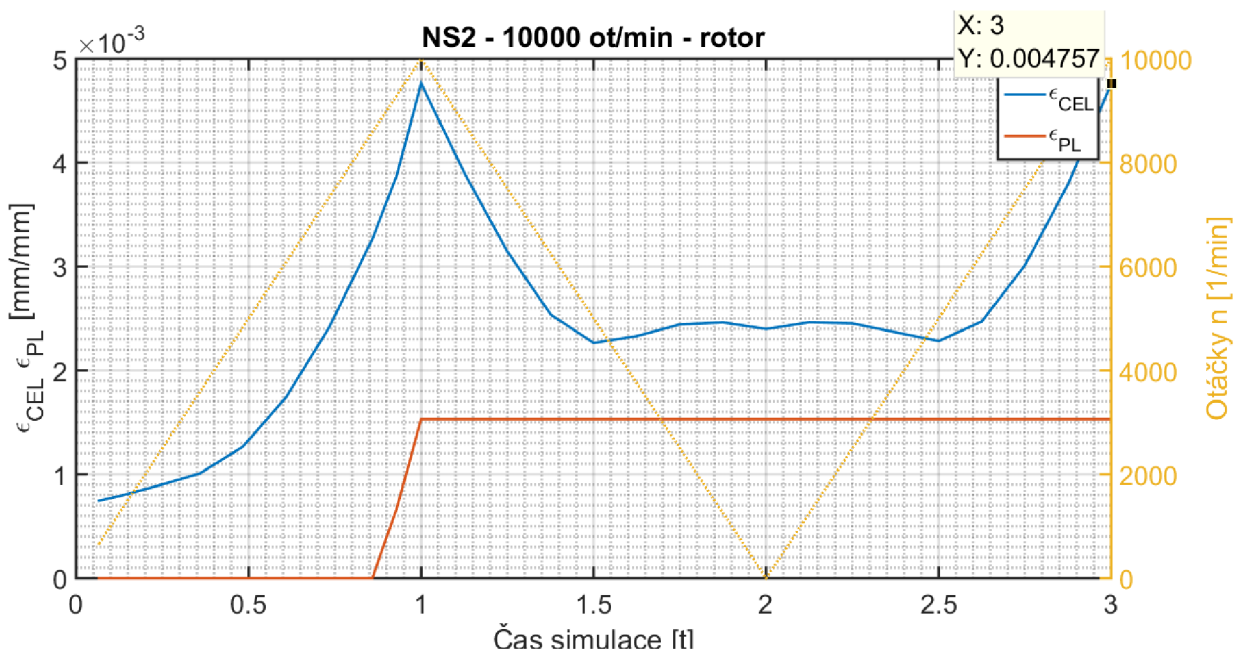
Tímto výsledkem můžeme konstatovat, že otáčky $n = 10\ 500 [min^{-1}]$ jsou již příliš vysoké a maximální otáčky pro dlouhodobý provoz turbíny jsou $n = 10\ 000 [min^{-1}]$.

7.8.4. Výsledné průběhy maximálních otáček

Určili jsme tedy, že maximální otáčky, které nový tvar závěsu vydrží, jsou $n = 10\,000 [\text{min}^{-1}]$. Na Obr. 86 a Obr. 87 můžeme vidět průběhy celkového a plastického přetvoření na závěsu lopatky a rotoru. Nedochází k ratchetingu.



Obr. 86 : $\epsilon_{CEL}, \epsilon_{PL}$ - nový/závěrná – průběhy rádius - $n = 10\,000 [\text{min}^{-1}]$



Obr. 87 : $\epsilon_{CEL}, \epsilon_{PL}$ - nový/závěrná – průběhy rotor rádius - $n = 10\,000 [\text{min}^{-1}]$

8. Omezení výpočtového modelu

V předchozích kapitolách bylo pojednáno o životnosti stávajícího závěsu, byla provedena více-parametrická optimalizace nového závěsu NS2, který byl navržen v [2] a byly určeny teoretické nové maximální otáčky turbíny, které by tento závěs vydržel.

V této práci byla odstraněna většina nejistot výpočtového modelu z [2], veškerá problematika však byla řešena pouze ze statického pohledu. Nový tvar závěsu s výslednými parametry je však pro praktické použití nutno zhodnotit i z pohledu dynamiky, kmitání lopatek a souvisejících mikro-posuvů závěsu vůči drážce. Závěs z pohledu dynamiky funguje jako tlumič vibrací, pokud by tuhost uložení lopatky v rotoru byla příliš vysoká, mohlo by dojít k výraznějšímu kmitání lopatek než u stávajícího závěsu. Optimalizace závěsu z pohledu dynamiky by byla časově extrémně náročná činnost. Analýzu by bylo pravděpodobně nutné dělat v časové oblasti, kde se nedá použít cyklická symetrie, použitá v této práci. Navíc by bylo nutné počítat po velmi malém časovém kroku, kvůli nezkreslení výsledků do vyšších frekvencí. Pokud by se navíc jednalo o optimalizaci, bylo by nutné těchto výpočtů provést více. To vše by se stávající úrovní výpočetní techniky byl i na výkonných výpočtových clusterech výpočet, který by trval minimálně měsíce, spíše roky.

Jelikož tato problematika dynamiky je výrazně nad rámec této práce, můžeme alespoň zkonstatovat, že kontaktní tlaky závěs-drážka a maximální deformace lopatky na špičce listu jsou přibližně stejné, jako na původním závěsu. Jelikož původní závěsy jsou v nezměněné podobě používány po desítky let, z hlediska dynamiky pravděpodobně vyhovují, je pravděpodobné, že nový tvar toto příliš nezmění.

Určitou nejistotou zůstává i hodnocení životnosti. Byl použit předpoklad, že jelikož jsou úrovně hlavních napětí přibližně podobné zatěžování při jednoosé zkoušce vzorku, můžeme je použít. Zde však může vzniknout určitá nepřesnost. Úprava Manson-Coffinovy křivky dle Morrowa pro zakomponování vlivu středního napětí je sice podstatným zpřesněním odhadu životnosti, v ideálním případě by však měly být provedeny přímo zkoušky životnosti pro pulzující zátěžný cyklus v tahu.

8.1. Budoucí práce

- Provést analýzu dynamických vlastností turbíny kvůli dosažení vyšších otáček
- Provést analýzu vlivu nového tvaru závěsu na tlumení a celkové modální vlastnosti lopatek a lopatkového svazku
- Provést přesnější vyhodnocení životnosti s provedením nových zkoušek životnosti

Závěr

V diplomové práci jsem řešil deformačně-napětové analýzy a vyhodnocení životnosti závěsu parní turbíny. Na základě poskytnutých výkresů od firmy EKOL jsem vytvořil model geometrie stávajícího závěsu poslední řady lopatek parní turbíny včetně rotoru a souvisejících součástí. Lopatky se vyrábějí dvojího druhu – standardní a závěrné, které mají oproti standardním o 2 mm menší tloušťku. Je proto nutné analyzovat oba druhy lopatek. Jelikož předmětem zkoumání byla pouze oblast drážky, je výhodné provést analýzu pouze této podoblasti. Z tohoto důvodu jsem provedl nultou analýzu celého rotoru pro zjištění deformačních posuvů na stanovené hranici podoblasti a ve všech následujících analýzách jsem použil pouze výřez rotoru v oblasti drážky poslední řady lopatek. Rovněž jsem využil cyklickou symetrii kvůli úspoře počtu elementů a tím pádem výpočtového času.

Materiály rotoru a lopatky vykazují cyklické změkčování, jedním z cílů této DP bylo využít takový materiálový model, který respektuje cyklické změkčování materiálu. Pro tento účel jsem využil **kombinaci Chabocheho modelu** s nelineárním kinematickým zpevněním a **izotropního modelu materiálu VOCE**. Parametry obou modelů materiálu jsem identifikoval z provedených experimentů statické tahové křivky a cyklického zatěžování vzorků. Napětovou odezvu na deformační zatěžování jsem pro kontrolu simuloval výpočtově a kvantitativně porovnal s experimenty pomocí průměrné relativní odchylky – **nejhorší shoda průběhů materiálu lopatky je $\delta_{LOP_056} = 18.6$ [%] a pro rotor $\delta_{ROT_042} = 25.5$ [%]**.

V první fázi jsem analyzoval standardní lopatku původního tvaru závěsu, navrhl jsem vhodnou velikost elementů sítě a na výsledné síti jsem provedl cyklické zatěžování lopatky, které simuluje spouštění a zastavování turbíny, těchto cyklů musí lopatka dle normy vydržet 3800 a rotor 7600. Zjistil jsem, že **k ratchetingu** (růstu plastického přetvoření v každém zátěžném cyklu) vlivem cyklického změkčování materiálu v kritických místech rádiusů s výraznou tahovou napjatostí **nedochází**. K ratchetingu dochází na hranách, nicméně po několika cyklech dojde k ustálení a na hranách je výrazná tlaková, pro životnost nepodstatná, napjatost. Dále jsem analyzoval závěrnou lopatku, která se liší pouze svojí tloušťkou. Kvalitativní ani výrazné kvantitativní změny v úrovních přetvoření/napětí na závěrné lopatce nedochází.

Pro vyhodnocení životnosti stávajícího závěsu jsem použil **úpravu Manson-Coffinovy křivky dle Morrowa**, která do elastického členu zavádí vliv středního napětí cyklu. Data pro nízko-cyklovou únavu pro materiál lopatky jsem převzal z předchozí práce [1], ve které byly provedeny únavové zkoušky pro materiál lopatky. Pro materiál rotoru jsem data pro nízko-cyklovou únavu převzal z literatury [11]. Ověřil jsem, že stávající závěs vydrží požadovaný počet cyklů z hlediska nízko-cyklové únavy.

V další části práce jsem provedl **více-parametrickou optimalizaci nového tvaru závěsu**, jehož prvotní návrh a ověření bylo provedeno v předchozí práci [2]. Vytvořil jsem parametrický výpočtový model se třemi parametry geometrie – velikosti rádiusu, hloubky vykousnutí a rozteče zubů. Ze získaných výsledků a následně provedené citlivostní analýzy vzhledem k velikosti tahového přetvoření v kritických místech závěsu jsem zjistil **největší citlivost na velikost hloubky vykousnutí zubů závěsu**. Méně pak na rozteč zubů a prakticky nulovou citlivost na velikost rádiusu.

Dle výsledků optimalizace jsem navrhl konkrétní rozměry nového tvaru závěsu. **Dále jsem provedl cyklickou analýzu standardní i závěrné lopatky s novým tvarem. Došlo k výraznému zmenšení amplitud přetvoření – u lopatky došlo ke snížení amplitudy přetvoření o 45.5 [%], u rotoru o 38.4 [%]. Zároveň došlo ke snížení středních napětí – u lopatky došlo dokonce k posunu zátěžného cyklu pouze do elastické oblasti.**

Na závěr jsem odhadnul, o kolik by se daly zvýšit otáčky turbíny s použitím nového tvaru s ohledem na zachování životnosti turbíny. **Otáčky, které by nový závěs a drážka vydržely, jsou**

$n = 10\,000$ [min^{-1}] s bezpečností vůči vzniku únavového lomu z hlediska nízko-cyklové únavy $k_{lopatka} = 1.57$ [-] a $k_{rotor} = 1.12$ [-]. Což přibližně odpovídá bezpečnostem stávajícího závěsu vůči stávajícím otáčkám turbíny $n = 8\,500$ [min^{-1}].

9. Zdroje

- [1] POLZER, S., *Výpočtová analýza pevnosti a životnosti turbínových lopatek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 74 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. PŘEMYSL JANÍČEK, DrSc.
- [2] VRBICKÝ, J. *Návrh nového typu obvodového závěsu pro lopatky parní turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 103 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Stanislav Polzer, Ph.D..
- [3] CHABOCHE, J. L.; LEMAITRE, J. *Mechanics of Solid Materials*. Cambridge University Press, Cambridge, 1990, ISBN: 0-521-47758-1.
- [4] HALAMA, Radim. *Experimentální poznatky a fenomenologické modelování cyklické plasticity kovů*. Ostrava, 2009. Habilitační práce. VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra pružnosti a pevnosti.
- [5] ANSYS Inc. *Lecture 2 Advanced Metal Plasticity: ANSYS Mechanical Advanced Nonlinear Materials* [online]. 2/2012.
- [6] *ANSYS 16.0 product help.*, ANSYS, INC., 2015
- [7] BUDAHÁZY, Viktor and DUNAI, László, 2013, *Parameter-refreshed Chaboche model for mild steel cyclic plasticity behaviour*. Periodica Polytechnica Civil Engineering. 2013. Vol. 57, no. 2p. 139. DOI 10.3311/ppci.7170..
- [8] SARAJÄRVI, U; CRONVAL, O. *A procedure to generate input data of cyclic softening and hardening for FEM analysis from constant strain amplitude fatigue tests in LCF regime*. 2007. ISBN 9788778932136.
- [9] FLORIAN, Aleš, *An efficient sampling scheme: Updated Latin Hypercube Sampling*. Probabilistic Engineering Mechanics. 1992, 7(2), 123-130. DOI: 10.1016/0266-8920(92)90015-A. ISSN 02668920. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/026689209290015A>
- [10] CHEN, X., S. XU a D. HUANG. *A critical plane-strain energy density criterion for multiaxial low-cycle fatigue life under non-proportional loading*. *Fatigue Fracture of Engineering Materials and Structures* [online]. 1999, 22(8), 679-686 [cit. 2017-04-01]. DOI: 10.1046/j.1460-2695.1999.t01-1-00199.x. ISSN 8756-758x. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1046/j.1460-2695.1999.t01-1-00199.x>
- [11] BOLLER, Chr. a T. SEEGER. *Materials data for cyclic loading*. New York: Elsevier, 1987. ISBN 0444428755.
- [12] RIETH, Peter. *Zur Nachbildung der betriebsähnlichen Dehnwechselbeanspruchung massiver Bauteile aus warmfesten Stählen*. Düsseldorf: VDI-Verl, 1984. ISBN 3181478059.
- [13] ČSN EN 60045-1, *Parní turbíny*. Praha : Český normalizační institut, 1996.
- [14] MANSON, S. S. a Gary R. HALFORD. *Fatigue and durability of structural materials*. Materials Park, Ohio: ASM International, c2006. ISBN 0-87170-825-6.

Seznam obrázků

Obr. 1 : Podrážecí klín + závěrné lopatky	11
Obr. 2 : Vsazení lopatky do provozní polohy	11
Obr. 3 : Zalopatkový poslední stupeň turbíny – šedé - standardní, žluté – závěrné lopatky	12
Obr. 4 : Umístění listu - závěrná lopatka.....	12
Obr. 5: Dva základní typy zpevnění.....	16
Obr. 6 : Bauschingerův efekt.....	16
Obr. 7: Poloha cyklických deformačních křivek (<i>modrá</i> – zpevňující materiál, <i>zelená</i> - změkčující materiál) vůči statické tahové zkoušce (<i>černá</i>)	17
Obr. 8: Nesymetrické silové zatěžování - <i>ratcheting</i>	17
Obr. 9: model Chaboche – grafická interpretace parametrů	20
Obr. 10 : Lopatka – porovnání průběhů plasticity.....	22
Obr. 11 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56\%$ - naměřené průběhy	24
Obr. 12 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56\%$ - naměřené průběhy $\sigma(\epsilon_{pl})$	24
Obr. 13 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56\%$ - průběh amplitudy napětí.....	25
Obr. 14 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56\%$ - shoda změkčování modelu/experimentu	26
Obr. 15 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56\%$ - 10. cyklus - porovnání.....	27
Obr. 16 LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56\%$ - 10. cyklus – porovnání plastické přetvoření.....	28
Obr. 17 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56\%$ - 200. cyklus - porovnání.....	28
Obr. 18 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.56\%$ - 200. cyklus – porovnání plastické přetvoření	29
Obr. 19: LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50\%$ naměřené průběhy	30
Obr. 20 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50\%$ - 30. cyklus – porovnání	30
Obr. 21 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50\%$ - 30. cyklus – porovnání plastické přetvoření	31
Obr. 22 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50\%$ - 500. cyklus – porovnání	31
Obr. 23 : LOPATKA - $\epsilon_{CEL} = 0.50\%$ - 500. cyklus – porovnání plastické přetvoření	32
Obr. 24 : Rotor – porovnání průběhů plasticity.....	33
Obr. 25 : Rotor - $\epsilon_{CEL} = 0.34\%$ naměřené průběhy	34
Obr. 26 : Rotor - $\epsilon_{CEL} = 0.34\%$ naměřené průběhy $\sigma(\epsilon_{pl})$	34
Obr. 27 : ROTOR – $\epsilon_{CEL} = 0.34\%$ - průběh amplitudy napětí.....	35
Obr. 28 : ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.42\%$ - 2. cyklus – porovnání	36
Obr. 29 : ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.42\%$ - 2. cyklus – porovnání plastické přetvoření.....	36
Obr. 30: ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.42\%$ - 500. cyklus – porovnání	37
Obr. 31: ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.42\%$ - 500. cyklus – porovnání plastické přetvoření.....	37
Obr. 32 : ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.34\%$ - 100. cyklus – porovnání	38
Obr. 33: ROTOR - $\epsilon_{CEL} = 0.34\%$ - 100. cyklus – porovnání plastické přetvoření.....	38
Obr. 34 : 15° výřez rotoru	40
Obr. 35 : Rozměry/hranice podoblasti	41
Obr. 36 : Podoblast - OP – radiální	42
Obr. 37 : Podoblast - OP - osová.....	42
Obr. 38 : Zaoblění list-závěs	43
Obr. 39 : Řezné roviny závěsu	44
Obr. 40 : Model geometrie – původní/standard	45
Obr. 41 : OP – původní/standard.....	46
Obr. 42: σ_{RED} - původní/standard - vstup.....	48
Obr. 43 : σ_{RED} - původní/standard - výstup.....	48
Obr. 44 : ϵ_{PL} - původní/standard - vstup.....	49
Obr. 45 : ϵ_{PL} - původní/standard - výstup.....	49
Obr. 46 : σ_{RED} - původní/standard - rotor.....	50
Obr. 47 : ϵ_{PL} - původní/standard - rotor	50
Obr. 48 : σ_3 - původní/standard - výstup.....	51
Obr. 49 : Původní/standard - uzly maximálních přetvoření	51
Obr. 50 : ϵ_{PL} - původní/standard – průběh hrany	52
Obr. 51 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - původní/standard – průběhy rádiusy.....	52

Obr. 52 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - původní/standard – průběhy rotor rádiusy	53
Obr. 53 : Křivky životnosti materiálu lopatky.....	54
Obr. 54 : Křivky životnosti materiálu rotoru.....	56
Obr. 55 : OP – původní/závěr.....	57
Obr. 56 : σ_{RED} - původní/závěrná - vstup.....	57
Obr. 57 : ϵ_{PL} - původní/závěrná - výstup.....	58
Obr. 58 : σ_{RED} - původní/závěrná – vstup + závěrný člen.....	58
Obr. 59 : σ_{RED} - původní/závěrná - rotor.....	59
Obr. 60 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - původní/závěrná – průběhy rádiusy	60
Obr. 61 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - původní/závěrná – průběhy rotor rádius	60
Obr. 62 : Topologie NS2	62
Obr. 63 : Model geometrie – nový/standard.....	63
Obr. 64 : Optimalizace - vstupní parametry	63
Obr. 65 : Závěs - různé volby vstupních parametrů	64
Obr. 66 Korelace dat výpočet/odezvoivá plocha.....	67
Obr. 67 : Citlivostní analýza – vliv vstupních parametrů modelu na tahové přetvoření na rádiusu. 68	68
Obr. 68 : Separované závislosti odezvoivé plochy.....	69
Obr. 69 : Zvolené parametry výsledného tvaru	70
Obr. 70 : σ_{RED} - nový/standard – vstup	71
Obr. 71 : ϵ_{PL} - nový/standard – vstup	72
Obr. 72 : σ_3 - nový/standard – vstup	72
Obr. 73 : Porovnání plastizace původní/nový závěs	73
Obr. 74 : σ_{RED} - nový/standard – rotor.....	73
Obr. 75 : σ_3 - nový/standard – rotor.....	74
Obr. 76 : Nový/standard – uzly maximálních přetvoření	74
Obr. 77 : ϵ_{PL} - nový/standard – průběh hrany	75
Obr. 78 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - nový/standard – průběh rádiusy	75
Obr. 79 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - nový/standard – průběh rotor rádiusy	76
Obr. 80 : σ_1 , σ_2 , σ_1 - nový/standard – průběh rádiusy	77
Obr. 81 : ϵ_{PL} - nový/závěrná – výstup	77
Obr. 82 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - nový/závěrná – rádius	78
Obr. 83 : σ_{RED} - nový/závěrná – rotor	78
Obr. 84 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - nový/závěrná – průběh rotor rádius	79
Obr. 85 : ϵ_{PL} - nový/závěrná – výstup - $n = 10\ 000[min - 1]$	81
Obr. 86 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - nový/závěrná – průběhy rádius - $n = 10\ 000[min - 1]$	82
Obr. 87 : ϵ_{CEL} , ϵ_{PL} - nový/závěrná – průběhy rotor rádius - $n = 10\ 000[min - 1]$	82

Seznam tabulek

Tabulka 1 : Lopatka – vstupní parametry kalibrace modelu Chaboche	23
Tabulka 2 : Lopatka – Chaboche identifikované parametry	23
Tabulka 3 : Lopatka – identifikované parametry modelu VOCE.....	26
Tabulka 4: Průměrné relativní odchylky - lopatka	29
Tabulka 5 : Rotor - body statické tahové křivky	33
Tabulka 6 : Rotor - identifikované Chaboche parametry	33
Tabulka 7 : Rotor – identifikované parametry modelu VOCE	35
Tabulka 8 : Konvergence sítě – původní/standard	53
Tabulka 9 : Intervaly vstupních parametrů optimalizace	64
Tabulka 10 : Optimalizace - vstupní a výstupní parametry	66
Tabulka 11 : Citlivost vstupních parametrů	68
Tabulka 12 : Konvergence sítě – nový/standard	70

Seznam příloh

CD: Diplomová práce, Bc. Tomáš Mívalt 152913

- **./ANALYZY/**

Archivy jednotlivých analýz, provedených v systému ANSYS R16

- **./GEOMETRIE/**

Modely geometrie pro jednotlivé analýzy v SolidWorks 2015

- **./PŮVODNÍ_MAT_DATA/**

Podklady k použitým materiálům z předchozích prací

- **./SKRIPTY**

Vytvořené skripty v programu MATLAB, použité při kalibraci materiálových modelů, vykreslení funkčních závislostí a porovnání experimentu s výsledky z ANSYSu, obsahují rovněž digitalizovaná data z cyklických zkoušek materiálů.

Dále obsahuje APDL skript pro ověření cyklického chování elasto-plastických modelů v systému ANSYS.