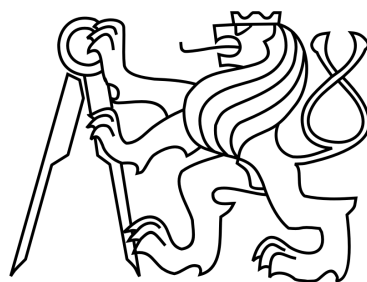


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ A ČÁSTÍ STROJŮ



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Kontrola táhla hydraulického válce a návrh
alternativního řešení

Check Rod Hydraulic Cylinder and Design of
Alternative Solution

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Autor: Petr Sládek

Vedoucí práce: Ing. Ondřej Berka

Praha, 2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Kontrola táhla hydraulického válce a návrh alternativního řešení“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Berky, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 26. června 2016

.....
Petr Sládek

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu práce Ing. Ondřeji Berkovi za vedení práce a veškerou pomoc, kterou mi při řešení poskytl. Rovněž děkuji za faktické poznámky a připomínky Ing. Josefu Kutovi z podniku ZVVZ.

Anotační list

Autor: Petr Sládek

Název práce: Kontrola táhla hydraulického válce a návrh alternativního řešení

Anglický název: Check Rod Hydraulic Cylinder and Design of Alternative Solution

Rok: 2016

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí DP: Ing. Ondřej Berka

Bibliografické údaje:

Počet stran: 68

Počet obrázků: 43

Počet tabulek: 2

Počet příloh: 3

Klíčová slova: táhlo, hydraulický válec, MKP, únavová pevnost

Keywords: Check Rod, Hydraulic Cylinder, FEM, Fatigue Strength

Anotace:

Práce se zabývá pevnostní kontrolou táhla a upevnění hydraulického válce k oběžnému kolu ventilátoru. Táhlo je součástí mechanismu, který zajišťuje natáčení lopatek ventilátoru. V práci jsou zpracovány upravené varianty táhla a upevnění hydraulického válce. Součástí práce je krátká rešerše na téma dynamické pevnosti.

Abstract:

The thesis deals with stress control check rod and fixing the hydraulic cylinder to the impeller fan. The check rod is part of the mechanism that ensures variable pitch fan. In this thesis modified variants check rod and fixing the hydraulic cylinder. The work includes a short research on the topic of dynamic strength.

Obsah

1	Úvod	11
2	Dynamická pevnost a životnost	12
2.1	Mezní stavy únosnosti	12
2.2	Filozofie dimenzování na únavu	13
2.2.1	Materiál	14
2.2.2	Tvar	14
2.2.3	Provozní zatížení	14
2.2.4	Technologie a provoz	14
2.3	Metody predikce životnosti	14
2.3.1	Přístup predikce přes nominální napětí (NSA)	16
2.3.2	Přístup predikce přes lokální elastická napětí (LESA)	17
2.3.3	Přístup predikce přes lokální elasto-plastická napětí a deformace (LPSA)	17
2.3.4	Přístup využívající lomové mechaniky (FMA)	18
3	Kontrola stávajícího řešení	21
3.1	Rozbor zatížení působících na táhlo	22
3.1.1	Dynamická kontrola předepjatého šroubového spoje	23
3.1.2	Statická kontrola předepjatého šroubového spoje	27
3.1.3	Kontrola na únavu ve vrubech	27
3.1.4	MKP řešení namáhání táhla v místě D	28
3.1.5	Analytické řešení namáhání táhla v místě D	30
3.2	Pevnostní a deformační kontrola uložení hydraulického válce	33
3.2.1	MKP kontrola uložení hydraulického válce	34
4	Rozbor alternativního řešení	37
5	Možné varianty provedení táhla	39
5.1	Šroubový spoj	39
5.2	Svařenec	41
5.3	Odlitek	42
5.4	Nalisovaný spoj	45
5.5	Výkovek	47
5.5.1	MKP řešení namáhání v kritickém místě	48
5.5.2	Určení dynamické bezpečnosti v kritickém místě	49
6	Modifikace stávajícího řešení I	51
6.1	Kontrola svarového spojení desky k válci	51

7	Modifikace stávajícího řešení II	54
7.1	MKP výpočet modifikace stávajícího řešení II.	54
8	Závěr	57
	Seznam obrázků	60
	Seznam tabulek	61
	Přílohy	62
A	Doplňující výpočty	62
A.1	Doplňující výpočty ke kap. 3	62
A.1.1	Výsledky z MKP pro stávající řešení táhla	65
A.1.2	Výsledky z MKP pro stávající upevnění válce	66
A.2	Přílohy ke kap. 5	68
A.3	Doplňující výpočty ke kap. 6	68
A.3.1	Snížená mez únavy pro kritické místo	68
B	Výkres táhla	
C	CD s el. výpočty a digitální podobou práce	

Seznam použitého značení

Označení	Jednotka	Význam
α	[1]	součinitel tvaru
β	[1]	součinitel vrubu
q	[1]	vrubová citlivost
P	[1]	pravděpodobnost poruchy
N_f	[1]	počet cyklů do lomu
K	[MPa $\sqrt{\text{mm}}$]	faktor intenzity napětí
v	[$\frac{\text{mm}}{\text{cyklus}}$]	rychlost šíření trhliny
Y	[1]	korekční funkce
F	[N]	síla
F_h	[N]	vnější zátěžná síla natahující táhlo
F_d	[N]	vnější zátěžná síla tlačící táhlo
p	[MPa]	tlak
p_{max}	[MPa]	maximální provozní tlak
S_1	[mm ²]	plocha pístu na pístnicové straně
D_v	[mm]	průměr hydroválce
d_p	[mm]	průměr pístnice
d_{pistu}	[mm]	průměr otvoru pístu
d_M	[mm]	velký průměr metrického závitu
l_i	[mm]	výpočtové délky pro určení tuhosti
S_2	[mm ²]	plocha pístu na pístové straně
M_U	[N.mm]	utahovací moment
Q_0	[N]	předpětí šroubového spoje
d_2	[mm]	střední průměr metrického závitu
γ	[rad]	úhel stoupání šroubovice metrického závitu
φ'	[rad]	třecí úhel v závitové drážce
Δl	[mm]	deformace
C_1	[N.mm ⁻¹]	celková tuhost přitěžovaných součástí
E	[N.mm ⁻²]	modul pružnosti v tahu
S_i	[mm ²]	plocha průřezu
E_t	[N.mm ⁻²]	modul pružnosti v tahu táhla
d_3	[mm]	průměr jádra metrického závitu
δ	[mm]	obecný výpočtový rozměr

d_w	[mm]	velký průměr dotyku matice s podložkou
h	[mm]	obecný výpočtový rozměr
d_0	[mm]	průměr otvoru pístu
D_e	[mm]	střední průměr komolého kuželu
C_2	[N.mm ⁻¹]	celková tuhost odlehčovaných součástí
θ	[rad]	poloviční úhel komolého kuželu
E_p	[N.mm ⁻²]	modul pružnosti v tahu pístu
ψ_i	[rad]	úhel který svírá přímka i s osou Δl v diagramu $F - \Delta l$
Q_{i_a}	[N]	amplitudová složka zátěžné síly součástí 1 a 2
Q_{i_m}	[N]	střední složka zátěžné síly součástí 1 a 2
Δl_i	[mm]	deformace přitěžovaných či odlehčovaných součástí
Δl_{F_d}	[mm]	deformace od vnější síly F_d
Δl_{F_h}	[mm]	deformace od vnější síly F_h
σ_{1_a}	[N.mm ⁻²]	amplitudová složka napětí součástí 1
σ_{1_m}	[N.mm ⁻²]	střední složka napětí součástí 1
S_3	[mm ²]	průřez jádra metrického závitu
σ_c^x	[N.mm ⁻²]	snížená mez únavy
σ_f	[N.mm ⁻²]	fiktivní napětí
R_m	[N.mm ⁻²]	mez pevnosti
k_σ	[1]	dynamická bezpečnost pro namáhání tahem/tlakem
τ	[N.mm ⁻²]	napětí v krutu
W_{k_3}	[mm ³]	modul průřezu v krutu závitového dřívku
k_τ	[1]	bezpečnost pro namáhání krutem
τ_k	[N.mm ⁻²]	mez kluzu ve smyku
k_d	[1]	výsledná dynamická bezpečnost
Q_{1_h}	[N]	maximální síla na součástech 1
σ_{1_h}	[N.mm ⁻²]	maximální napětí na součástech 1
σ_{red}	[N.mm ⁻²]	redukované napětí
α	[1]	součinitel pevnostní hypotézy
k_s	[1]	statická bezpečnost
p_h	[N.mm ⁻²]	tlak vyvozený silou F_h na stykové ploše
p_d	[N.mm ⁻²]	tlak vyvozený silou F_d na stykové ploše
r_i	[mm]	poloměr
q_{0_d}	[N.mm ⁻²]	spojité zatížení od síly F_d vztažené na plochu
R	[N]	reakce

Q	[N]	obecný zátěžný účinek
φ	[rad]	úhel natočení
E^x	[N.mm ⁻²]	zpevněný modul pružnosti v tahu
ν	[1]	Poissonovo číslo
C_{m1}	[mm ⁻¹]	integrační konstanta
C_{1n}	[mm]	integrační konstanta
σ_r	[N.mm ⁻²]	radiální napětí
σ_t	[N.mm ⁻²]	tečné napětí
$\sigma_{1,2,3}$	[N.mm ⁻²]	hlavní napětí
f	[1]	součinitel tření
\bar{p}	[N.mm ⁻²]	tlak od nalisování
F_A	[N]	axiální síla
T	[N]	třecí síla
M_o	[N.mm]	ohybový moment
p_o	[N.mm ⁻²]	tlak vnesený od ohybového momentu
$\sigma_{c_o}^x$	[N.mm ⁻²]	snížená mez únavy
a	[mm]	výška koutového svaru
$\alpha_{\tau_{\perp}}$	[1]	převodní součinitel svarového spoje
σ_D	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí v tahu
$\tau_{D_{\perp}}$	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí svaru ve smyku
τ_{\perp}	[N.mm ⁻²]	smykové napětí kolmé na směr svaru
φ	[1]	dynamický součinitel rázu
τ_H^x	[N.mm ⁻²]	mezní horní napětí
P	[mm]	rozteč metrického závitu
d_2	[mm]	střední průměr metrického závitu
β	[rad]	poloviční úhel profilu metrického závitu
β_n	[rad]	poloviční úhel profilu v normálním řezu
σ_c	[N.mm ⁻²]	mez únavy
ϵ_v	[1]	součinitel velikosti
η_p	[1]	součinitel jakosti povrchu
R_Z	[mm]	zaoblení dna závitu
R_{ZF}	[mm]	fiktivní poloměr drážky v závitu
s^x	[1]	součinitel pevnostní hypotézy
ρ^x	[mm]	materiálová konstanta

1 Úvod

Téma diplomové práce bylo zadáno společností ZVVZ MACHINERY ve spolupráci s ústavem konstruování a částí strojů FS ČVUT v Praze. Společnost ZVVZ MACHINERY se zabývá návrhem a výrobou celků v oblasti vzduchotechniky. Úkolem této práce je provést kontrolu a návrh alternativního řešení ovládacího táhla hydraulického válce a uchycení hydraulického válce ke konstrukci ventilátoru. Tyto strojní díly jsou součástí axiálního přetlakového ventilátoru. Při kontrole a návrhu alternativního řešení má být kladen důraz na cyklické namáhání a deformace. V následujících odstavcích bude vypracovaná rešerše na téma únavové pevnosti a životnosti.

2 Dynamická pevnost a životnost

Problematika pevnosti a životnosti strojních součástí je velice obsáhlá, proto bude následující text vymezen jen na základní poznatky způsobu navrhování požadované životnosti strojní součásti. Strojní součásti lze v konstrukci rozdělit z hlediska funkce a bezpečného dimenzování na

- primární,
- sekundární.

V případě poruchy sekundárních součástí nedochází k ohrožení bezpečnosti ani funkčnosti zařízení. Při poruše primární části konstrukce dochází k částečnému nebo úplnému porušení funkce zařízení. Tyto poruchy rozděluje [1] do dvou skupin:

- a) části, které v případě porušení neohrožují bezpečnost provozu ani lidské životy,
- b) části, které v případě porušení ohrožují bezpečnost nebo mohou způsobit katastrofický následek.

V případě skupiny b) je třeba poruchu součástí, během projektované životnosti, téměř vyloučit. To znamená minimalizovat pravděpodobnost poruchy.

Pod pojmem dynamická pevnost, se v tomto textu rozumí pevnostní odezva materiálu na časově proměnné vnější zatížení součástí, ale i dynamické zatížení způsobené setrvačnými účinky.

[1] [2]

2.1 Mezní stavy únosnosti

Mezní stav únosnosti je ztráta schopnosti konstrukce plnit funkci, pro kterou byla určena. Tuto schopnost posuzují kritéria mezních stavů vždy pro nejnepríznivější přípustné zatížení po celou dobu projektované životnosti. Mezní stavy z pohledu funkčnosti jsou:

- statická pevnost,
- plastické přetvoření,
- stabilita (vzpěr),
- tečení za vysokých teplot (creep),
- dynamická odezva – vynucené kmitání,
- křehký lom,

- únava – nízkocyklová, vysokocyklová,
- opotřebení a koroze.

Únava materiálu je jeden z nejdůležitějších mezních stavů. Většina poruch strojních součástí je způsobena tímto jevem, proto se další text vymezí na problematiku únavy materiálu.

[2]

2.2 Filozofie dimenzování na únavu

Při dimenzování se užívá těchto přístupů: na časovanou pevnost *safe – life*, *fail – safe* nebo *damage tolerance* a na trvalou pevnost.

Safe – life, neboli dimenzování na bezpečný únavový život. Při tomto dimenzování, nesmí během životnosti vzniknout únavová porucha součástí. Takto se navrhuje součásti, které za provozu nelze pravidelně kontrolovat nebo součásti, které by v případě porušení zapříčinily ztrátu bezpečnosti provozu.

Fail – safe, neboli bezpečný i při poruše. Při tomto dimenzování se připouští vznik poruch, které náhle neohroží bezpečnost a funkčnost konstrukce. Podmínkou je, že v případě poruchy části konstrukce bude zařízení schopné plnit svojí funkci tak dlouho, jak bude potřeba. To znamená, že zbylá část konstrukce musí být schopna přenášet plné provozní zatížení.

Damage tolerance, neboli konstrukce s přípustným poškozením. Jsou připuštěny poruchy, jako únavové makrotrhliny, lomy spojovacích prvků (šrouby, nýty,...). Musí být ovšem zavedena taková opatření, která zajistí jejich včasné zjištění a zabrání tak jejich rožšíření, které by způsobilo závažnou („katastrofickou“) poruchu. Tyto opatření spočívají v pravidelných prohlídkách, při kterých se aplikují metody k odhalení poruch. Takto se minimalizuje pravděpodobnost poruchy konstrukce v intervalu mezi prohlídkami.

Dimenzování součástí na mez únavy je nejstarším postupem navrhování. Součást se dimenzuje s určitou bezpečností pod mez únavy, tedy na trvalou pevnost. Schématicky je způsob dimenzování naznačen na obr. 2.1.

Každý z těchto přístupů pracuje při návrhu se základními faktory, které ve vzájemné interakci ovlivňují únavovou pevnost, jsou to: materiál, tvar, provozní zatížení a technologie a provoz.

[1][2]

2.2.1 Materiál

Z různých měření se získávají materiálové hodnoty (tahová zkouška). Dále se získávají pevnostní, cyklické a lomové vlastnosti materiálu. Všechny tyto charakteristiky materiálu, byly zjištěny při zkouškách, na zkušebním vzorku, za určitých podmínek (teplota, způsob zatěžování, tvar zkoušeného prvku, atd.). Z toho vyplývá, že při návrhu součásti se tyto faktory musejí zohlednit.

[1]

2.2.2 Tvar

„Tvarem součásti, jeho okrajovými podmínkami (uložením), způsobem zatížení a elastickými konstantami materiálu je určeno rozložení napětí v součásti v elastickém stavu.“

[1] Toto je při návrhu součásti důležité respektovat.

[1]

2.2.3 Provozní zatížení

Provozní zatížení definuje tzv. spektrum zatížení. Spektra zatížení se odvozují ze záznamu provozních zatížení, které bývají tvořeny za různých podmínek. Záznam provozních zatížení by měl zahrnovat zatížení, které bude typické při provozu zařízení. Rozhodující vliv na únavu má druh namáhání, typ kmitů a jejich časová skladba.

[1] [2]

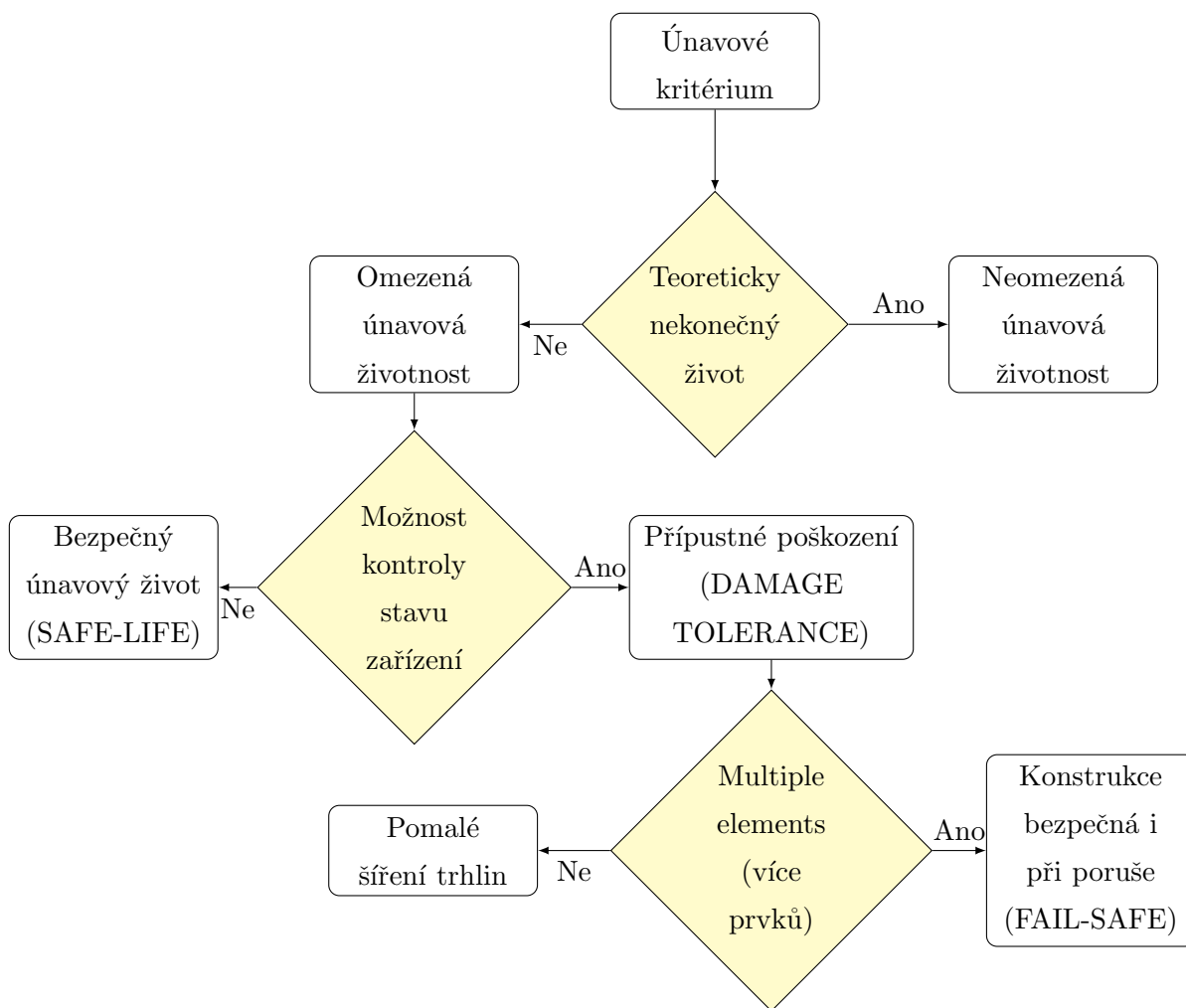
2.2.4 Technologie a provoz

Zásadní vliv na únavu má technologie výroby a interakce součásti s provozními podmínkami, která se odehrává zejména na povrchu součásti. Při různých druzích namáhání (ohyb, krut) se dosahuje nejvyšší hodnoty napětí právě na povrchu. Proto má kvalita povrchu zásadní vliv na iniciaci trhlin.

[1]

2.3 Metody predikce životnosti

Stanovení predikce životnosti je obtížný úkol. Odhad životnosti reálných strojních dílů závisí na mnoha aspektech, jak již bylo zmíněno v předchozích odstavcích. Základní problém spočívá v tom, že predikovat životnost součásti lze dokázat poměrně přesně, ale jen v laboratorních podmínkách a pro přesně vymezené předpoklady, jako jsou např. deterministický průběh zatížení, používání základních tvarů zkušebních těles. V praxi



Obrázek 2.1: Strukturovaný diagram dimenzování na únavu

vstupuje do konstrukce celá řada dalších vlivů, např. neznalost zatížení, neznalost kritické velikosti trhlin nebo fluktuace materiálových vlastností.

Z předchozích odstavců je patrné, že výpočtový model bude poměrně složitý a musí být schopen zohlednit i další vlivy, které vstupují do únavového procesu, např. vliv historie zatěžování, zohlednění koncentrace napětí nebo zohlednění vlivu rozměru tělesa. Nejčastěji užívané postupy k určení predikce životnosti jsou tyto:

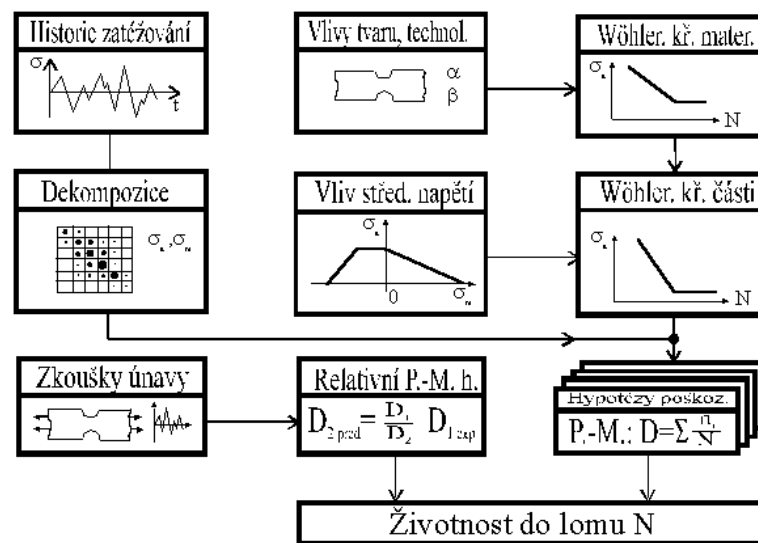
- NSA - Nominal Stress Approach, neboli přístup pomocí nominálních napětí,
- LESA - Local Elastic Stress Approach, neboli přístup pomocí lokálních elastických napětí,
- LPSA - Local Plastic Stress and Strain Approach, neboli přístup pomocí lokálních elasticko-plastických napětí a deformací,
- FMA - Fracture Mechanics Approach, neboli přístup využívající lomové mechaniky.

Nyní bude každý z přístupů krátce charakterizován.

[1]

2.3.1 Přístup predikce přes nominální napětí (NSA)

Jedná se o nejstarší způsob navrhování konstrukcí na únavu. Tento způsob se používá při navrhování na trvalou i omezenou životnost. Špičky napětí ve vrubech jsou vztahovány k hodnotám nominálního napětí. Lze využít rozsáhlou databázi podkladů o účincích a vlivů vrubů na napjatost, ale i informace o únavové odolnosti těles s vruby. Tyto podklady lze rozšířit o výsledky z MKP analýzy. Výsledkem tohoto přístupu je životnost do poruchy součástí. Pro návrh metodou NSA jsou potřebné tyto vstupní údaje.

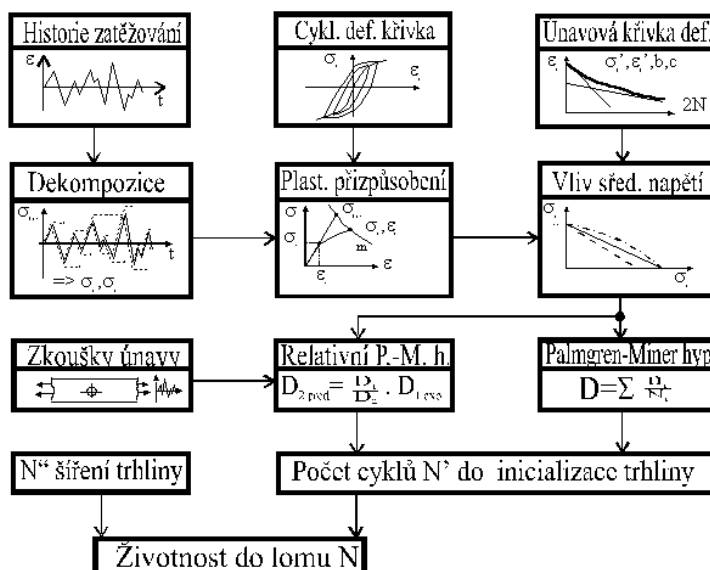


Obrázek 2.2: Schéma navrhování přístupem NSA [1]

- Časový průběh napětí v kritickém místě součásti zpracovaný dekompozicí signálu. Přičemž způsob dekompozice ovlivňuje výsledky odhadované životnosti. Nejreálnější výsledky dává metoda stékání deště, neboli rain flow method.
- Únavová křivka napětí (Wöhlerova křivka, S-N křivka) odvozená či získaná ze zkoušek pro kritické místo dimenzované součásti. V technické praxi bývá křivka odvozována z Wöhlerových křivek pro vrubovaná či hladká zkušební tělesa.
- „Haighův nebo Smithův diagram pro korekci křivek únavy na střední napětí nebo některý ze vztahů pro vyjádření ekvivalentní amplitudy napětí“. [1]
- Korekční faktory: α (součinitel koncentrace lokálních elastických napětí), β (součinitel koncentrace napětí), atd.. Podle Thuma je

$$\beta = 1 + (\alpha - 1)q. \quad (2.1)$$

neurčuje v nominálním průřezu, ale přímo ve vrubu.



Obrázek 2.4: Schéma navrhování přístupem LPSA [1]

Potřebné údaje pro výpočet metodou LPSA jsou:

- Historie zatěžování, která je daná časovou posloupností jednotlivých extrémů zatížení, které působí na danou konstrukci. Tato posloupnost se dále dekomponuje na spektra zatížení např. metodou stékání deště.
- Oproti předchozím přístupům jsou zde únavové vlastnosti použitého materiálu charakterizovány únavovou křivkou deformace (Mansonovy-Coffinovy křivky) pro zatěžování s řízenou amplitudou poměrné deformace.
- Pokud není k dispozici křivka únavové deformace, tak lze použít závislost mezi napětím a deformací při cyklickém namáhání. Tuto závislost dává cyklická deformační křivka, která je daná spojnicí vrcholů saturovaných hysterezních smyček.

Výhodné jsou přepočty fiktivní elastické napjatosti na elastoplastickou. K tomu lze využít např. Neuberovo pravidlo, princip ekvivalentní energie, atd.. K odhadu životnosti se nejčastěji používá lineární kumulace únavového poškození s lineárním průběhem. Výsledkem této metody je životnost do vzniku makrodefektu.

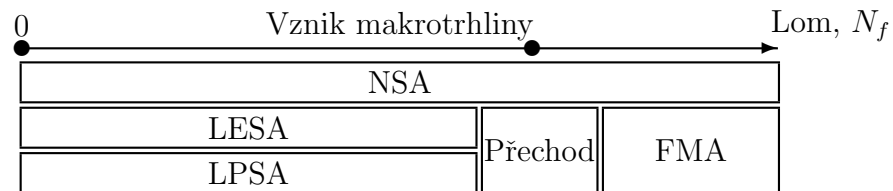
[1]

2.3.4 Přístup využívající lomové mechaniky (FMA)

Šíření únavových trhlin je spojeno s dynamickým zatěžováním strojních dílů. Mikrotrhliny se v materiálu vlivem únavového porušování propojují tak dlouho až vznikne dominantní magistrální trhlina, která má za následek závěrečné porušení. Vznik makrotrhlin začíná

přibližně v době, kdy mikrotrhlíčky dosáhnou velikosti zrna struktury materiálu.

Metoda FMA se aplikuje až v momentě vzniku makrotrhlíčky. Představu o aplikaci metod predikce životnosti v závislosti na cyklech zatěžování (velikosti trhlíčky), dává následující obr. 2.5, z obr. vyplývá že LESA a LPSA jsou platné až do vzniku makrotrhlíčky. Naproti tomu FMA je platná až od vzniku makrotrhlíčky. Mezi LESA, LPSA a FMA existuje přechod, který není úplně jednoznačný.



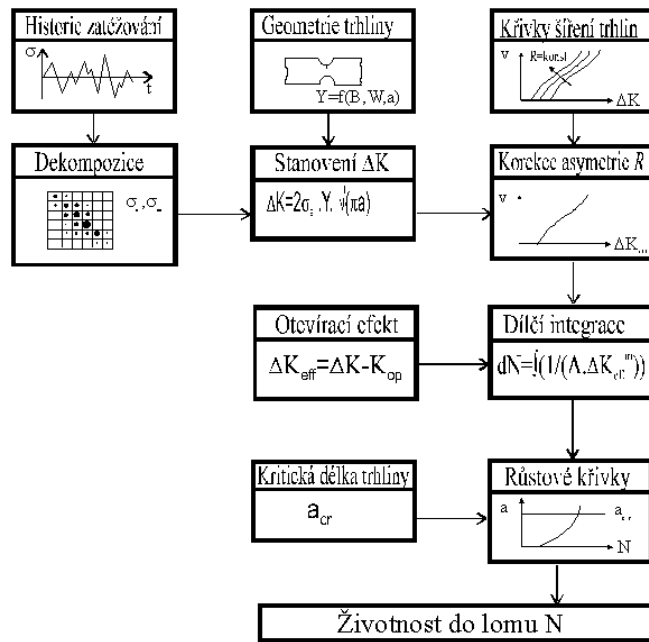
Obrázek 2.5: Platnost lokálních metod predikce životnosti

Pro řešení predikce životnosti přes FMA jsou potřebné tyto vstupní údaje:

- Průběh nominálního napětí v závislosti na čase. Poté je průběh zpracován např. metodou stékání deště.
- Křivky šíření trhlíčky na zkušebních vzorcích pro danou nesouměrnost kmitu (Parisovy křivky šíření). Jedná se o závislost mezi rozkmitem faktoru intenzity napětí K a rychlostí šíření trhlíčky v .

Modelové výsledky se přenesou na kritické místo trhlíčky v závislosti na konkrétní konfiguraci trhlíčky v součásti. To zajistí korekční funkce Y . Opět se nesmí zanedbat faktory jako např. vliv středního napětí kmitu, vliv geometrie součásti nebo vliv prostředí.

Celková životnost součásti je dána predikcí životnosti šíření trhlíčky a počtem kmitů potřebných pro vznik trhlíčky. Tento počet kmitů lze zjistit např. metodou LESA či LPSA. Schéma návrhu naznačuje obr. 2.6.

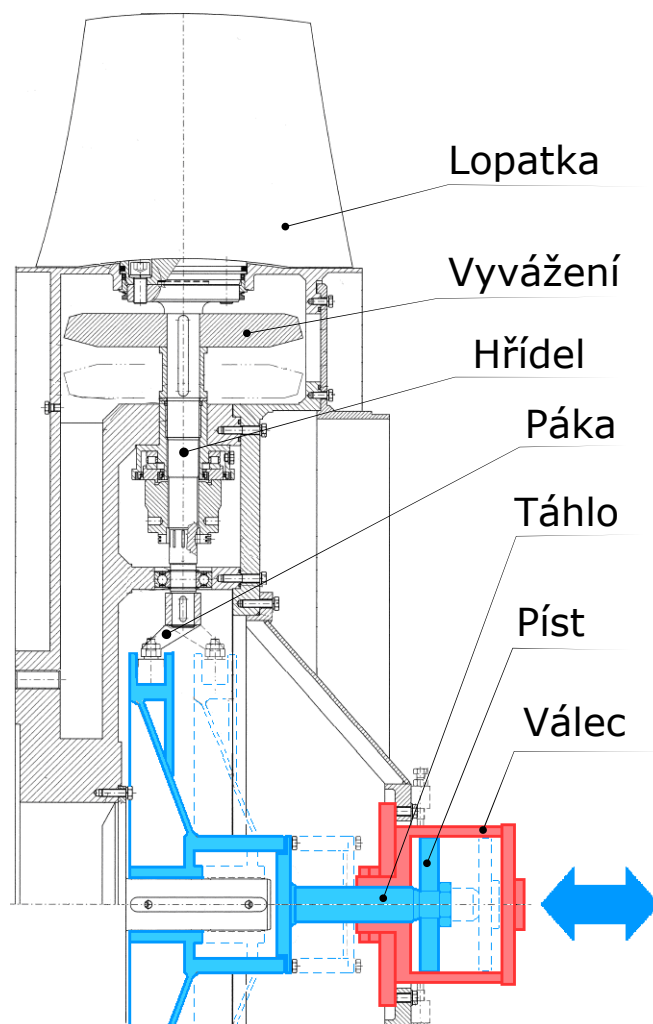


Obrázek 2.6: Schéma navrhování přístupem FMA [1]

[1]

3 Kontrola stávajícího řešení

Úkolem následující kapitoly bude provést deformační a pevnostní kontrolu stávajícího řešení sestavy hydraulického válce pro mechanismus natáčení lopatek oběžného kola za chodu axiálního přetlakového ventilátoru. Společnost ZVVZ dosud používá variantu nepohyblivého tělesa válce a pohyblivého pístu s táhlem viz obr. 3.1.



Obrázek 3.1: Varinta ovládnání natáčení lopatek pohyblivým pístem

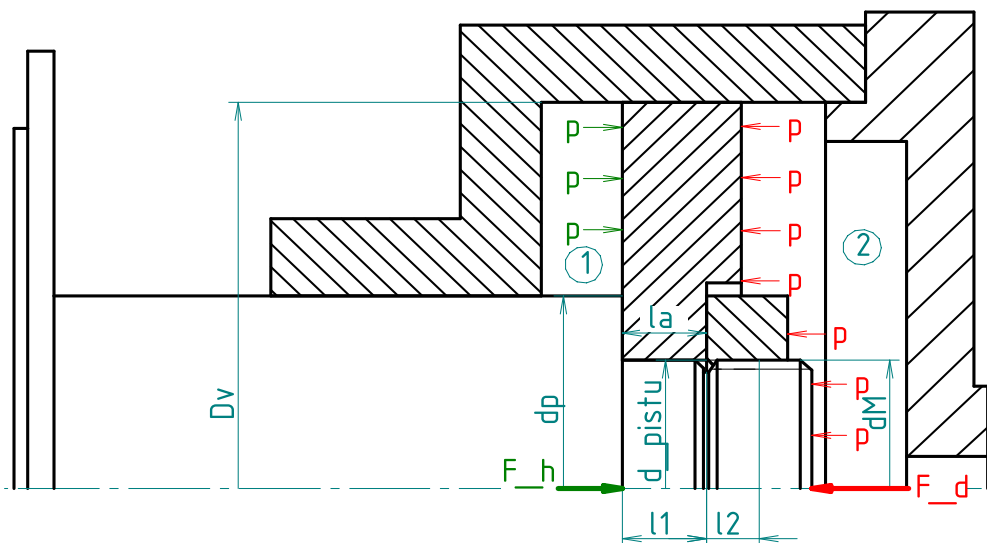
Způsob natáčení lopatek dokládá obr. 3.1 a následující odstavec. Hydraulický olej je přiváděn čerpadlem do prostoru mezi válec a píst vyvrtanými kanálky ve válci. Přivedený olej působí tlakem na plochu pístu a tím uvádí táhlo do přímočarého pohybu. Přímocaráy pohyb táhla je převáděn na natáčivý pohyb lopatek za pomoci páky, která je neotočně připojena na hřídel. Pro snížení deviačního momentu lopatky za chodu ventilátoru je na hřídel připevněno vyvážení.

Z funkce mechanismu lze odvodit i způsoby namáhání jednotlivých součástí. Jedním z úkolů práce je provést pro válec a táhlo v obr. 3.1 pevnostní a deformační kontrolu a

to zejména s ohledem na únavovou životnost. Z požadavku na poměrně časté natáčení lopatek pulzuje olej na obou stranách pístu. V důsledku nerovnosti obsahu ploch na pístové a pístnicové straně pístu vzniká nesouměrně střídavý cyklus zatížení. Výkres táhla je uveden v příloze viz obr. A.1.

3.1 Rozbor zatížení působících na táhlo

Táhlo je zatížené tlakem hydraulického oleje. Při natáčení lopatek v jednom smyslu je táhlo natahované a při natáčení v opačném smyslu je táhlo tlačené. Dále je do táhla vnášeno předpětí od šroubového spoje, pomocí kterého je na táhlo připevněn píst. Pro dosažení předpětí se musí spoj dotáhnout požadovaným utahovacím momentem, proto je spoj namáhán i krutem. Takto je táhlo zatíženo v místě šroubového spoje až po osazení táhla, o které se dotýká píst. Od tohoto osazení nebude dál táhlo ovlivněno předpětím, ale bude zatíženo jen vnějším zatížením od tlaku oleje. Dalším zatížením, kterým je namáháno táhlo, je ohybový moment na konci přírubového zakončení táhla. Vliv tohoto momentu bude rozebrán v následujících kapitolách. Kontrola táhla bude provedena na základě materiálových, rozměrových a provozních parametrů poskytnutých od ZVVZ. Kontrola předpokládá, že táhlo bylo dimenzováno na nekonečnou životnost.



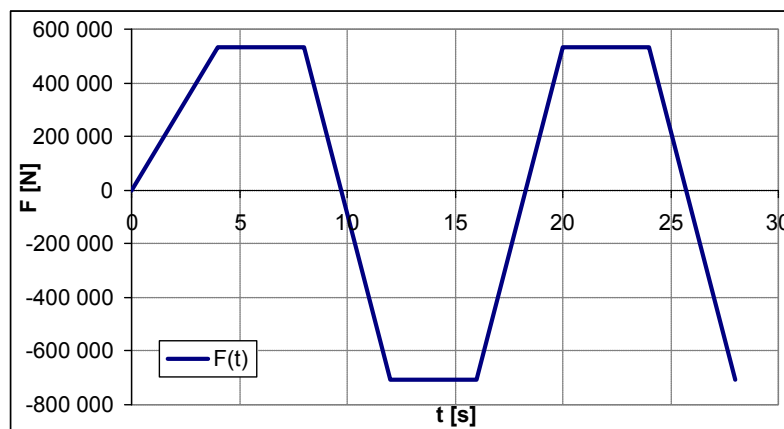
Obrázek 3.2: Rozměry táhla a pístu

Vnější zátěžné síly F_h a F_d se vypočítají z rovnic (3.1) a (3.2). Indexem h je značena vnější síla, která natahuje táhlo a je způsobená tlakem hydraulického oleje. Indexem d je značena vnější síla, která tlačí táhlo.

$$F_h = p_{max} S_1 = p_{max} \frac{\pi}{4} (D_v^2 - d_p^2) = 10 \frac{\pi}{4} (300^2 - 150^2) = 530\,144 \text{ N.} \quad (3.1)$$

$$F_d = p_{max} S_2 = p_{max} \frac{\pi D_v^2}{4} = 10 \frac{\pi 300^2}{4} = -706\,858 \text{ N.} \quad (3.2)$$

Z požadavku na natočení lopatky o 6° během 4s, byl vytvořen fiktivní cyklus zatížení táhla od vnější síly. Průběh fiktivního zatížení táhla v čase ukazuje obr. 3.3. Z průběhu zatížení vyplývá, že se jedná o nesouměrné střídavé nízkocyklové zatížení.



Obrázek 3.3: Fiktivní cyklus zatížení táhla vnější silou

3.1.1 Dynamická kontrola předepjatého šroubového spoje

Z předepsaného utahovacího momentu M_U , kterým se předepíná šroubový spoj, se vypočítá předpětí Q_0 . Všechny doplňující výpočty pro tuto kapitolu jsou uvedeny v příloze A.

$$M_U = Q_0 \frac{d_2}{2} \tan(\gamma + \varphi') \quad (3.3)$$

$$Q_0 = \frac{2M_U}{d_2 \tan(\gamma + \varphi')} = \frac{2 \cdot 2,2 \cdot 6 \cdot 10^6}{98,701 \tan(0,006 + 0,16)} = 313\,071 \text{ N}. \quad (3.4)$$

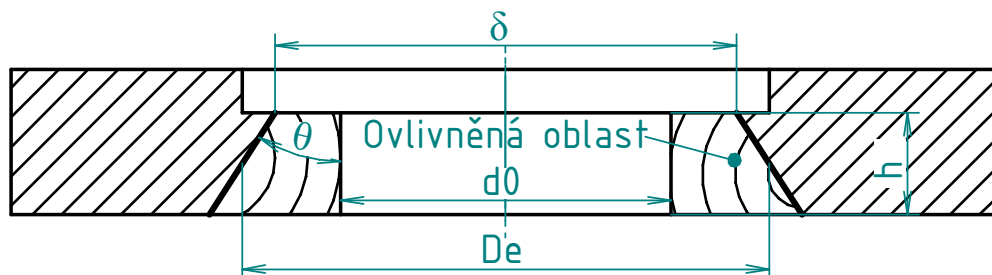
Kontrola předepjatého šroubového spoje bude vyplývat z diagramu $F - \Delta l$, ve kterém bude znázorněna závislost síly na deformaci přitěžovaných a odlehčovaných součástí. Přitěžované součásti mají stejný charakter deformace jak od předpětí Q_0 tak od vnější síly. Naproti tomu odlehčované součásti mají rozdílný charakter deformace od předpětí Q_0 a vnější síly. Z obr. 3.2 vyplývá, že do skupiny přitěžovaných součástí patří táhlo a do skupiny odlehčovaných součástí patří píst. Pro sestrojení diagramu $F - \Delta l$ zbývá určit tuhosti přitěžovaných a odlehčovaných součástí. Celková tuhost přitěžovaných součástí se určí ze vztahu

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{S_i}, \quad (3.5)$$

$$C_1 = E_t \left(\frac{4l_1}{\pi d_3^2} + \frac{4l_2}{\pi d_{pistu}^2} \right)^{-1} = 1,98 \cdot 10^5 \left(\frac{4,35}{\pi 97,546^2} + \frac{4,23,75}{\pi 102^2} \right)^{-1} = 26\,319\,311 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (3.6)$$

Stanovení tuhosti odlehčovaných součástí je komplikovanější. Vychází se z oblasti, která je ovlivněna napjatostí. Tato oblast má tvar komolého kuželu. Konstantu tuhosti sevřené

součásti lze podle [3] vypočítat z rovnice (3.7). Výpočet dokreslují obr. 3.2 a 3.4. Rozměry komolého kužele je možné určit i za pomoci MKP. Konstanty tuhosti významně ovlivní výslednou přesnost výpočtu. Rozměr δ odpovídá průměru matice d_w . Pro matici M100x2 je $d_w = 131,4$ mm.



Obrázek 3.4: Výpočet tuhosti odlehčované součásti

$$C_2 = \frac{\frac{\pi}{4} [(\delta + h \tan \theta)^2 - d_0^2] E_p}{h} = \frac{\frac{\pi}{4} [(131,4 + 38 \tan 0,197)^2 - 102^2] 2,06 \cdot 10^5}{39} = 37\,257\,769 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (3.7)$$

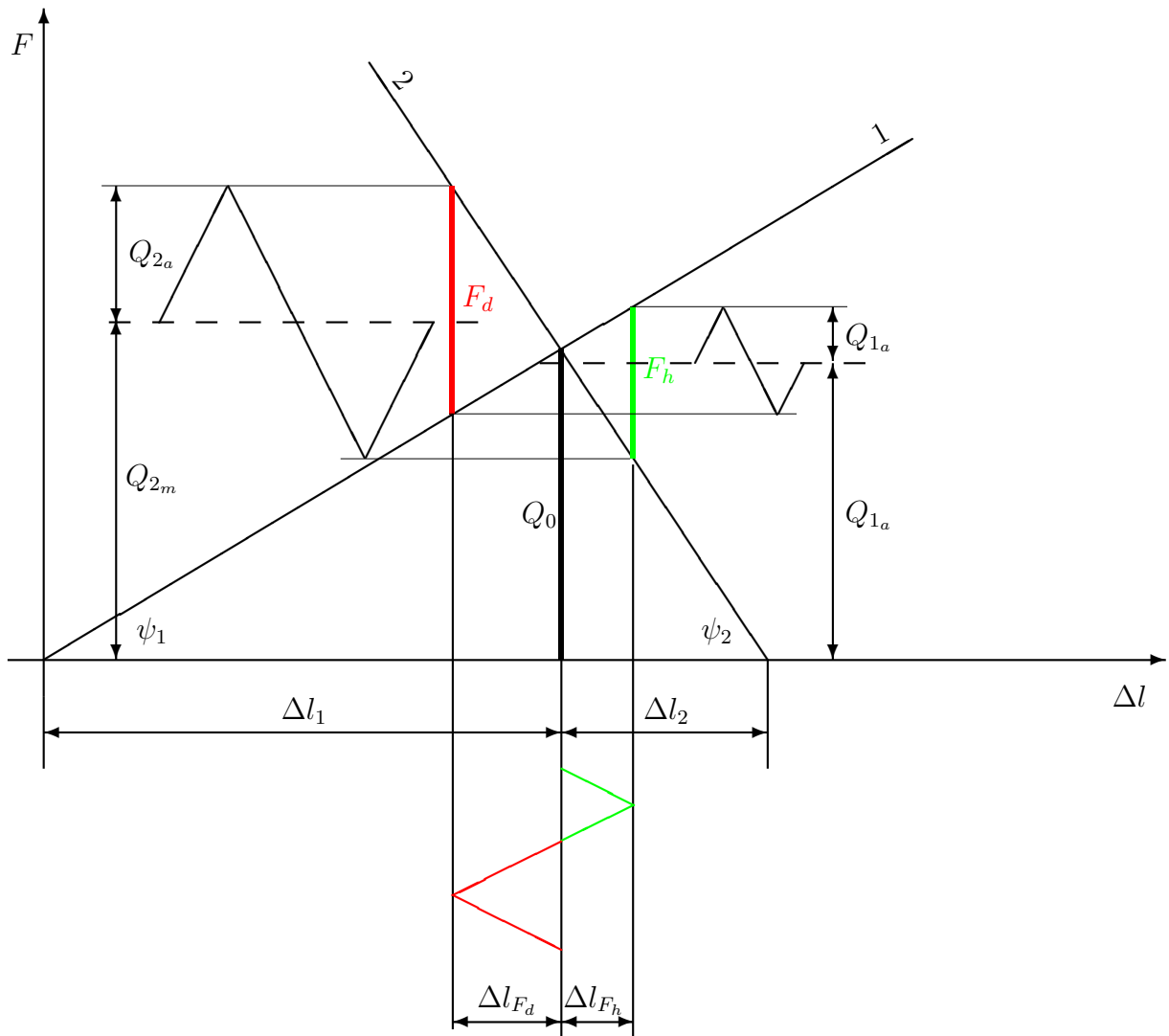
Ze znalosti tuhostí, montážního předpětí a vnější zatěžující síly lze sestavit diagram $F - \Delta l$. V diagramu lze vidět, jak se předepjatý šroubový spoj chová při zatížení vnější silou. Diagram je znázorněn na obr. 3.5. Čára 1 roste pod úhlem ψ_1 z počátku. Tangenta úhlu ψ_1 odpovídá tuhosti přitěžovaných součástí $\tan \psi_1 \cong C_1$. Obdobně čára 2 roste pod úhlem ψ_2 , směr růstu je však opačný oproti čáře 1, protože čára 2 vyjadřuje chování odlehčovaných součástí, které jsou od předpětí Q_0 svírány, tedy zmenšují svůj rozměr. Obdobně platí $\tan \psi_2 \cong C_2$. Diagram na obr. 3.5 je jen schématický. Ve skutečnosti jsou tuhosti C_1 a C_2 natolik velké, že úhly ψ_1 a ψ_2 stoupají pod úhlem, který se blíží 90° . Z diagramu je vidět, že vhodnou volbou tuhostí a předpětí lze měnit velikosti amplitudových a středních složek zatěžujících sil jednotlivých součástí Q_{ia} a Q_{im} .

Z obr. 3.5 lze odvodit výraz pro výpočet amplitudové a střední složky síly zatěžující táhlo.

$$Q_{1a} = \frac{C_1(F_h + F_d)}{2(C_1 + C_2)} = \frac{26\,319\,311(530\,144 + 706\,858)}{2(26\,319\,311 + 37\,257\,769)} = 256\,044 \text{ N}, \quad (3.8)$$

$$Q_{1m} = Q_0 + \frac{C_1(F_h - F_d)}{2(C_1 + C_2)} = 313\,071 + \frac{26\,319\,311(530\,144 - 706\,858)}{2(26\,319\,311 + 37\,257\,769)} = 276\,493 \text{ N}. \quad (3.9)$$

Amplitudová a střední složka síly, zatěžující táhlo, je důležitá pro vyjádření napětí a určení dynamické bezpečnosti pro namáhání tahem/tlakem v Haighově diagramu.

Obrázek 3.5: Diagram $F - \Delta l$

$$\sigma_{1a} = \frac{Q_{1a}}{S_3} = \frac{256\,044}{7473,24} = 34,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (3.10)$$

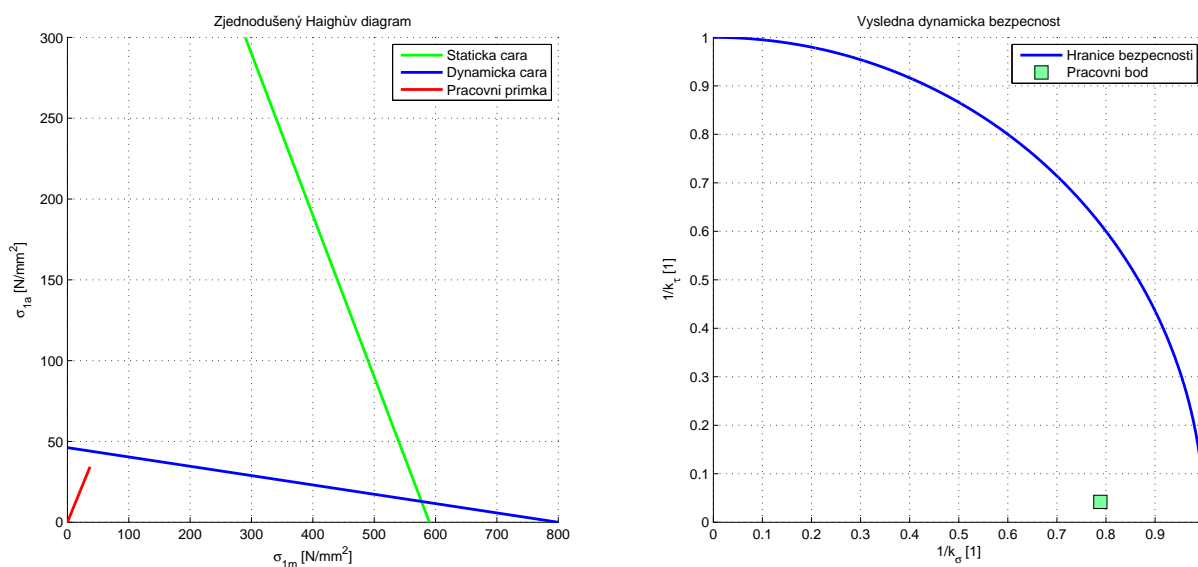
$$\sigma_{1m} = \frac{Q_{1m}}{S_3} = \frac{276\,493}{7473,24} = 37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (3.11)$$

kde $S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{\pi 97,546^2}{4} = 7473,24 \text{ mm}^2$ je průřez jádra závitů M100x2. Ze známých materiálových charakteristik byl sestaven Haighův diagram pro namáhání tah/tlak. Na osu y se v Haighově diagramu vynáší amplituda napětí a na osu x se vynáší střední napětí. Bezpečná oblast je ohraničena čarou dynamické bezpečnosti a čarou statické bezpečnosti. Pro lepší čitelnost obr. 3.6 vlevo je graf oříznut shora. Důležitá pro další vyhodnocení je čára dynamické bezpečnosti, která je pro daný typ namáhání kritičtější. Výsledná bezpečnost se bude počítat podle ní. Čára dynamické bezpečnosti je definována dvěma body $[0, \sigma_c^x]$ a $[\sigma_f, 0]$. Pro případ osového zatěžování je $\sigma_f = R_m$. Táhlo je výkovek z oceli 15 230.3. Čára dynamické bezpečnosti je popsána rovnicí v úsekovém tvaru

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_c^x} + \frac{\sigma_M}{R_m} = 1, \quad (3.12)$$

kde $\sigma_A = k_\sigma \sigma_a$ a $\sigma_M = k_\sigma \sigma_m$. Po dosazení za σ_A a σ_M lze dynamickou bezpečnost od namáhání tahem/tlakem vyjádřit ve tvaru

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c^x R_m}{\sigma_a R_m + \sigma_m \sigma_c^x} = \frac{46,2800}{34,3800 + 37,46,2} = 1,268. \quad (3.13)$$



Obrázek 3.6: Zjednodušený Haighův diagram a graf dynamické bezpečnosti

Šroubový spoj je namáhán krutem od utahovacího momentu. Toto namáhání má statický charakter. Předpokládá se že nedojde k prokluzu v dosedací ploše pod maticí, tedy že dřík táhla je namáhán plným utahovacím momentem. Tento předpoklad je na straně bezpečnosti. Napětí v krutu v dříku táhla se určí podle vztahu (3.14)

$$\tau = \frac{M_U}{W_{k_3}} = \frac{2,6 \cdot 10^6}{182\,246,12} = 14,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (3.14)$$

kde $W_{k_3} = \frac{\pi d_3^3}{16} = \frac{\pi 97,546^3}{16} = 182\,246,12 \text{ mm}^3$ je modul průřezu v krutu závitového dříku táhla. Bezpečnost od namáhání v krutu se určí dle následujícího vztahu

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{340,6}{14,3} = 23,88, \quad (3.15)$$

kde $\tau_k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{590}{\sqrt{3}} = 340,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ je mez kluzu ve smyku. Výsledná dynamická bezpečnost se určí ze vztahu (3.16). Požadovaná dynamická bezpečnost je $k_d > 1,5$.

$$\frac{1}{k_d^2} = \frac{1}{k_\tau^2} + \frac{1}{k_\sigma^2}. \quad (3.16)$$

$$k_d = \sqrt{\frac{k_\tau^2 k_\sigma^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{23,88^2 \cdot 1,268^2}{1,268^2 + 23,88^2}} = 1,266. \quad (3.17)$$

Graficky je dynamická bezpečnost vyjádřena na obr. 3.6 vpravo. Z rovnice (3.17) a obr. 3.6 vyplývá, že předepjaté šroubové spojení táhla a pístu není nadimenzováno na nekonečnou životnost pro zatěžování vnějšími silami, viz rov. (3.1) a (3.2), podle fiktivního cyklu, viz obr. 3.3 s požadovanou životností.

[3] [4] [8]

3.1.2 Statická kontrola předepjatého šroubového spoje

Statická kontrola šroubového spoje táhla s pístem bude provedena pro kritický průřez, tedy průřez jádra šroubu. Toto místo je namáháno krutem od utahovacího momentu M_U a tahem od předpětí Q_0 . Maximální tahová síla se vypočítá podle následujícího vztahu

$$Q_{1h} = Q_{1m} + Q_{1a} = 276\,493,96 + 256\,043,87 = 532\,536,83 \text{ N}. \quad (3.18)$$

Z maximální síly působící na šroub lze vypočítat i maximální tahové napětí

$$\sigma_{1h} = \frac{Q_{1h}}{S_3} = \frac{532\,536,8}{7\,473,24} = 71,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.19)$$

Ze znalosti dílčích složek napětí zatěžujících táhlo v místě šroubového spoje lze vypočítat redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{1h}^2 + (\alpha\tau)^2} = \sqrt{71,3^2 + 3,14 \cdot 3^2} = 75,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (3.20)$$

kde $\alpha = \sqrt{3}$ podle teorie HMM. Výsledná bezpečnost pro kombinované statické namáhání závitového dřívku táhla je

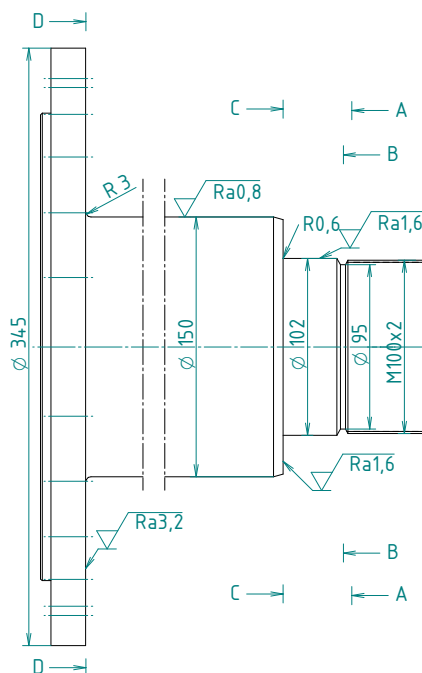
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{590}{75,4} = 7,823. \quad (3.21)$$

Požadovaná statická bezpečnost je $k_s > 1,2$. Správné by bylo provést statickou kontrolu pro namáhání havarijním tlakem $p_{hav.} = 13 \text{ MPa}$. Po přepočtu v el. verzi výpočtu vyšla statická bezpečnost $k_s = 7,04$.

3.1.3 Kontrola na únavu ve vrubech

Pro vruby zobrazené na obr. 3.7 řezy A až D je výpočet snížené meze únavy proveden v el. příloze „Soucinitele vrubu tahlo.xls“. Vrub A je v zaobleném dně 1. nosného závitu táhla. Vrub B je mezi závitem a válcovým osazením. Vrub C je zaoblení R0,6. Předpokládá se, že vruby A, B a C jsou ovlivněné předpětím, a nejkritičtější z nich je vrub A. Tento vrub

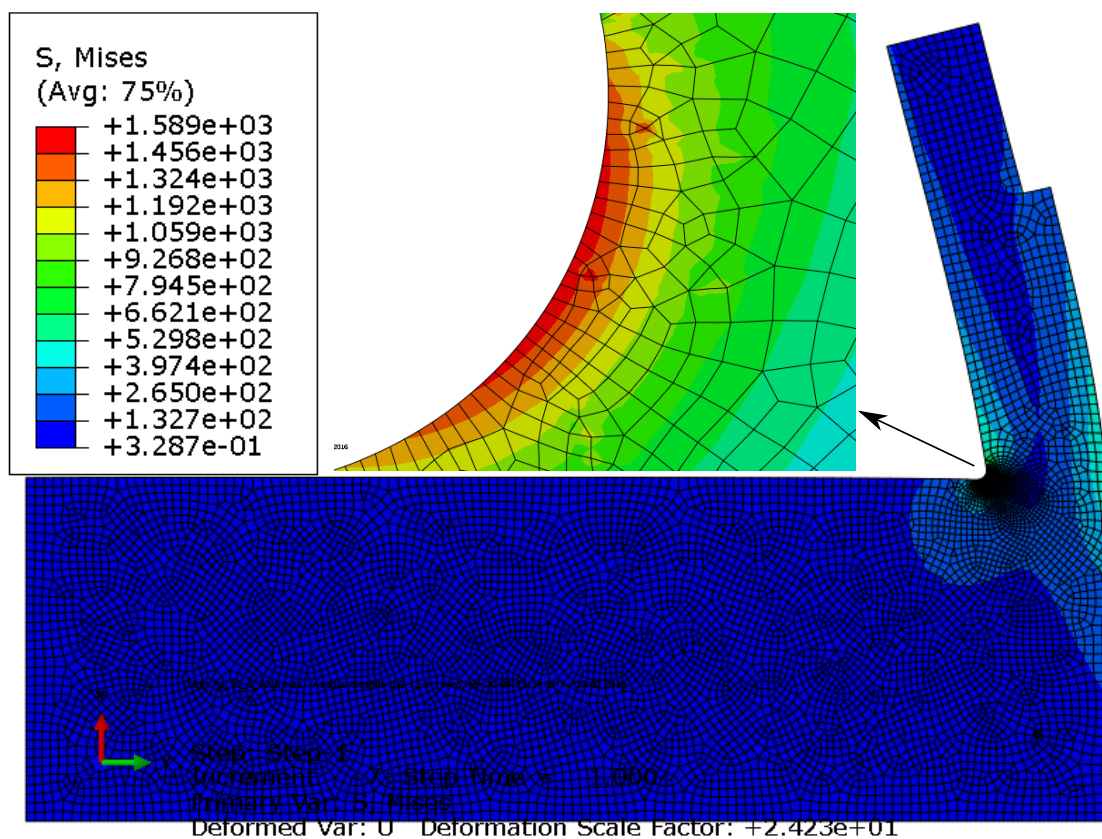
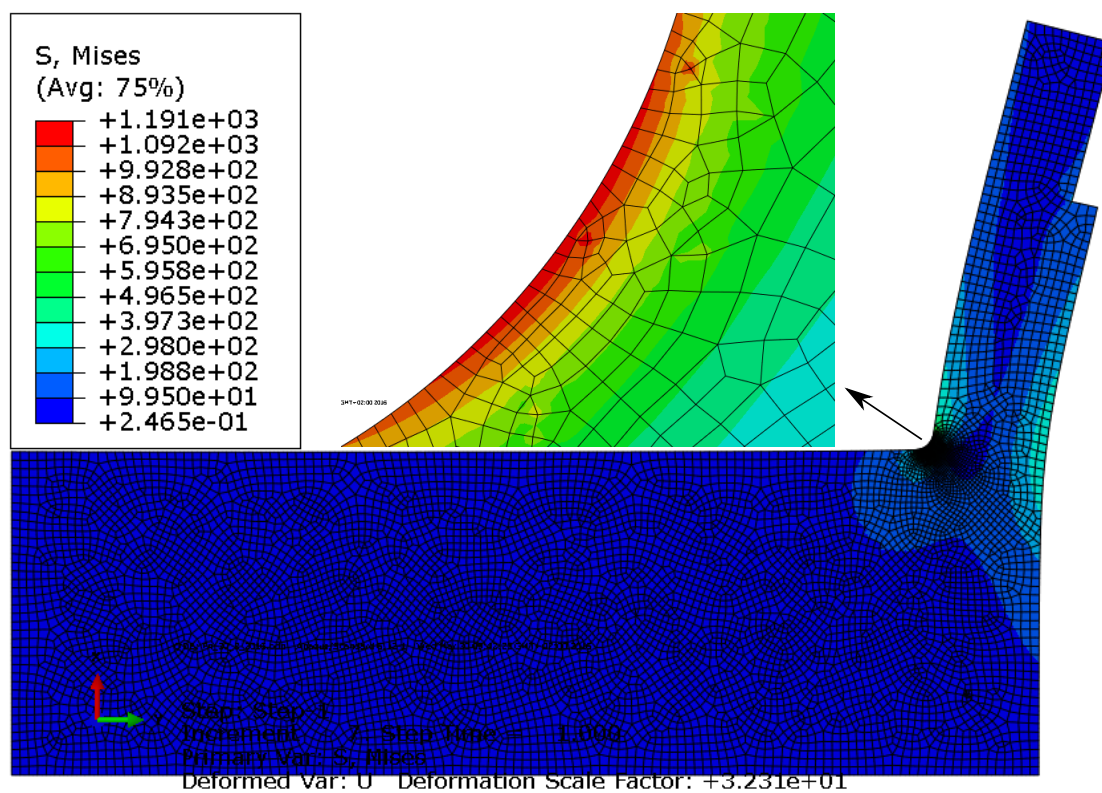
je podrobně vyřešen v kapitole 3.1.1 a v příloze A. Vrub D je zaoblení R3. Jeho namáhání je komplikovanější a bude rozebráno v následujících kapitolách. Nejprve bude provedena statická kontrola v místě D. Pro konečně prvkový výpočet bude uvažováno zaoblení R3, ale při analytickém řešení nebude rádius uvažován.



Obrázek 3.7: Vytýpované koncentrátory na táhle

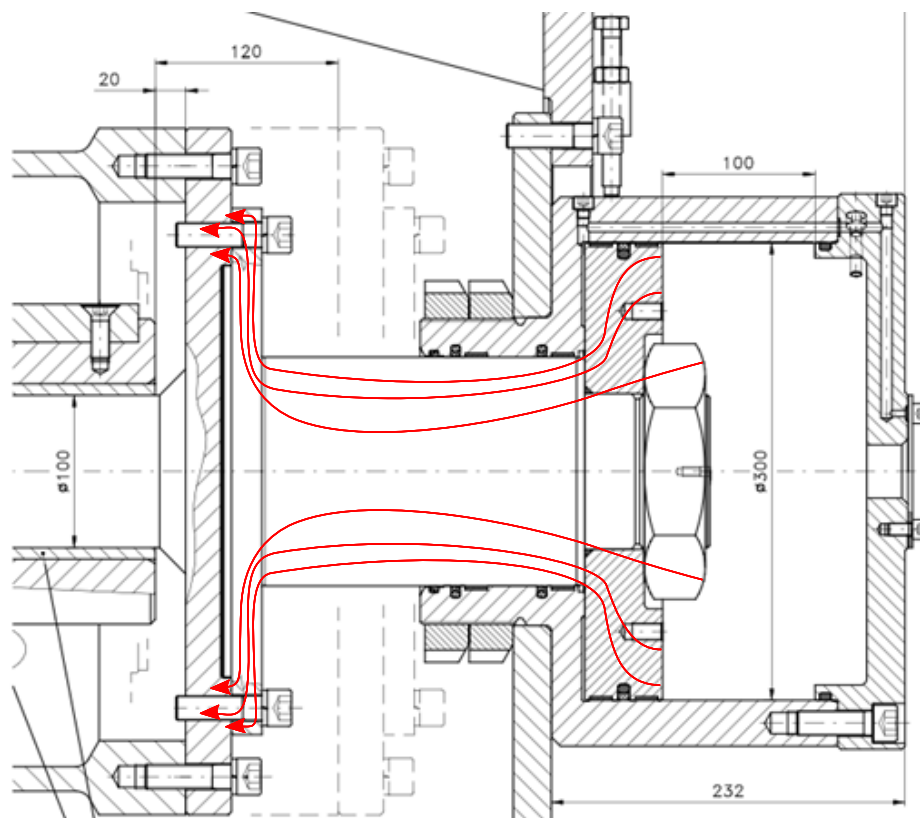
3.1.4 MKP řešení namáhání táhla v místě D

Vrub D, na táhle vytvořený zaoblením R3, je kritické místo součásti. Proto byl pro zjištění napětí ve vrubu vytvořen konečně prvkový model a proveden numerický výpočet MKP. V Abaqusu byl vytvořen výpočtový model, který oproti realitě zanedbal tyto konstrukční prvky: 24 otvorů pro šrouby na přírubovém zakončení táhla a část táhla od osazení, o které se opírá píst. Tyto zjednodušení nebudou mít na výsledné napětí žádný významný vliv. Síla je do táhla rovnoměrně distribuována tlakem $p_h = 14,63$ MPa a $p_d = -19,51$ MPa na plochu mezikruží mezi průměry 270 mm a 345 mm. Takto definovaný zátěžný účinek je blízký reálné situaci ve spoji, protože sousední součást se dotýká táhla právě jen na ploše mezikruží. Táhlo bylo vetknuto za čelní válcovou plochu o průměru 150 mm. Ve vetknutí byly zakázány posuvy i rotace. Model je vysíťován těmito elementy: CAX8R (An 8-node biquadratic axisymmetric quadrilateral, reduced integration) a CAX6M (An 6-node modified axisymmetric triangle, hourglass control). Síť byla vytvořena tak, aby bylo co nejpřesněji vypočteno napětí ve vrubu. Na obr. A.2, A.4 a 3.8 a 3.9 lze vidět rozložení redukovaného napětí v součásti. Maximální napětí je pro oba směry zatížení ve vrubu D vyšší, než je mez pevnosti materiálu součásti. Deformaci táhla ukazují obr. A.3 a A.5. [9]

Obrázek 3.8: Detail rozložení napětí dle HMH ve vrubu od síly F_d Obrázek 3.9: Detail rozložení napětí dle HMH ve vrubu od síly F_h

3.1.5 Analytické řešení namáhání táhla v místě D

Přírubový konec táhla je k sousední součásti připojen pomocí 24 šroubů. Styková plocha mezi přírubovým koncem táhla a sousední součástí je realizována na mezikruží mezi průměry 270 mm a 345 mm. Detailně je způsob připevnění vidět na obr. 3.10. Na obr. 3.10 jsou červenými čarami znázorněny toky silokřivek od pístu k přírubovému zakončení táhla. Síla působí na rameni vzhledem k válcovému dířku táhla. Analyticky lze problém řešit pomocí torie tenkých kruhových desek. Tloušťka desky h_1 je podstatně menší jak její průměr.

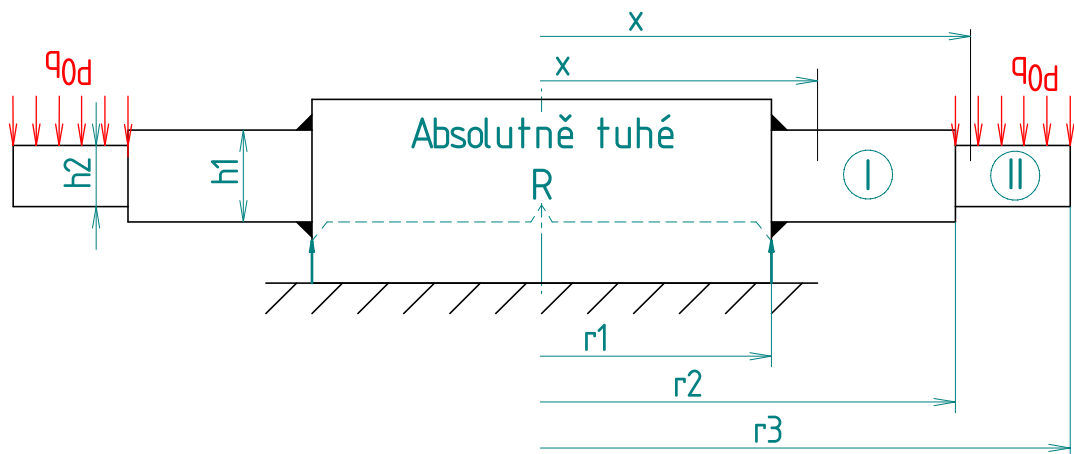


Obrázek 3.10: Uchycení táhla k okolní součásti

Pro analytické řešení byl opět vytvořen výpočtový model viz obr. 3.11. Stejně jako u MKP modelu byly zanedbány otvory pro šrouby, tloušťky desky jsou oproti MKP modelu symetrické i v radiálním směru. Deska je vetknutá za absolutně tuhý sloupek o poloměru $r_1 = 75$ mm. Zátěžný účinek je jako u MKP modelu definován jako spojitě zatížení q_{0d} mezi poloměry $r_1 = 135$ mm a $r_2 = 172,5$ mm.

$$q_{0d} = \frac{F_d}{\pi(r_3^2 - r_2^2)} = \frac{706\,858}{\pi(172,5^2 - 135^2)} = 19,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.22)$$

Analytické řešení bude vzhledem k pracnosti výpočtu provedeno jen pro zatížení od síly F_d , která je vyšší a podle MKP výpočtu od ní vychází i vyšší napětí ve vrubu. Deska je



Obrázek 3.11: Vypočtový model pro analytické řešení

rozdělena na pole I a II. Pro každé z polí lze napsat základní diferenciální rovnici tenké kruhové desky ve staženém tvaru. Pole I: $x \in \langle r_1; r_2 \rangle \wedge Q_I(x) = -R = -q_{0d}\pi(r_3^2 - r_2^2)$.

$$x \left\{ \frac{1}{x} [\varphi(x)x]' \right\}' = \frac{-6Q(x)}{\pi E^x h^3} \Rightarrow x \left\{ \frac{1}{x} [\varphi_I(x)x]' \right\}' = \frac{6R}{\pi E^x h_1^3}. \quad (3.23)$$

Pole II: $x \in \langle r_2; r_3 \rangle \wedge Q_{II}(x) = -R + q_{0d}\pi(x^2 - r_2^2) = q_{0d}\pi(x^2 - r_3^2)$.

$$x \left\{ \frac{1}{x} [\varphi_{II}(x)x]' \right\}' = \frac{6q_{0d}(r_3^2 - x^2)}{E^x h_2^3}. \quad (3.24)$$

Kde $E^x = \frac{E_t}{1-\nu^2}$ je zpevněný modul pružnosti desky. Vyřešením dvou diferenciálních rovnic druhého řádu (3.23) a (3.24) dostaneme průběh funkcí $\varphi_I(x)$ a $\varphi_{II}(x)$.

$$\varphi_I(x) = \frac{3R}{\pi E^x h_1^3} \left(x \ln x - \frac{x}{2} \right) + C_{11} \frac{x}{2} + \frac{C_{12}}{x}, \quad (3.25)$$

$$\varphi_{II}(x) = \frac{3q_{0d}r_3^2}{E^x h_2^3} \left(x \ln x - \frac{x}{2} \right) - \frac{3q_{0d}x^3}{4E^x h_2^3} + C_{21} \frac{x}{2} + \frac{C_{22}}{x}. \quad (3.26)$$

Pro vyřešení integračních konstant C_{11} až C_{22} je zapotřebí sestavit čtyři okrajové podmínky:

- 1) $x = r_1: \varphi_I(r_1) = 0$,
- 2) $x = r_2: \varphi_I(r_2) = \varphi_{II}(r_2)$,
- 3) $x = r_2: \sigma_{rI}(r_2)h_1^2 = \sigma_{rII}(r_2)h_2^2$,
- 4) $x = r_3: \sigma_{rII}(r_3) = 0$.

Konstanty C_{11} až C_{22} dostaneme vyřešením soustavy 4 nelineárních rovnic vyplývajících z okrajových podmínek. Pro usnadnění řešení byly integrační konstanty vyřešeny jen číselně. $C_{11} = -0,002 \text{ mm}^{-1}$, $C_{12} = 1,337 \text{ mm}$, $C_{21} = -0,009 \text{ mm}^{-1}$ a $C_{22} = 6,611 \text{ mm}$. Nyní již

lze vyjádřit průběhy radiálního a tečného napětí v závislosti na poloměru přírubového zakončení táhla. Graficky jsou znázorněny na obr. 3.12.

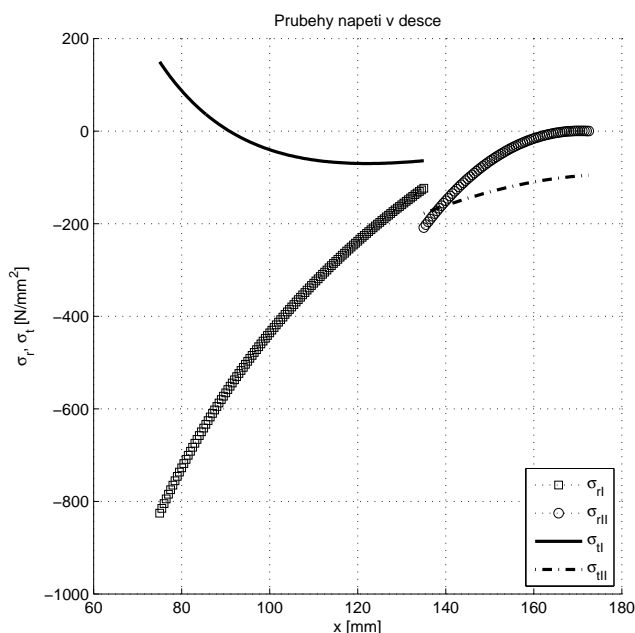
$$\sigma_{rI}(x) = \frac{E^x h_1}{2} \left[Z(\ln x + 0,5) + \frac{C_{11}}{2} - \frac{C_{12}}{x^2} + \nu \left(Z(\ln x - 0,5) + \frac{C_{11}}{2} + \frac{C_{12}}{x^2} \right) \right], \quad (3.27)$$

$$\sigma_{tI}(x) = \frac{E^x h_1}{2} \left[Z(\ln x - 0,5) + \frac{C_{11}}{2} + \frac{C_{12}}{x^2} + \nu \left(Z(\ln x + 0,5) + \frac{C_{11}}{2} - \frac{C_{12}}{x^2} \right) \right], \quad (3.28)$$

$$\sigma_{rII}(x) = \frac{E^x h_2}{2} \left[L(\ln x + 0,5) - \frac{9 q_{0d} x^2}{4 E^x h_2^3} + \frac{C_{21}}{2} - \frac{C_{22}}{x^2} + \nu \left(L(\ln x - 0,5) - \frac{3 q_{0d} x^2}{4 E^x h_2^3} + \frac{C_{21}}{2} + \frac{C_{22}}{x^2} \right) \right], \quad (3.29)$$

$$\sigma_{tII}(x) = \frac{E^x h_2}{2} \left[L(\ln x - 0,5) - \frac{3 q_{0d} x^2}{4 E^x h_2^3} + \frac{C_{21}}{2} + \frac{C_{22}}{x^2} + \nu \left(L(\ln x + 0,5) - \frac{9 q_{0d} x^2}{4 E^x h_2^3} + \frac{C_{21}}{2} - \frac{C_{22}}{x^2} \right) \right], \quad (3.30)$$

kde $Z = \frac{3R}{\pi E^x h_1^3}$ a $L = \frac{3q_{0d} r_3^2}{E^x h_2^3}$.



Obrázek 3.12: Průběh tečného a radiálního napětí v přírubovém zakončení táhla

Z obr. 3.12 vyplývá, že maximální napětí vzniká na poloměru r_1 , tedy v místě zaoblení R3. Pro porovnání s MKP výpočtem bude nyní vypočteno redukované napětí podle hypotézy HMH za předpokladu, že $\sigma_1 = 0$, $\sigma_2 = \sigma_{tI}(r_1)$, $\sigma_3 = \sigma_{rI}(r_1)$.

$$\sigma_{red}(r_1) = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} =$$

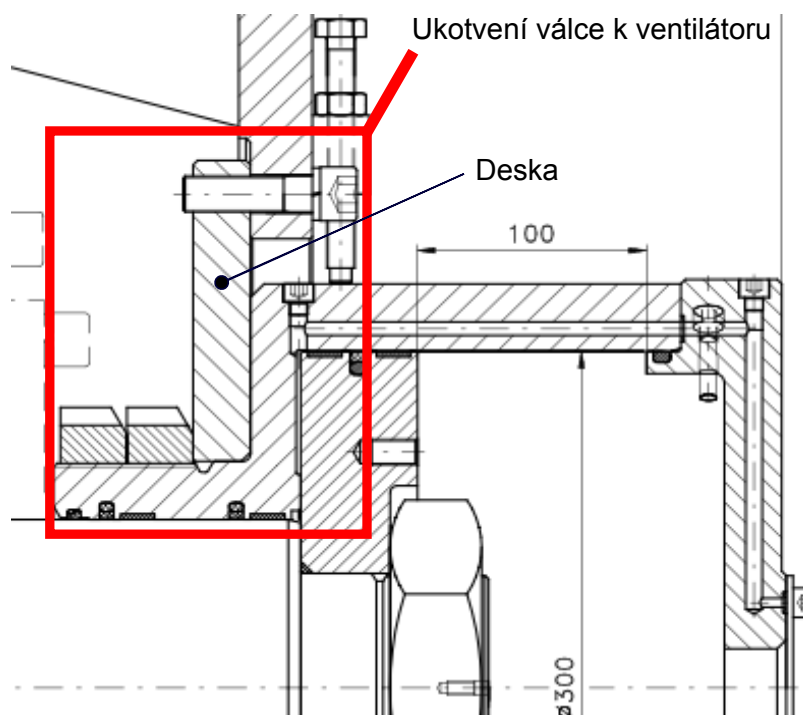
$$\frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(0 - 149,8)^2 + (149,8 - (-825,5))^2 + (-825,5 - 0)^2} = 909,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.31)$$

Výsledné redukované napětí σ_{red} na poloměru r_1 je vyšší než mez pevnosti materiálu táhla $R_m = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ jak pro výpočet metodou konečných prvků tak při analytickém výpočtu. Další kontrola na dynamické namáhání je proto zbytečná.

[10]

3.2 Pevnostní a deformační kontrola uložení hydraulického válce

Požadavkem podniku je provést pevnostní a deformační kontrolu v místě uchycení hydraulického válce k oběžnému kolu ventilátoru. Za provozu dochází v tomto místě k velkým deformacím. K hydraulickému válci je pomocí dvou kruhových matic se zářezy KM 40 přitlačovaná kruhová deska, která je k oběžnému kolu ventilátoru připevněna šrouby. Pro úplnost je třeba dodat, že se hydraulický válec otáčí společně s oběžným kolem ventilátoru. Detail uchycení ukazuje obr. 3.13.



Obrázek 3.13: Stávající uložení hydroválece k oběžnému kolu ventilátoru

Uložení zachytává sílu od tlaku hydraulického oleje, který pulzuje po obou stranách pístu. Pokud je olej veden na pístovou stranu válce, tak má válec tendenci se od desky odtrhnout silou F_d a naopak pokud je olej veden na pístnicovou stranu válce má válec tendenci se vtlačovat do desky silou F_h .

3.2.1 MKP kontrola uložení hydraulického válce

V programu Abaqus byl vytvořen zjednodušený výpočtový model skládající se ze dvou základních součástí. První součást představuje těleso válce a druhá součást představuje desku, která uchycuje hydraulický válec k oběžnému kolu ventilátoru. Z konstrukčního hlediska má výpočtový model následující zjednodušení. Reálné KM matice jsou zde modelovány jako jedno těleso společně s válcem, toto zjednodušení se blíží reálné situaci, protože matice jsou předejmuté vůči tělesu válce. Dále neobsahuje výpočtový model zaoblení, zkosení, drážku za závitem a drážky pro stírací a těsnící kroužky, otvory pro šrouby, kanálky pro přívod hydraulického oleje atd.. V důsledku těchto zjednodušení budou reálné deformace nepatrně větší. Víko válce je rovněž modelované jako jedna součást společně s válcem. Ve skutečnosti je víko k válci připevněné několika šrouby. Tento předpoklad také významně neovlivní výsledky výpočtu.

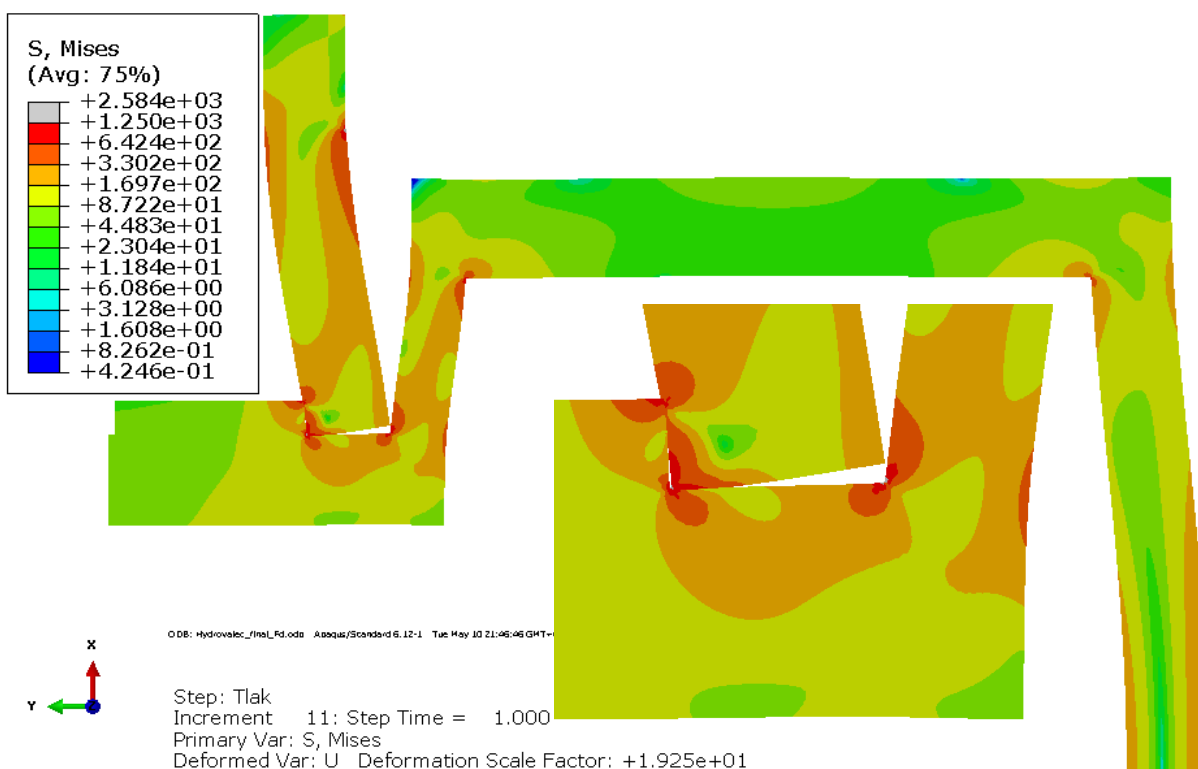
Celá sestava je symetrická podle osy hydraulického válce, proto lze výpočtový model vytvořit jako axisymmetric. Výpočet je proveden pro zatížení havarijním tlakem hydraulického oleje $p = 13 \text{ MPa}$, který působí na víko a válcovou plochu válce. U víka je zanedbán otvor pro přívod hydraulického oleje. Ve skutečnosti působí tlak na menší plochu, deformace víka jsou proto v reálu menší. Pro druhou variantu zatížení, kdy tlak oleje působí na dno válce a válcovou plochu válce, jsou výsledky zobrazeny v příloze. Kritičtější je však varianta, když nastane havarijní tlak na pístové straně. Tyto stavy mohou nastat při zaseknutí lopatek. Předpětí vytvořené dotažením matice k desce je uměle zavedeno do desky přes plochu odpovídající stykové ploše KM matice s deskou. $Q_0 = 313\,000 \text{ N} \rightarrow p = 44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Deska je vetknutá za plochu mezikruží, která odpovídá situaci dle obr. 3.13. Ve skutečnosti by v místě vetknutí docházelo vlivem poddajnosti sousední součásti k částečným posuvům a natočením. Materiálové parametry modelovaných součástí jsou $E = 210 \text{ GPa}$ a $\nu = 0,3$.

Ve výpočtovém modelu je zadefinován kontakt ploch mezi deskou a válcem na čelní válcové ploše, mezi deskou a válcem na válcové ploše a mezi deskou a KM maticí na čelní válcové ploše. Všechny kontakty jsou definovány diskretizační metodou „*Surface to Surface*.“ Pro všechny kontakty je zjednodušeně volen stejný součinitel tření $f = 0,2$. Oba zjednodušené díly jsou vysítovány těmito elementy: CAX8R: An 8-node biquadratic axisymmetric quadrilateral, reduced integration. Globální velikost elementu je 1 mm. Výsledky výpočtu ukazují obr. 3.14 a 3.16.

Špička napětí je v místě vetknutí desky. Reálně by zde špička napětí nebyla, protože sousední součást, ke které je deska přišroubována, má jistou poddajnost a umožnila by desce posun a natočení. V důsledku toho je vypnuté zobrazení špičky napětí v legendě.

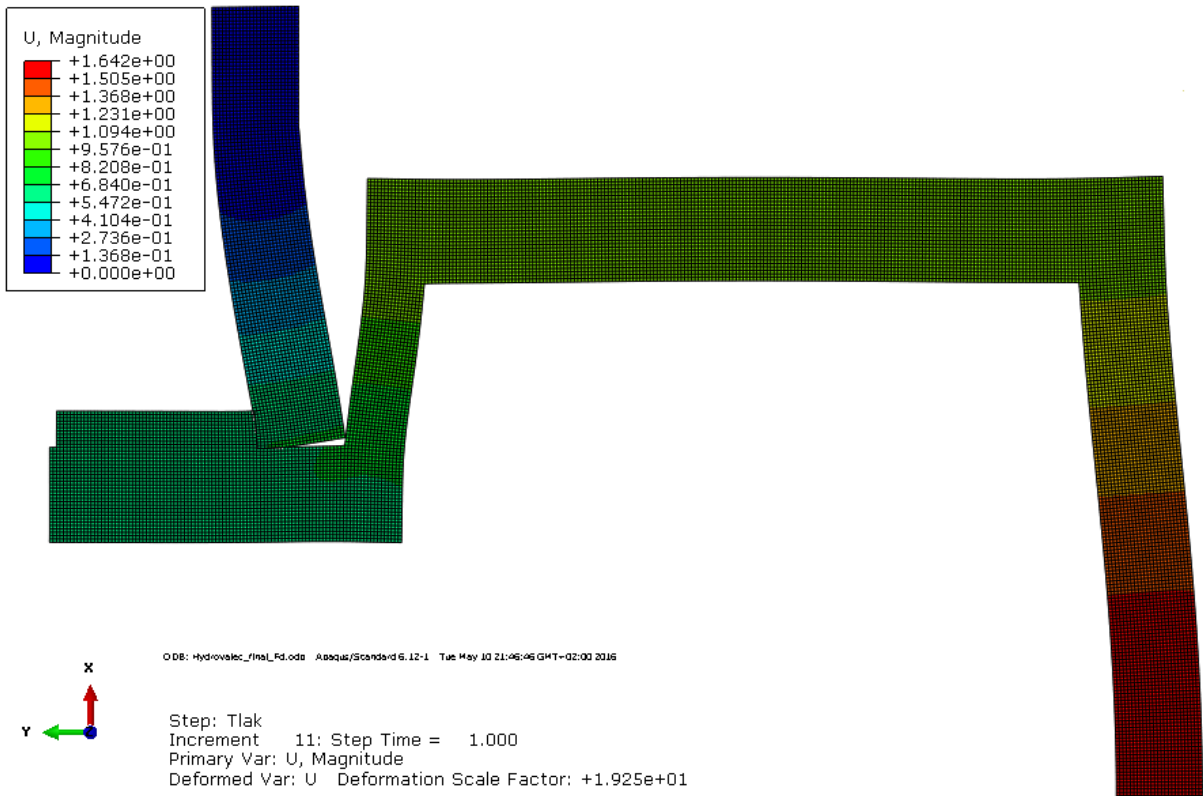
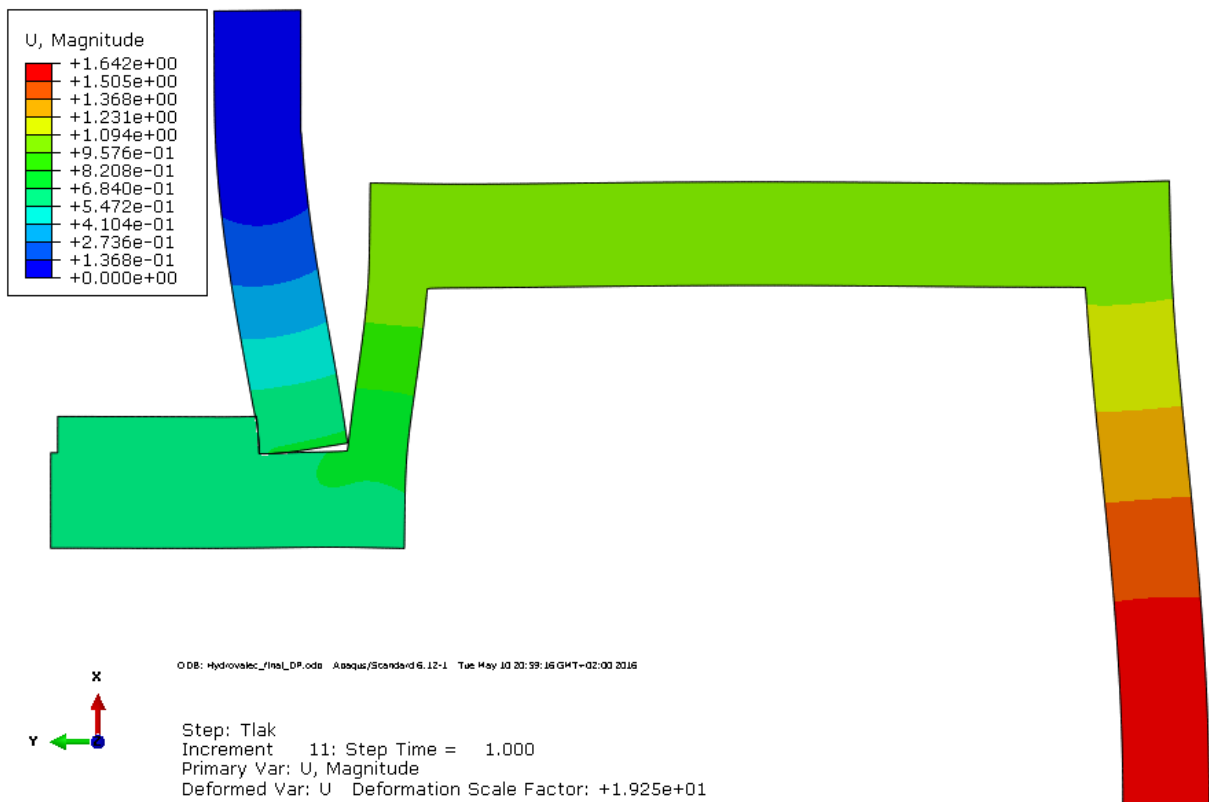
Další špičky napětí nastávají v místě styku desky s KM maticí a hydraulickým válcem, viz detail na obr. 3.14, ve skutečnosti by zde bylo napětí nižší, protože ostré hrany by měly alespoň zaoblení rovné břitů nástroje. Další špička napětí je na vnitřní hraně u dna válce. Špička napětí v rohu u víka válce nebude ve skutečnosti tak velká, protože tok napětí bude v tomto místě přerušen (jsou to ve skutečnosti dvě součásti). Dle obr. 3.16 dochází k velkým deformacím. Válec odlehne od desky až o 1 mm. Nevhodná je i velká deformace víka válce, která může ovlivňovat tuhost hydraulického systému.

Největší problém konstrukce, z hlediska deformací, je malá styková plocha KM matice s deskou. Jedna z cest snížení deformací je vytvořit hydroválec a desku jako jeden celek a zároveň maximálně snížit průměr desky. Další možností je přivařit desku k válci dvěma obvodovými koutovými svary viz řešení v následujících kapitolách. Špiček napětí se lze zbavit jen vhodným zvětšením rádiusů.



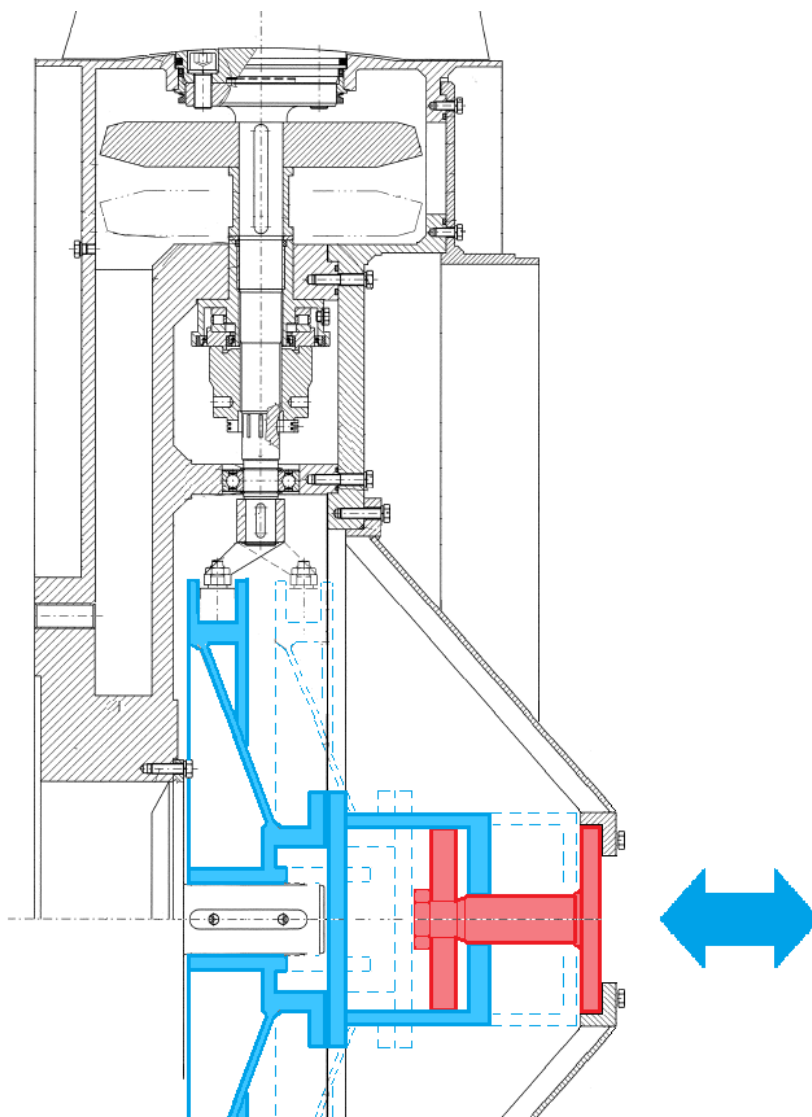
Obrázek 3.14: Průběh redukovaného napětí na válci s deskou od tlaku $p = 13$ MPa

[9]

Obrázek 3.15: Průběh deformace na válci s deskou tlaku $p = 13$ MPa se sítíObrázek 3.16: Průběh deformace na válci s deskou tlaku $p = 13$ MPa bez sítě

4 Rozbor alternativního řešení

Další varianta řešení ovládní natáčení lopatek je dle představy podniku varianta pohyblivého tělesa válce a nepohyblivého pístu s táhlem. Konstrukční řešení je naznačeno na obr. 4.1. Do přímočarého pohybu uvádí těleso válce hydraulická kapalina, která by byla přiváděna do prostorů mezi píst a válec. Nepohyblivě uložené je táhlo k okolní konstrukci.

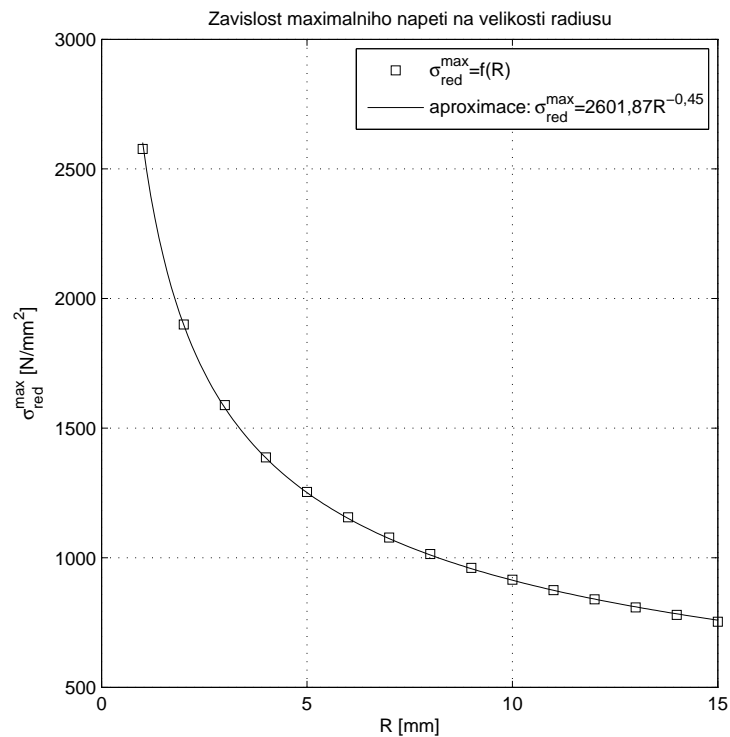


Obrázek 4.1: Varianta ovládní natáčení lopatek pevným pístem

Způsob zatížení táhla je totožný jako u stávajícího řešení při zachování identických průměrů součástí a tlaku hydraulického oleje. Problém tohoto konstrukčního uspořádání opět nastane v místě přírubového zakončení táhla viz kapitoly 3.1.4 a 3.1.5.

Nabízí se udělat porovnání obou uvedených konstrukčních variant, ale rozdíl mezi nimi je jen v tom, že se změní součást, která vykonává pohyb. Pro obě varianty by byla přibližně stejně náročná montáž, obdobná by byla velikost zástavbových rozměrů, výrobně

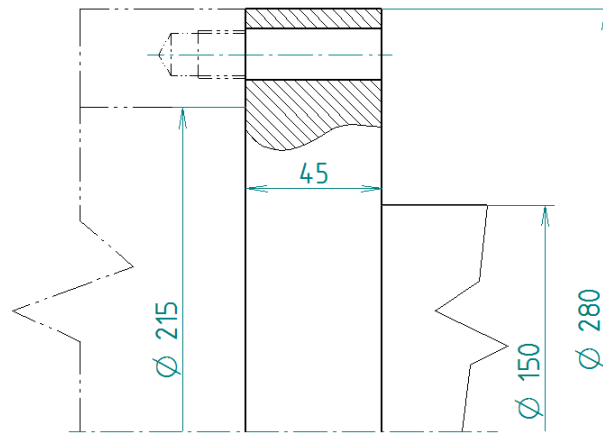
by byly obě varianty přibližně stejně náročné a z hlediska silového namáhání táhla budou výsledky stejné jako u stávajícího řešení. Konstrukci je třeba modifikovat tak, aby se eliminoval vliv tenké kruhové desky na přírubovém zakončení táhla a zajistit vhodné připojení k okolní součásti, kterým lze ovlivnit distribuci síly z táhla na okolní součást. Velikost napětí lze zredukovat snížením průměru a zvětšením tloušťky přírubového zakončení táhla a vytvořením bohatého rádiusu na přechodu průměrů. Velikost maximálního redukovaného napětí podle pevnostní hypotézy HMM v závislosti na velikosti rádiusu uvádí obr. 4.2. Hodnoty napětí byly odečítané z MKP modelu, přičemž maximální hodnota napětí byla vždy v místě rádiusu. MKP model je totožný jako v kap. 3.1.4 a je zatížen tlakem $p_d = 19,51$ MPa.



Obrázek 4.2: Vliv rádiusu na velikost maximálního napětí podle hypotézy HMM

5 Možné varianty provedení táhla

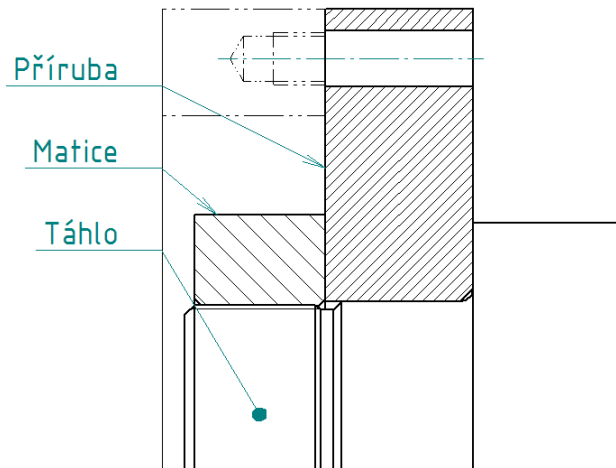
Úkolem této kapitoly je nastínit možné varianty řešení provedení táhla a porovnat jejich výhody a nevýhody. Všechny provedené výpočty v této kapitole mají stejné tyto parametry podle obr. 5.1. Každá z dále popisovaných variant bude mít za následek prodloužení táhla, tedy i změnu zástavbových rozměrů ventilátoru.



Obrázek 5.1: Uvažované rozměry pro výpočty

5.1 Šroubový spoj

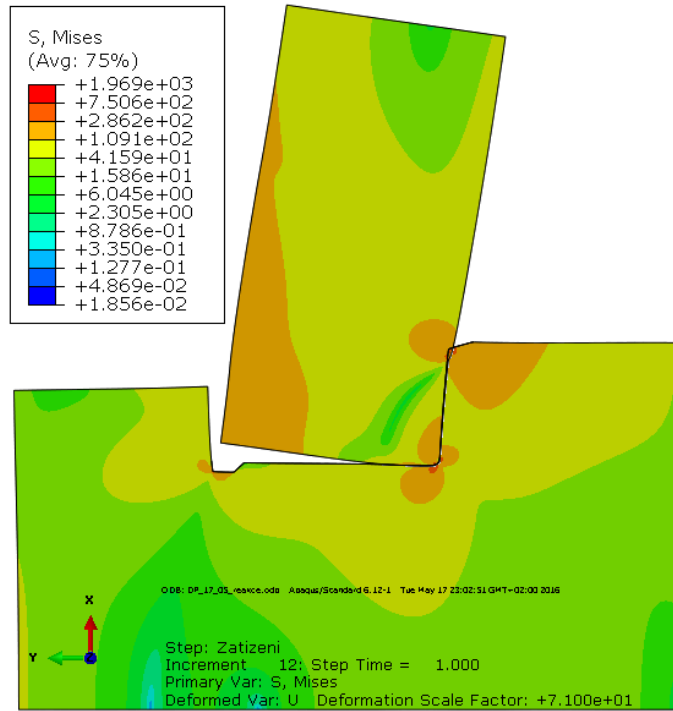
Tato varianta předpokládá vytvořit přírubové zakončení táhla ze dvou dílů, příruby a táhla zakončeného závitovým spojením. Toto řešení de facto kopíruje připojení pístu k táhlu pomocí šroubového spoje. Uspořádání ukazuje obr. 5.2. Hlavní nevýhodou tohoto řešení je jeho rozměrová náročnost v axiálním směru. Z jednotlivých variant je tato z rozměrového hlediska nejnáročnější. Výhodou tohoto řešení je jeho určité odzkoušení (je vlastně využito při upevnění pístu na druhém konci táhla). Je, ale důležité si uvědomit, že píst v hydraulickém válci má jiný charakter namáhání. Tlak působí na plochu pístu rovnoměrně po celé ploše pístu, kdežto pro tuto variantu by se distribuce síly odehrávala jen na ploše mezikruží, která je daná stykovou plochou se sousední součástí, proto je toto namáhání nepříznivější než u pístu. Výrobní náklady na táhlo by se pravděpodobně zvýšily, protože by se obrábělo více funkčních ploch a navíc by se prodloužila doba montáže o dotažení šroubového spoje na požadovaný utahovací moment.



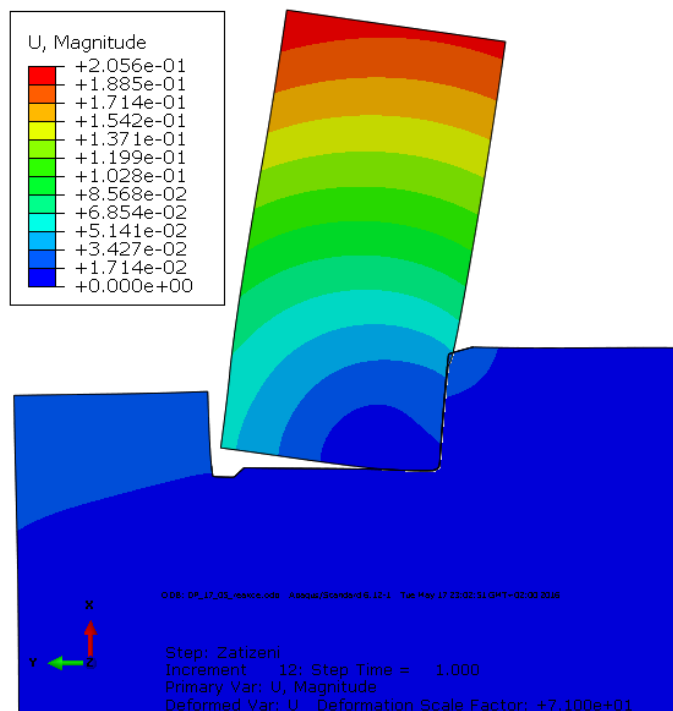
Obrázek 5.2: Táhlo jako šroubový spoj

Pro představu o rozložení napětí a velikostí deformací byl pro tuto variantu vytvořen zjednodušený výpočtový model v programu Abaqus. V krátkosti budou naznačeny zjednodušení a parametry výpočtu. Výpočtový model je složen ze dvou součástí, i když jsou ve skutečnosti tři. Podobné zjednodušení již bylo použito v kap. 3.2.1, proto zde už nebude více rozebráno. Dalším výpočtovým zjednodušením je, že příruba není opatřena otvory pro šrouby. Model je opět modelován jako axisymmetric. Výpočet se skládá ze dvou stepů. V prvním stepu začne působit na přírubu síla od předpětí šroubového spoje. Ve druhém stepu začne na přírubu působit zatížení od síly F_d , které je distribuované v podobě tlaku, který působí na stykové ploše podle sousední součásti viz obr. 5.2. Velikost zatěžujících sil je později definovaná v kap. 7.1. Předpětí je odhadnuto s ohledem na výpočty v kap. 3.1 na $Q_0 = 323\,362\text{ N}$. Táhlo je vetknuté za čelní válcovou plochu táhla, pravá krajní plocha na obr. 5.2. Příruba a táhlo jsou vysíťované těmito elementy CAX8R s globální velikostí elementu 0,5 mm. U táhla je v okolí vrubů zjemněná síť na 0,1 mm. Předpětí je do výpočtu zaneseno jako tlak působící na stykové ploše matice. Pro výpočet byly zdefinovány programem Abaqus kontakty mezi plochami typu „Surface to Surface.“ mezi táhlem a přírubou, mezi válcovou plochou příruby a táhla a mezi maticí a přírubou. Pro všechny kontakty je zjednodušeně volen stejný součinitel tření $f = 0,2$. Materiálové vlastnosti jsou pro oba díly zdefinovány modulem pružnosti v tahu $E = 210\text{ GPa}$ a Poissonovým číslem $\nu = 0,3$.

Výsledky z MKP ukazují, že v táhle i přírubě vznikají, pro namáhání silou F_d , výrazné špičky napětí, které jsou větší, než je mez pevnosti materiálu. Tyto špičky vznikají v prvním nosném závitě táhla, na přechodu mezi osazením táhla a v místě zkosení táhla. Při porovnání s napětím u stávající variaty, nevykazuje tato varianta zlepšení, spíše naopak. Pro takto vysoké hodnoty napětí by bylo vhodné vytvořit elasticko-plastický model, který by nejreálněji simuloval skutečné napětí v součásti.



Obrázek 5.3: Průběh redukovaného napětí pro variantu šroubový spoj

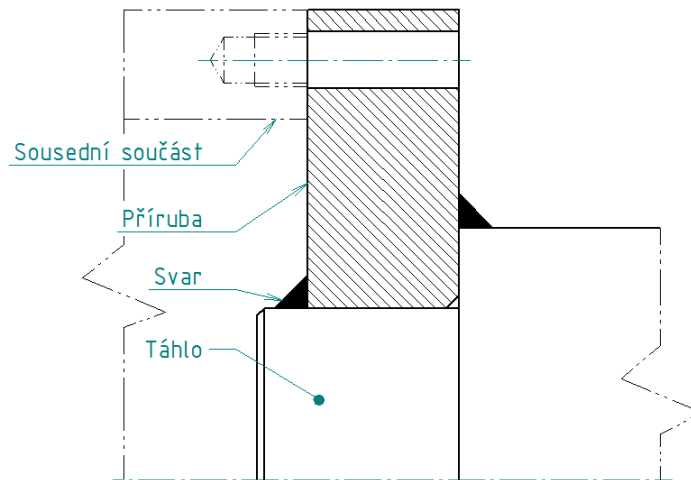


Obrázek 5.4: Průběh deformace pro variantu šroubový spoj

5.2 Svařenec

Přírubový konec táhla by byl vytvořen svařením příruby k válcovému zakončení táhla dvěma obvodovými koutovými svary. Tato varianta by vyžadovala vynechat zušlechtění

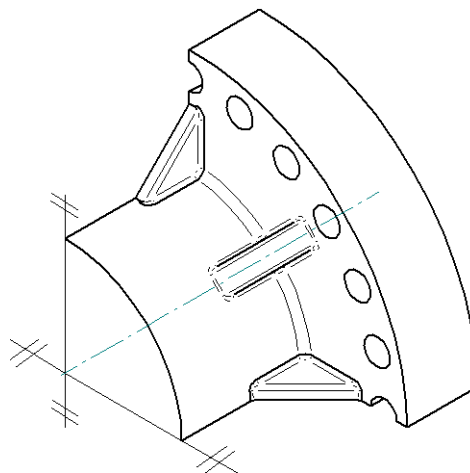
materiálu a tím i snížit jeho mez pevnosti a další vlastnosti. Nevýhodou tohoto návrhu je, že k největšímu napětí dochází v místě svarů. Svařenec by šel modifikovat přivařením žebër, kterými by se zvýšila únosnost. Nevýhodou je, že při použití svaru se výrazně snižuje mez pevnosti součásti vlivem nehomogenity svarového spoje. Což je pro tuto výrazně exponovanou součást nevýhodné. Uspořádání řešení táhla jako svařence ukazuje obr. 5.5.



Obrázek 5.5: Táhlo jako svařenec

5.3 Odlitek

Jako vhodná varianta se jeví vyrobit táhlo jako odlitek z oceli na odlitky. Odlitek by byl v exponovaném místě opatřen žebry, která by snížila namáhání dílu a zvýšila by jeho tuhost. Nevýhodou je rozměrová náročnost v axiálním směru. Další nevýhodou je finanční hledisko. Sériovost výroby ventilátorů není taková, aby se v rozumném čase zaplatily náklady na výrobu formy pro odlití.



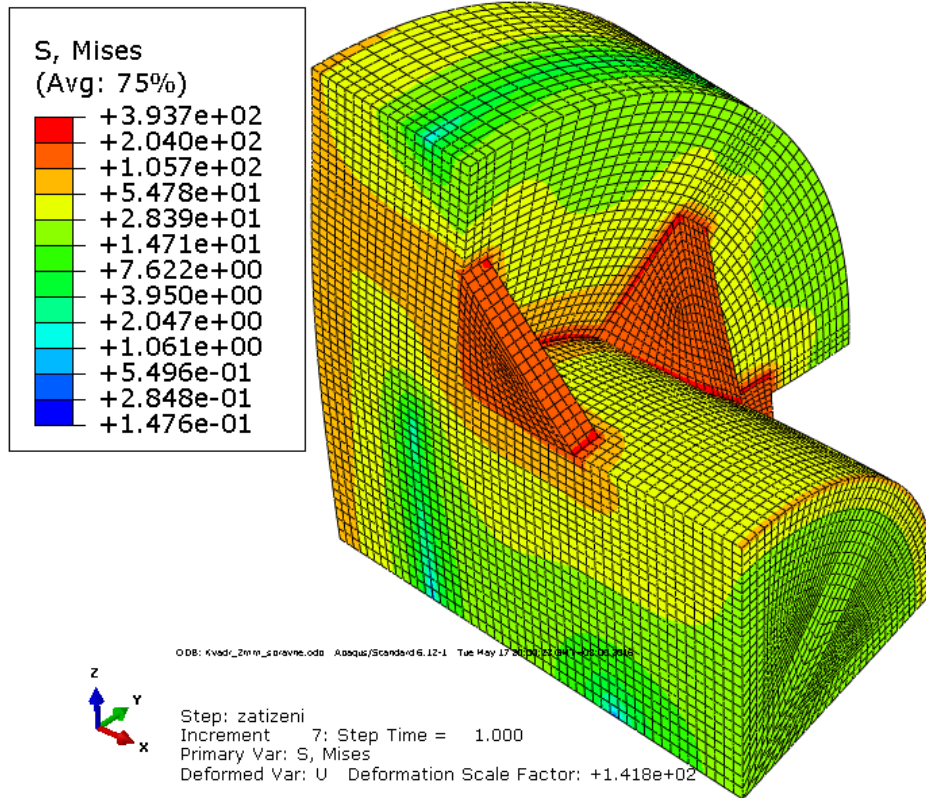
Obrázek 5.6: Táhlo jako odlitek

Pro představu o průběhu napětí byl pro variantu táhla jako odlitku proveden opět výpočet v programu Abaqus. Výpočtový model opět zanedbává otvory pro šrouby po obvodu příruby. Dalším zjednodušením je zanedbání rádiusů, které by se po odlití objevily na všech neobrobených plochách odlitku. Odlitek je opatřen osmi žebry o tloušťce 15 mm, výšce 45 mm a jsou zkoseny pod úhlem 45° . Díky symetričnosti lze výpočtový model vytvořit jako čtvrtinu původní součásti a ušetřit tak výpočetní čas. Zátěžný účinek a materiálové vlastnosti jsou definovány stejně jako v kap. 5.1. Výpočtový model je vysíťován C3D20R elementy: A 20-node quadratic brick, reduced integration s globální velikostí 2,5 mm. Výsledky výpočtu ukazují obr. 5.7 a 5.8. Rozložení napětí je daleko příznivější než u varianty táhla jako šroubový spoj. Maximální napětí nastává v místě přechodů mezi průměry. Při vhodné optimalizaci celého dílu, velikost a počet žebíř, velikost rádiusů atd., by šlo dosáhnout ještě nižší hodnoty napětí. Deformace oproti variantě jako šroubový spoj vycházejí o řád nižší.

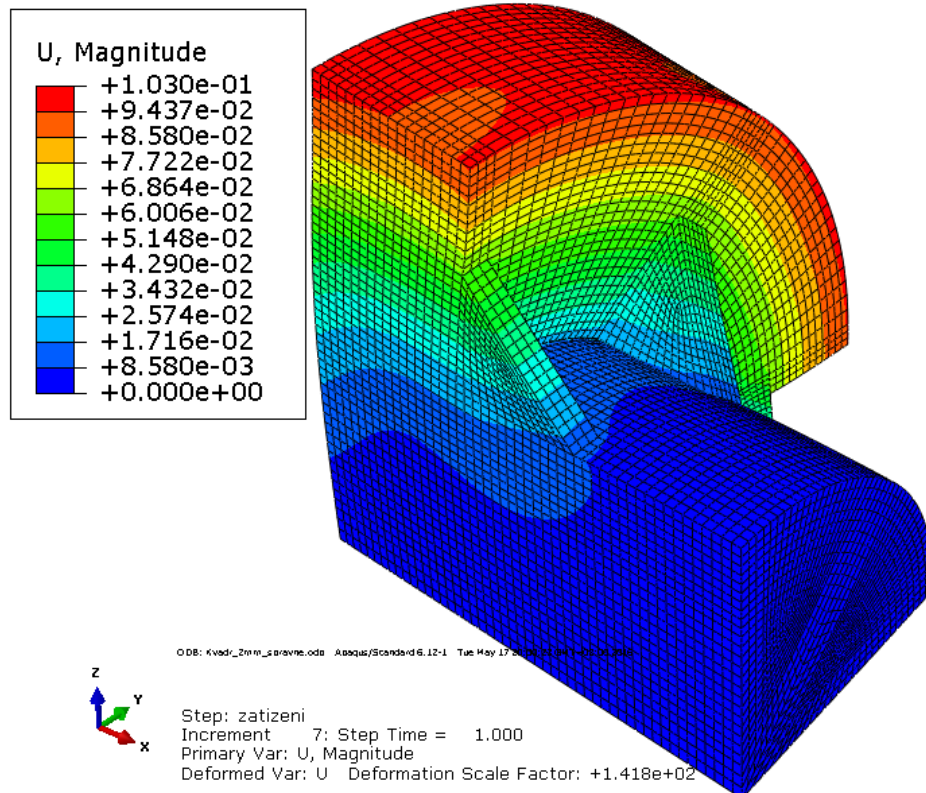
Pro výrobu táhla je třeba zvolit ocel na odlitky pro značně mechanicky namáhané strojní součásti. Lze doporučit podle [4] tuto ocel na odlitky 42 2724.6. Doplňková číslice 6 znamená zušlechtění na dolní pevnost.

42 2724.6 Mn-Cr-V pro vyšší tlaky a namáhání		
Mechanické vlastnosti		
R_e [N/mm ²]	R_m [N/mm ²]	Tvrdość HB
500	(700 - 850)	(205 - 250)
Použití a charakteristika		
Pro součásti značně namáhané a vyšší tlaky. Struktura feriticko-perlitická. Svařitelnost obtížná.		

Tabulka 5.1: Vlastnosti oceli na odlitky 42 2724 [4]



Obrázek 5.7: Průběh redukovaného napětí pro variantu odlitek



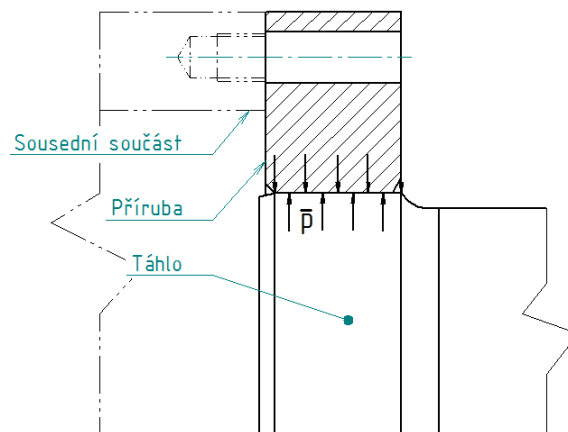
Obrázek 5.8: Průběh deformace pro variantu odlitek

5.4 Nalisovaný spoj

Možná trochu překvapivou možností řešení přírubového konce táhla je nalisovaný spoj. Ten lze využít nejen k přenosu silové dvojice, ale i k přenosu axiální síly. Spoj by se skládal z náboje (příruby) a táhla. Průměrově menší náboj (příruba) je vpraven na průměrově větší hřídel (táhlo). Po nalisování se oba průměry ustaví na stejném průměru. Díky přesahu se ve stykové ploše indikuje rovnoměrný tlak \bar{p} , který je konstantní v radiálním směru. Výhodou tohoto spoje je jeho vysoká únosnost při přenosu sil. Tlak ve stykové ploše by mohl příznivě ovlivnit napětí v místě rádiusu, který je zároveň kritickým místem součásti. Podmínku únosnosti pro přenos axiální síly ukazuje rov. (5.1). $k = 1,1$. Kritická axiální síla pro případ táhla je $F_A = F_d$, která je největší. Součinitel tření mezi nábojem a hřídelem $f = 0,18$, šířka náboje $l = 41$ mm (délka je zmenšena o zkosení) a $d = 160$ mm. Z podmínky únosnosti lze určit potřebný tlak mezi součástmi. [3]

$$kF_A \leq T = \pi f \bar{p} l d, \quad (5.1)$$

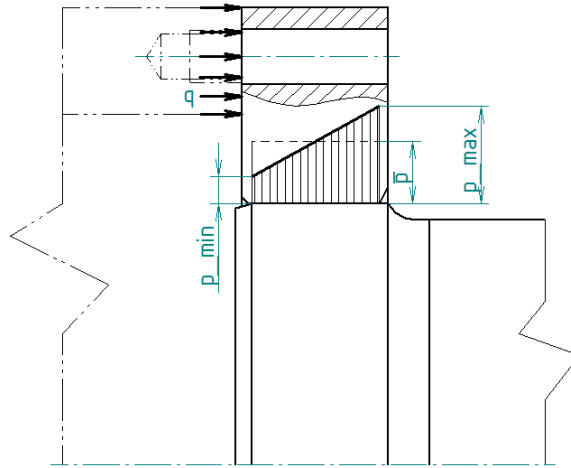
$$\bar{p} \geq \frac{kF_d}{\pi f l d} = \frac{1,1 \cdot 1,706\,858}{\pi \cdot 0,18 \cdot 41 \cdot 160} = 209,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.2)$$



Obrázek 5.9: Táhlo jako nalisovaný spoj

Tím, že se síla distribuuje na sousední součást jen přes mezikruží, viz obr. 5.9, vnese se do nalisovaného spoje přídatný ohyb, který způsobí zdeformování průběhu tlaku v axiálním směru. Tento ohybový moment lze zjednodušeně zjistit na základě zjednodušujících předpokladů. Zjednodušení spočívá v tom, že bude zatížení kruhu řešeno v rovině. V řezu dle obr. 5.10 je znázorněné spojitě zatížené, které lze dopočítat ze stykového tlaku z rov. (A.11). Výpočet spojitěho zatížení vychází z toho, že lze plochu mezikruží nahradit plochou obdelníka o výšce rozdílů poloměrů mezikruží a délce rovné obvodu kružnice menšího z poloměrů. Tímto předpokladem se do výpočtu vnese chyba přibližně 13%.

$$q = p_d 2\pi r_1 = 27,972 \cdot \pi \cdot 107,5 = 18\,892,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (5.3)$$



Obrázek 5.10: Rozložení tlaku v nalisovaném spoji

Výsledný ohybový moment lze vyřešit podle rov. (5.4). Jedná se vlastně o vetknutý nosník se spojitým zatížením při volném okraji. Velikosti poloměrů vychází z obr. 5.1 a kap. 5.4.

$$\begin{aligned}
 M_o &= -q(r_2 - r_1) \left[(r_2 - r_3) - \frac{r_2 - r_1}{2} \right] = \\
 &= -18\,892(140 - 107,5) \left[(107,5 - 80) - \frac{140 - 107,5}{2} \right] = -26\,862\,204,7 \text{ Nmm}. \quad (5.4)
 \end{aligned}$$

Zdroj [3] uvádí na str. 98. rovnici pro přepočítání ohybového momentu na tlak v nalisovaném spoji. Silová dvojice M_o je dosazena v absolutní hodnotě. Vzhledem k tomu, že platí $p_{max} = \bar{p} + p_o$ a $p_{min} = \bar{p} - p_o$, viz obr. 5.10, tak se lze problémem se znaménkem nezabývat.

$$p_o = \frac{24M_o}{\pi dl^2} = \frac{24 \cdot 26\,862\,204,7}{\pi \cdot 160,41^2} = 763 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.5)$$

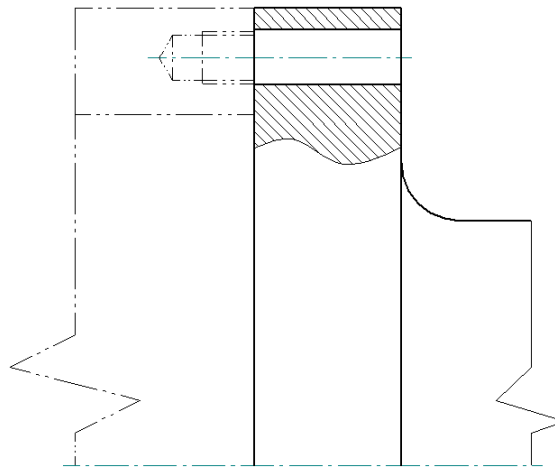
Bohužel z výsledků vyplývá, že spoj nalisováním nelze použít. Použití nalisovaného spoje je limitováno dovoleným tlakem pro náboj. Musí být splněno $p_{max} \leq p_D$. Zdroj [3] uvádí pro ocelový náboj dovolený tlak $p_D = (200 \div 250) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, přičemž je $p_{max} = 972,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Dalším limitujícím faktorem je požadavek na $p_{min} \geq 0,25\bar{p}$, tak aby nedošlo k odlehnutí při jednom kraji náboje. Bohužel je $p_{min} = -553,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, došlo by tedy pravděpodobně k odsednutí stykových ploch při jedné straně náboje. Průběh tlaků by šel modifikovat zvětšením l , d a f , což jsou parametry vystupující v rov. (5.2) a (5.5). Tak, aby nalisovaný spoj vyhověl musely by se výše uvedené parametry výrazně zvětšit, čímž by se zvětšily zástavbové rozměry. Oproti předchozím variantám provedení táhla by tato vycházela rozměrově asi největší.

[3]

5.5 Výkovek

Z hlediska pevnostních a únavových vlastností by byl výkovek nejlepší variantou. Táhlo lze vytvořit jako výkovek vykovaný v zápustce, výkovek by měl tvar táhla a obrobily by se jen funkční plochy. Bohužel z hlediska nákladů je tato vyrianta nejnáročnější. Vysoké výrobní náklady by byly dány výrobou kovací zápustky, která se vyrábí elektroerozivním obráběním. Výroba táhla jako výkovku vykovaného v zápustce by připadala v úvahu při vysoké sériovitosti výroby táhel. Dále se nabízí možnost vytvořit táhlo volným kováním a dále ho doobrobit na požadovaný tvar. Pro takto vyrobený výkovek bude vytvořen následující návrh. Uspořádání pro tuto variantu ukazuje obr. 5.11. Bude se vlastně jednat jen o modifikaci stávajícího řešení. ZVVZ již táhlo vyrábí z výkovku 15 230. Tento návrh předpokládá ponechání stávajícího materiálu i polotovaru. Návrh bude vyřešen nejpodrobněji, protože je to z finančního a pevnostního hlediska nejvýhodnější varianta.

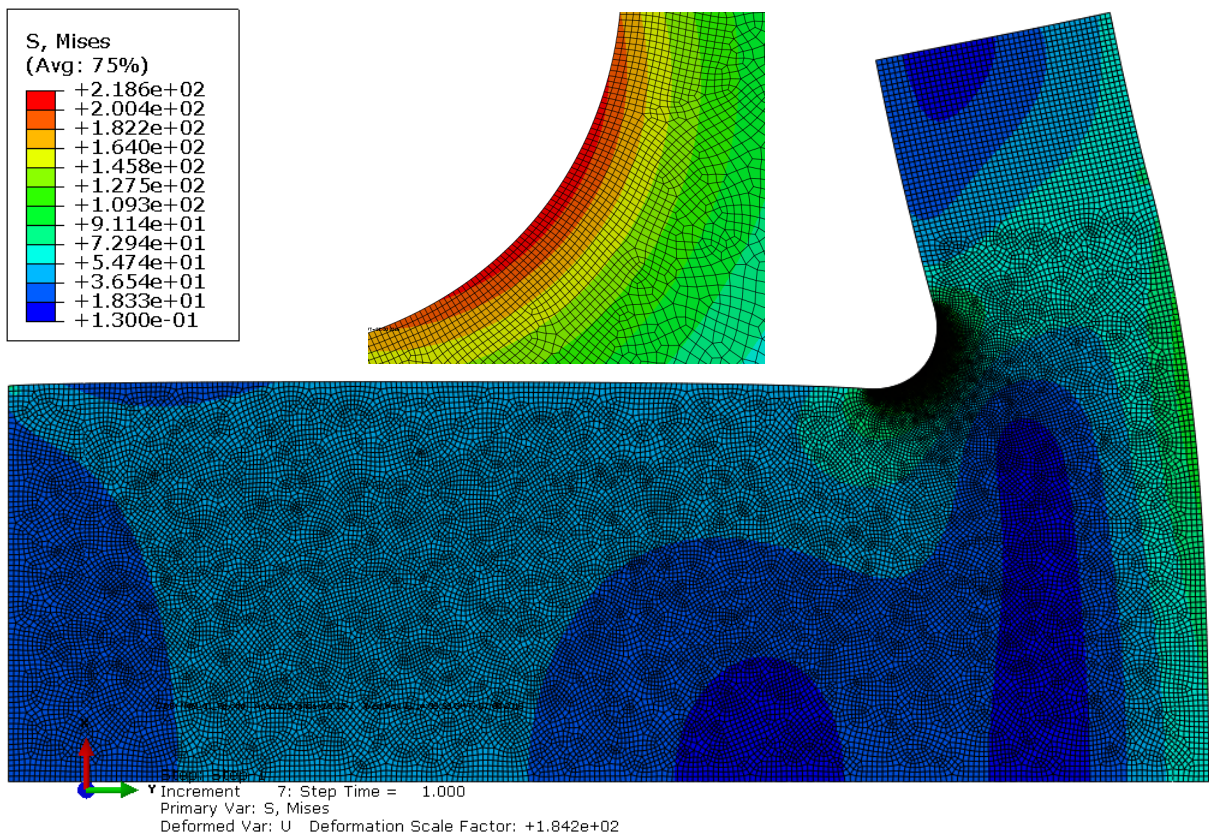
Kapitola 3.1.4 ukázala, že kritickým místem táhla je přechod v přírubový konec v místě zaoblení R3. Přírubový konec táhla bude modifikován tak, aby se maximálně snížil průměr, zvětšila tloušťka a vytvořil se rádius s bohatým poloměrem. Vlivem těchto úprav se budou muset částečně změnit zástavbové rozměry. Rozměry a tvar táhla v místě přírubového zakončení byly upraveny oproti stávajícímu řešení, viz obr. A.1, následovně: Bylo odstraněno středící osazení o $\varnothing 270f7$. Válec o $\varnothing 345$ byl zmenšen na $\varnothing 280$. Tloušťka původního válce je změněna z 20 mm na 45 mm. Nakonec rádius R3 byl zvětšen na R18. V důsledku těchto úprav se zvětšila celková délka táhla o 25 mm. Vlivem velikosti rádiusu, který brání zasunutí pístnice až po přírubový konec, se bude muset celá konstrukce posunout. Vyhodnocení životnosti v kritickém místě bude provedeno pomocí zjednodušeného Haighova diagramu.

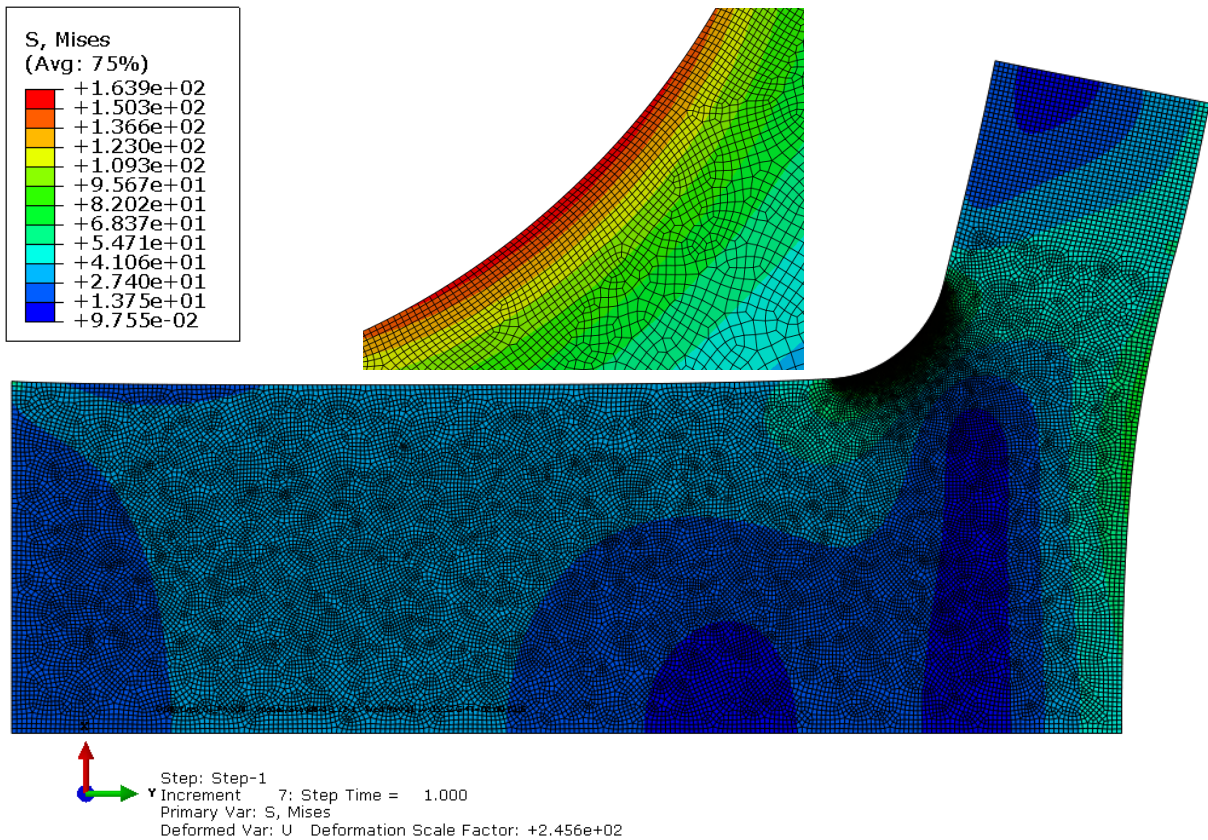


Obrázek 5.11: Táhlo jako výkovek

5.5.1 MKP řešení namáhání v kritickém místě

MKP model je obdobný jako v kapitole 3.1.4. Táhlo je opět vetknuto za pístnicový konec. Síla je do táhla distribuovaná tlakem $p_h = 20,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ a $p_d = -27,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ na plochu mezikruží, která odpovídá stykové ploše sousední součásti viz. kap. A.3. Takto definované zatížení odpovídá provoznímu tlaku hydraulického oleje. Model je vysíťován těmito elementy: CAX8R (An 8-node biquadratic axisymmetric quadrilateral, reduced integration). V okolí rádiusu jsou elementy zjemněny na velikost 0,2mm tak, aby bylo napětí určeno co nejpřesněji. Výsledné rozložení napětí v táhle s detailním rozložením napětí v rádiusu ukazují obr. 5.12 a 5.13.

Obrázek 5.12: MKP výpočet modifikovaného řešení od síly F_d

Obrázek 5.13: MKP výpočet modifikovaného řešení od síly F_h

5.5.2 Určení dynamické bezpečnosti v kritickém místě

Z MKP výpočtu byly určeny složky horního a dolního maximálního napětí, které jsou následně přepočtené na amplitudovou a střední složku napětí, které jsou následně vyneseny do Haighova diagramu. $\sigma_{red}^d = 218,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ a $\sigma_{red}^h = 163,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

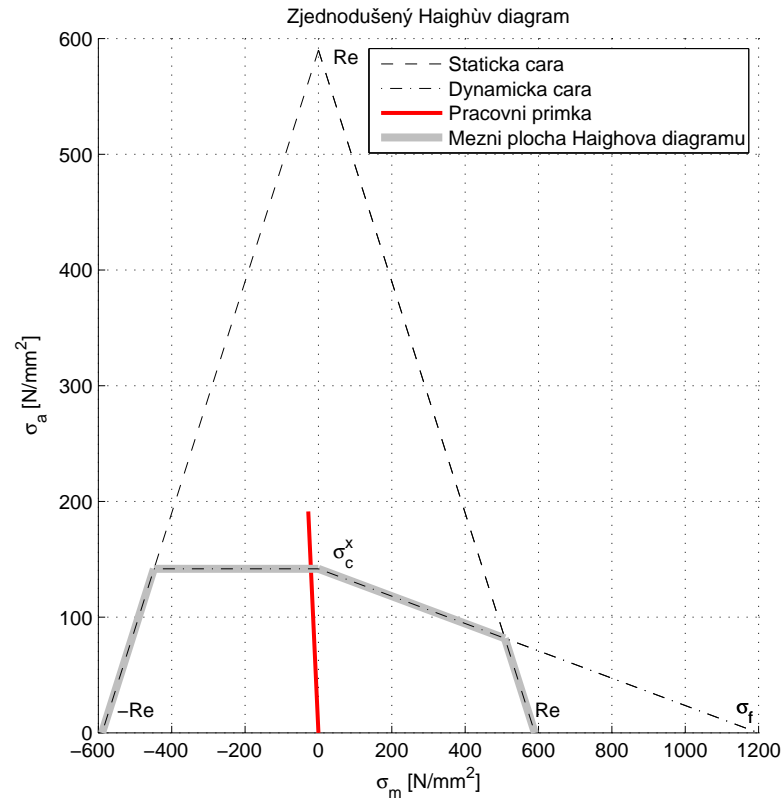
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{red}^h + \sigma_{red}^d}{2} = \frac{163,9 + (-218,6)}{2} = -27,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (5.6)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{red}^h - \sigma_{red}^d}{2} = \frac{163,9 - (-218,6)}{2} = 191,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.7)$$

Redukované napětí je vždy kladné číslo, ale z charakteru zatížení táhla vyplývá, že táhlo musí být v jednom směru tlačené, proto bylo u σ_{red}^d uměle změněno znaménko na záporné. Nyní již lze sestavit Haighův diagram. Doplňující výpočty potřebné k sestavení Haighova diagramu jsou uvedeny v příloze A.3.

Výsledná dynamická bezpečnost bude určena vzhledem k vodorovné dynamické čáře (tuto čáru by pracovní přímka protla první) podle následujícího vztahu.

$$k_d = \frac{\sigma_{co}^x}{\sigma_a} = \frac{141,72}{191,25} = 0,741. \quad (5.8)$$



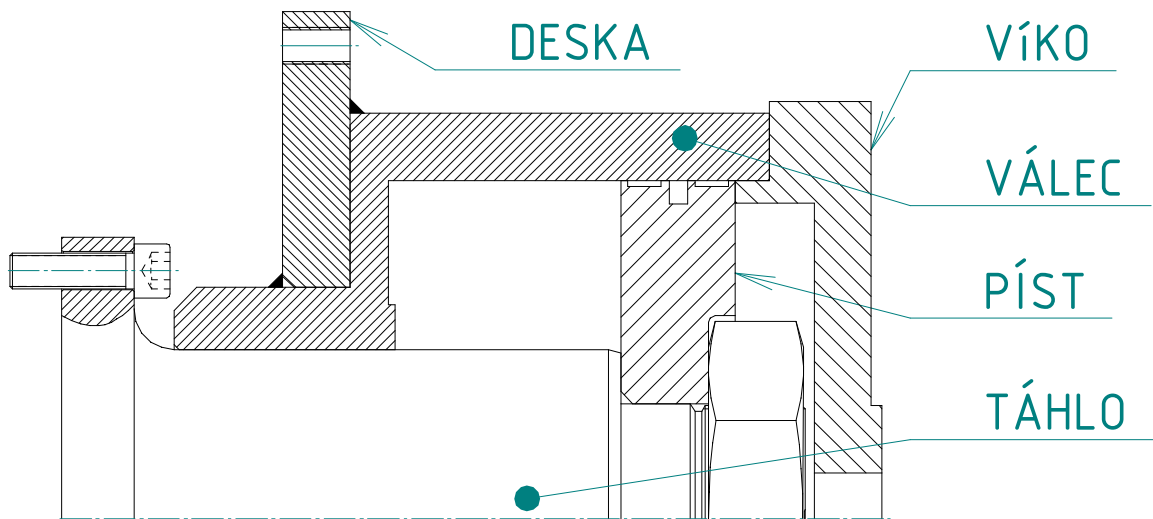
Obrázek 5.14: Zjednodušený Haighův diagram pro kritické místo

Výsledná dynamická bezpečnost je menší jak 1. Do Haighova diagramu byly vynášeny špičky napětí a ne nominální hodnoty napětí, což odpovídá přístupu LESA viz. kap. 2.3.2, proto nelze tvrdit, že táhlo je po konstrukční úpravě nadimenzováno na nekonečnou životnost, ale bude se jí minimálně blížit. Oproti stávajícímu řešení vychází u modifikovaného řešení táhla, od namáhání silou F_d , napětí 7,3krát menší viz obr. 3.8 a 5.12. Proto lze označit úpravu táhla za dostačující. Aby byla celá pracovní přímka v mezní ploše Haighova diagramu, musela by se značně zvětšit tloušťka příruby, což by vedlo k výrazné změně zástavbových rozměrů a hmotnosti táhla a dalších součástí.

Z hlediska rozměrnosti, hmotnosti a velikosti napětí vychází varianta táhla podle kap. 5.5 nejlépe. Z hlediska velikosti napětí by byla nejlepší varianta táhla jako odlitku, u kterého lze po určitých úpravách dosáhnout výrazného snížení napětí díky žebrům. Varianta táhla jako odlitku je zase nejnáročnější na rozměry a na výrobu společně se zápustkově kovaným táhlem. Proto se jeví jako nejlepším řešením modifikovat stávající řešení táhla na rozměry a tvar podle rozměrů v kap. 5.5.

6 Modifikace stávajícího řešení I

Úkolem této kapitoly bude navrhnout úpravu stávajícího řešení táhla tak, aby vyhovělo z pevnostního hlediska a to zejména s důrazem na únavovou životnost. Uspořádání modifikovaného stávajícího řešení ukazuje obr. 6.1. Modifikované řešení předpokládá, že zůstanou zachovány průměr válce a průměr pístnice a tlak hydraulického oleje. Z toho vyplývá, že síly přenášené na táhlo zůstanou stejné. Deska bude k hydroválcí připojena pomocí dvou obvodových koutových svarů místo stávajícího spojení dvěma kontra maticemi, tak aby se zmenšily deformace celého uložení. Pro modifikaci stávajícího řešení I bude použito táhlo z kap. 5.5, tedy z polotovaru výkovku.



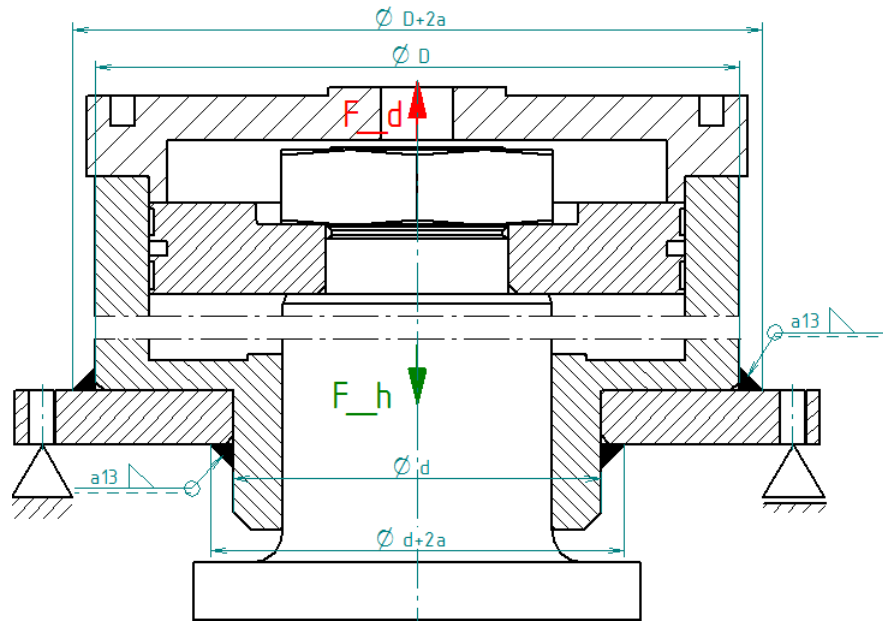
Obrázek 6.1: Modifikace stávajícího řešení I

6.1 Kotrola svarového spojení desky k válci

Výpočet svarového spoje je proveden dle ČSN 05 0120: Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí. Předpokládá se, že deska je k válci připevněna dvěma koutovými obvodovými svary o výšce $a = 13 \text{ mm}$. Materiálem desky a válce je ocel 11 523. Výpočtový model a pozice jednotlivých součástí ukazuje obr. 6.2. Nejprve bude provedena statická kontrola svarového spoje. Pro statickou kontrolu bude svarový spoj zatěžovaný silou generovanou havarijním tlakem 13 MPa. Maximální síla od havarijního tlaku je $F_d = 918\,915,9 \text{ N}$. Pro jednoduchost je uveden jen obecný výraz. Číselně provedený výpočet je v el. příloze. Dle [11] je převodní součinitel $\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,75$, $\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{355}{1,5} = 236,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ a $\tau_{D_{\perp}} = 177,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Dle rov. (6.1) vyhovuje svarový spoj na statické namáhání.

$$\tau_{\perp} = \frac{4F_d}{\pi[(D + 2a)^2 - D^2] + \pi[(d + 2a)^2 - d^2]} \leq \alpha_{\tau_{\perp}} \sigma_D = \tau_{D_{\perp}}, \quad (6.1)$$

$$\tau_{\perp} = 38,07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{D_{\perp}} = 177,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$



Obrázek 6.2: Výpočtový model svarového spoje

Svarový spoj je zatížen dynamicky silami podle rov. (3.1) a (3.2). Z nich bude vypočtena horní a dolní složka napětí v koutovém svaru. Číselně je opět výpočet proveden v el. příloze.

$$\tau_{\perp h} = \frac{4F_h}{\pi[(D+2a)^2 - D^2] + \pi[(d+2a)^2 - d^2]} = 21,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.2)$$

$$\tau_{\perp d} = \frac{4F_d}{\pi[(D+2a)^2 - D^2] + \pi[(d+2a)^2 - d^2]} = -29,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.3)$$

Ze složek horního a dolního napětí v koutovém svaru lze dopočítat amplitudovou a střední složku napětí.

$$\tau_{\perp a} = \frac{\tau_{\perp h} - \tau_{\perp d}}{2} = \frac{21,96 - (-29,29)}{2} = 25,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.4)$$

$$\tau_{\perp m} = \frac{\tau_{\perp h} + \tau_{\perp d}}{2} = \frac{21,96 + (-29,29)}{2} = -3,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.5)$$

Bezpečnost spoje pro dynamické zatížení se posuzuje dle Smithových diagramů uvedených v [11]. Tyto digramy jsou sestrojeny pro namáhání tahem, lze je však použít i pro namáhání tlakem (tento případ, protože $\tau_{\perp m} < 0$). Hodnoty meze únavy v tlaku jsou ve skutečnosti vyšší, proto lze dosazovat záporné střední napětí do Smithova diagramu jako kladné. Toto zjednodušení je na straně bezpečnosti. Pro cyklické zatížení přenásobuje [11] amplitudovou složku zatížení dynamickým součinitelem rázu φ . Pro stroje s vratným pohybem lze volit $\varphi = 1,4$. Potom je horní složka napětí rovna

$$\tau_{\perp h} = \tau_{\perp m} + \varphi \tau_{\perp a} = 3,66 + 1,4 \cdot 25,62 = 39,54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.6)$$

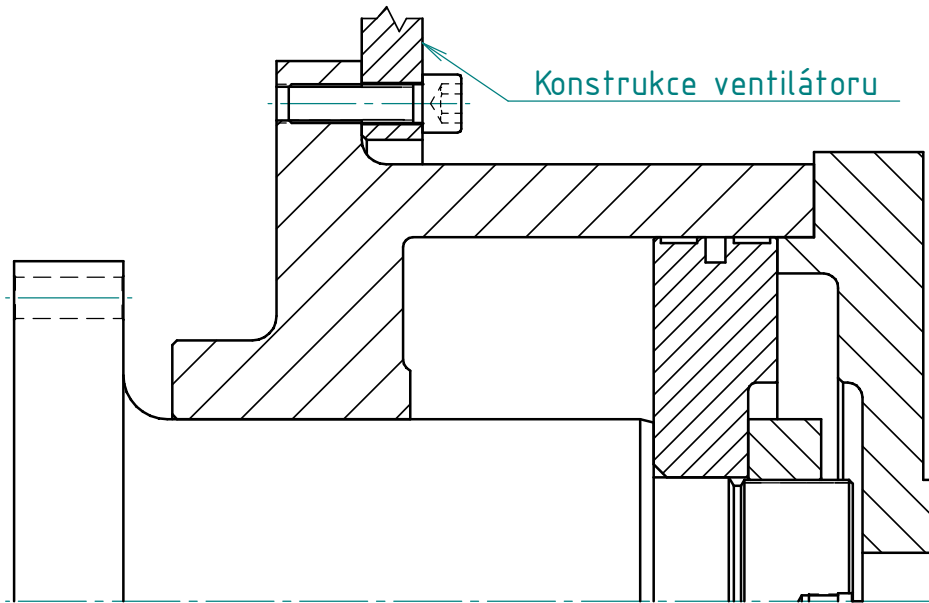
Ze Smithova diagramu, obr. 11 v [11], pro křivku VI a třídu provedení svaru CD, která je vhodná pro dynamicky zatížené svary, lze odečíst pro $\tau_{\perp h} = 39,54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ a $\tau_{\perp m} = 3,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ mezní hodnotu horního napětí $\tau_H^x = 77,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Poté lze určit součinitel bezpečnosti při cyklickém namáhání ze vztahu (6.7). Požadováno je $k_d > 1,5$. Navrhovaný svarový spoj tedy vyhovuje danému dynamickému zatížení.

$$k_d = \frac{\tau_H^x}{\tau_{\perp h}} = \frac{77,5}{39,54} = 1,96. \quad (6.7)$$

V porovnání se stávajícím řešením uchycení hydraulického válce pomocí desky a dvou kontratic má tato varianta částečnou výhodu v tom, že se odstranily koncentrátoři napětí v okolí závitového spojení (1. nosný závit, drážka za závitem), viz detail na obr. 3.14. Bohužel budou tyto koncentrátoři nahrazeny koncentrátoři v podobě svaru. Důležitější výhodou je, že deska nebude od hydraulického válce odléhat díky koutovému obvodovému svaru při horním okraji válce. Nemělo by tedy docházet k tak výrazným deformacím mezi deskou a hydroválcem. Z výrobního hlediska těžko odhadovat co je náročnější. Musely by se porovnat výrobní časy obou variant provedení. Pravděpodobně by byly podobné.

7 Modifikace stávajícího řešení II

Úkolem této kapitoly bude provést úpravu stávajícího řešení uložení táhla k oběžnému kolu ventilátoru, tak aby se maximálně snížily deformace a napětí ve vrubech. Tato modifikace předpokládá, že hydraulický válec a deska budou z jednoho kusu materiálu viz obr. 7.1. Předpokládá se ponechání upraveného táhla z kap. 5.5. Oproti stávajícímu řešení je výrazně zvětšená tloušťka dna válce. Dále je zmenšen průměr válcového osazení s otvory pro šrouby pro připojení ke konstrukci ventilátoru. Upraveno je i víko hydraulického válce u nějž docházelo k velkým deformacím.



Obrázek 7.1: Modifikace stávajícího řešení II

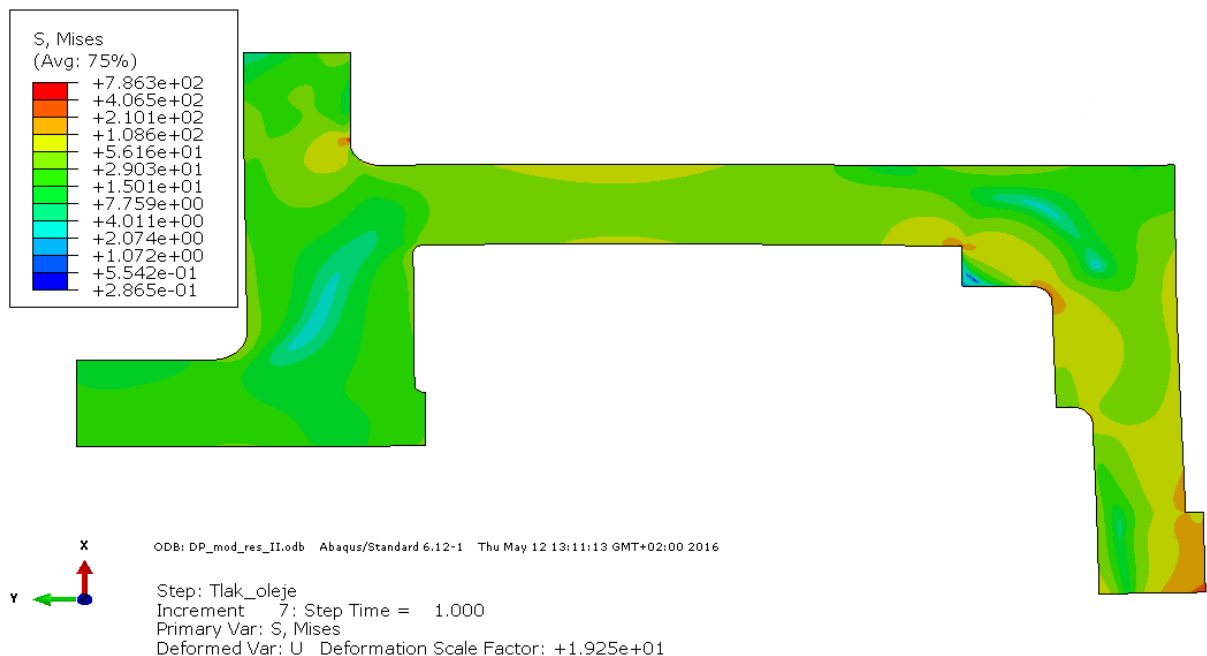
7.1 MKP výpočet modifikace stávajícího řešení II.

V programu Abaqus byl vytvořen zjednodušený výpočtový model. Oproti reálné situaci je víko a hydraulický válec modelován jako jedno těleso. Ve skutečnosti je víko přišroubováno k válci šrouby s válcovou hlavou. Opět byly zanedbány kanálky pro přívod hydraulického oleje. Díky tomu, že je konstrukce rotačně symetrická podle osy hydraulického válce lze výpočtový model vytvořit jako axisymmetric. Výpočet je proveden pro zatížení havarijním tlakem hydraulického oleje $p = 13 \text{ MPa}$. Tlak působí na víko válce a válcovou plochu válce. Model je vetknut za mezikruží válcového osazení o poloměrech 190 mm a 222,5 mm. Model je vysíťován těmito elementy: CAX8R (An 8-node biquadratic axisymmetric quadrilateral, reduced integration). V okolí rádiusů jsou elementy zjemněny na velikost 0,1 mm tak, aby bylo napětí určené co nejpřesněji. Globální velikost elementu je 0,5 mm. Průběhy napětí a deformace na válci ukazují obr. 7.2 a 7.3. Síť není na obr. 7.2 a 7.3 znázorněna pro lepší čitelnost výsledků.

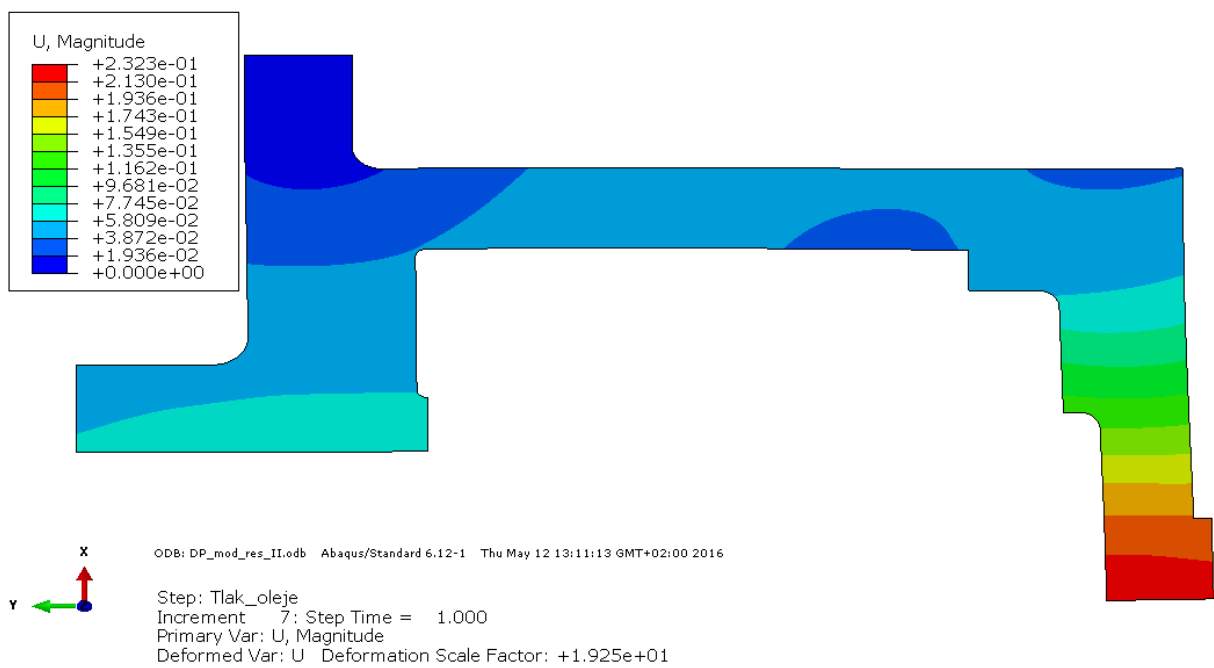
Oproti stávajícímu řešení se podařilo snížit špičky napětí ve vrubech a významně se podařilo snížit deformace. Tyto závěry lze učinit po porovnání výsledků z MKP kontroly viz obr. 3.14, 3.16, 7.2 a 7.3. MKP výsledky jsou záměrně vykresleny ve stejném měřítku deformace, jako MKP výsledky u stávajícího řešení. Maximální napětí nastává v místě vetknutí. Vzhledem k tomu, že okolní konstrukce, ke které je hydraulický válec připojen, není absolutně tuhá, lze očekávat že špička napětí nebude ve skutečnosti tak vysoká. Z hlediska hmotností došlo oproti stávajícímu řešení k jejímu navýšení. Hmotnosti dílčích celků ukazuje tab. 7.1. V tab. 7.1 jsou uvedeny i hmotnosti ostatních variant. Hmotností válce se rozumí i hmotnost všech ostatních dílů, které jsou potřebné k ukotvení válce. Např. u varianty stávajícího řešení to jsou matice, deska a samotný hydroválec. Varianta modifikace stávajícího řešení II je nejtěžší. Vyšší hmotnost je vykoupená nižšími deformacemi a napětím.

	Válec [kg]	Víko [kg]	Táhlo [kg]	Σ [kg]
Stávající řešení	97,5	26,4	50,9	174,8
Mod. stáv. řeš. I	91,6	26,4	55,3	173,2
Mod. stáv. řeš. II	95	30,1	55,3	180,5

Tabulka 7.1: Hmotnosti jednotlivých variant



Obrázek 7.2: Průběh redukovaného napětí na válci (modifikace II.) od tlaku p

Obrázek 7.3: Průběh deformace na válci (modifikace II.) od tlaku p

8 Závěr

Úkolem práce bylo provést pevnostní kontrolu ovládacího táhla natáčení lopatek axiálního přetlakového ventilátoru a navrhnout alternativní řešení. Dále zkontrolovat uložení hydraulického válce k oběžnému kolu ventilátoru.

U táhla bylo zjištěno kritické místo součásti, kterým je rádius R3 na přechodu mezi $\varnothing 150$ a $\varnothing 345$ viz obr. A.1. MKP a analytickým výpočtem bylo zjištěno, že v kritickém místě vzniká napětí vyšší, než je mez pevnosti materiálu táhla. Velikost napětí je dána nevhodnou distribucí síly na sousední součást, která se odehrává jen na malé ploše mezikruží, tvarem a rozměry příruby táhla, které splňují podmínky tenké kruhové desky a v neposlední řadě velkými přenášeným silami, které jsou generovány v hydraulickém válci od tlaku oleje. S ohledem na tyto aspekty bylo vypracováno několik alternativních návrhů táhla. Alternativní návrhy předpokládají zmenšení průměru příruby táhla a zvětšení tloušťky příruby táhla. Jako nejvhodnější se jeví vyrobít táhlo z volně kovaného výkovku a následně ho doobrobit na požadovaný tvar a rozměr.

Při kontrole uložení hydraulického válce k oběžnému kolu ventilátoru byly zjištěny poměrně velké deformace a významné špičky napětí v koncentrátorech. S ohledem na tyto skutečnosti, byly navrženy dvě modifikace stávajícího řešení. Jako nejvhodnější se jeví upravit uložení podle kap. 7. Toto řešení minimalizuje deformace a nevykazuje výrazné špičky napětí ve vrubech. Takto upravená konstrukce by měla být i výhodnější z montážního hlediska, protože odpadne utahování KM matic.

Použitá literatura

- [1] RŮŽIČKA, Milan. *Kritéria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnosti konstrukcí* [online]. Praha, 1998 [cit. 2015-12-30]. Dostupné z: http://mechanika2.fs.cvut.cz/sources_old/pzk/
- [2] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. 2. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 1992, 259 s. ISBN 80-01-00886-X.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [4] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-X.
- [5] FÜRBAACHER, Ivan. *Lexikon ocelí: materiálové listy se zahraničními ekvivalenty*. Praha: Dashöfer, 2009. ISBN 80-86897-12-5.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z: <http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů.
- [7] V. K. JADON, SURESH VERMA. *Analysis and design of machine elements*. New Delhi: I.K. International Publishing House, 2010. ISBN 978-93-80026-47-3.
- [8] Richard, G. Budynas and J. Keith Nisbett. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. Eighth Edition, McGraw Hill companies. 2006, ISBN 0-390-76487-6.
- [9] 'Abaqus 6.12 Online Documentation'. © Dassault Systèmes, 2012, 23-Apr-2016.
- [10] ŘEZNÍČEK, Jan a Jitka ŘEZNÍČKOVÁ. *Pružnost a pevnost v technické praxi: příklady II*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03584-0.
- [11] ČSN 05 0120. *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*. Vyd. 4. Praha: Český normalizační institut, 1972.

Seznam obrázků

2.1	Strukturovaný diagram dimenzování na únavu	15
2.2	Schéma navrhování přístupem NSA [1]	16
2.3	Schéma navrhování přístupem LESA [1]	17
2.4	Schéma navrhování přístupem LPSA [1]	18
2.5	Platnost lokálních metod predikce životnosti	19
2.6	Schéma navrhování přístupem FMA [1]	20
3.1	Varinta ovládní natáčení lopatek pohyblivým pístem	21
3.2	Rozměry táhla a pístu	22
3.3	Fiktivní cyklus zatížení táhla vnější silou	23
3.4	Výpočet tuhosti odlehčované součásti	24
3.5	Diagram $F - \Delta l$	25
3.6	Zjednodušený Haighův diagram a graf dynamické bezpečnosti	26
3.7	Vytypované koncentrátoři na táhle	28
3.8	Detail rozložení napětí dle HMM ve vrubu od síly F_d	29
3.9	Detail rozložení napětí dle HMM ve vrubu od síly F_h	29
3.10	Uchycení táhla k okolní součásti	30
3.11	Vypočtový model pro analytické řešení	31
3.12	Průběh tečného a radiálního napětí v přírubovém zakončení táhla	32
3.13	Stávající uložení hydroválce k oběžnému kolu ventilátoru	33
3.14	Průběh redukovaného napětí na válci s deskou od tlaku $p = 13$ MPa	35
3.15	Průběh deformace na válci s deskou tlaku $p = 13$ MPa se sítí	36
3.16	Průběh deformace na válci s deskou tlaku $p = 13$ MPa bez sítě	36
4.1	Varianta ovládní natáčení lopatek pevným pístem	37
4.2	Vliv rádiusu na velikost maximálního napětí podle hypotézy HMM	38
5.1	Uvažované rozměry pro výpočty	39
5.2	Táhlo jako šroubový spoj	40
5.3	Průběh redukovaného napětí pro variantu šroubový spoj	41
5.4	Průběh deformace pro variantu šroubový spoj	41
5.5	Táhlo jako svařenec	42
5.6	Táhlo jako odlitek	42
5.7	Průběh redukovaného napětí pro variantu odlitek	44
5.8	Průběh deformace pro variantu odlitek	44
5.9	Táhlo jako nalisovaný spoj	45
5.10	Rozložení tlaku v nalisovaném spoji	46
5.11	Táhlo jako výkovek	47
5.12	MKP výpočet modifikovaného řešení od síly F_d	48
5.13	MKP výpočet modifikovaného řešení od síly F_h	49

5.14	Zjednodušený Haighův diagram pro kritické místo	50
6.1	Modifikace stávajícího řešení I	51
6.2	Výpočtový model svarového spoje	52
7.1	Modifikace stávajícího řešení II	54
7.2	Průběh redukovaného napětí na válci (modifikace II.) od tlaku p	55
7.3	Průběh deformace na válci (modifikace II.) od tlaku p	56
A.1	Výrobní výkres táhla	62
A.2	Průběh redukovaného napětí dle HMM od zatížení p_d	65
A.3	Deformace táhla od p_d	65
A.4	Průběh redukovaného napětí dle HMM od zatížení p_h	66
A.5	Deformace táhla od p_h	66
A.6	Průběh redukovaného napětí na válci s deskou od tlaku $p = 13$ MPa	67
A.7	Průběh deformace na válci s deskou od tlaku $p = 13$ MPa	67

Seznam tabulek

5.1	Vlastnosti oceli na odlitky 42 2724 [4]	43
7.1	Hmotnosti jednotlivých variant	55
A.1	Vlastnosti oceli 15 230 [4] [5]	63
A.2	Únavové součinitele pro kritické místo	68

Úhel stoupání šroubovice závitu M100x2 se určí podle vztahu (A.1).

$$\gamma = \arctan \frac{iP}{\pi d_2} = \arctan \frac{1.2}{\pi 98,701} = 0,00645 \text{ rad.} \quad (\text{A.1})$$

Poloviční úhel profilu v normálním řezu se pro metrický závit určí ze vztahu (A.2). Pro metrický závit je poloviční úhel profilu $\beta = 30^\circ = \frac{\pi}{6}$ rad.

$$\beta_n = \arctan (\tan \beta \cos \gamma) = \arctan \left(\tan \frac{\pi}{6} \cos 0,00645 \right) = 0,52359 \text{ rad.} \quad (\text{A.2})$$

Třecí úhel v závitové drážce lze určit ze vztahu (A.3). Pro závity je uvažován součinitel tření $f = 0,14$.

$$\varphi' = \arctan \frac{f}{\cos \beta_n} = \arctan \frac{0,14}{\cos 0,52359} = 0,16027 \text{ rad.} \quad (\text{A.3})$$

Táhlo je vyrobeno z oceli 15 230 a je dodáváno jako výkovek. Táhlo je podle A.1 zušlechťeno. Vlastnosti materiálu shrnuje následující tabulka.

Cr-V ocel k zušlechťování, povrchovému kalení a nitridování, polotovar výkovek $\varnothing d > 250$ [mm]			
Mechanické vlastnosti			
$R_{e_{min}}$ [N/mm ²]	R_m [N/mm ²]	E [GPa]	$\sigma_{c(-1)}$ [N/mm ²](tah – tlak)
590	(780 - 930)	198	330
Použití			
Velmi namáhané strojní součásti s požadovanou vysokou pevností. Vzhledem k dobré prokalitelnosti i na velké výkovky. Povrch lze nitridovat na tvrdost HV=750. Obrobitelnost, tvářitelnost i svařitelnost dobrá.			

Tabulka A.1: Vlastnosti oceli 15 230 [4] [5]

Reálná, nebo-li snížená mez únavy pro šroubový spoj se určí dvěma cestami. Pro další výpočty se použije kritičtější z nich. Nejprve bude vypočtena snížená mez únavy z klasického vztahu

$$\sigma_c^x = \frac{\sigma_c \varepsilon_v \eta_p}{\beta} = \frac{330 \cdot 0,76 \cdot 0,77}{3,55} = 54,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (\text{A.4})$$

Kde $\varepsilon_v = 0,76$ zohledňuje velikost součásti, $\eta_p = 0,76$ jakost povrchu a β dává do souvislosti poměr meze únavy σ_c ku snížené mezi únavy σ_c^x . Diagramy pro určení potřebných součinitelů jsou umístěny v el. příloze. Na táhle byly v místech koncentrátorů napětí vypočteny součinitele vrubu β . V zaobleném dně 1. závitu táhla, ve „V“ vrubu mezi závitem a válcovým osazením a v zaoblení mezi průměry 150 mm a 102 mm. Největší hodnotu má součinitel vrubu v zaobleném dně 1. nosného závitu táhla, $\beta = 3,55$. Pro

závit byl součinitel vrubu vypočítán Neuberovou metodou pomocí fiktivního poloměru viz [6]. Takto vypočtený sočinitel vrubu se blíží výsledku, který uvádí zdroj [7] na str. 364 pro řezané závity $\beta = 3,8$. Pro zbylé koncentrátory napětí byl součinitel vrubu vypočítán podle Thuma viz rov. (2.1). Výpočet je proveden v el. příloze „Soucinitele vrubu tahlo.xls“.

Pro ilustrace zde je uveden výpočet součinitele vrubu v 1. nosného závitu. Výpočet byl proveden podle [6].

$$\beta_A = \alpha_A \sqrt{\frac{R_Z}{R_{ZF}}} = 4,1 \sqrt{\frac{0,288}{0,386}} = 3,55. \quad (\text{A.5})$$

Součinitel koncentrace napětí $\alpha_A = 4,1$ se odečte z grafu v el. příloze vyjadřující závislost $\alpha - \frac{R_Z}{P_h}$. Fiktivní poloměr drážky v závitu se určí podle vztahu

$$R_{ZF} = R_Z + s^x \varrho^x = 0,288 + 2,429 \cdot 0,04 = 0,386 \text{ mm}, \quad (\text{A.6})$$

kde $R_Z = 0,144337561 \cdot P = 0,144337561 \cdot 2 = 0,288$ mm je zaoblení dna závitu. Součinitel pevnostní hypotézy pro Guestovu hypotézu je

$$s^x = \frac{2 - \nu}{1 - \nu} = \frac{2 - 0,3}{1 - 0,3} = 2,429, \quad (\text{A.7})$$

kde $\nu = 0,3$ je Poissonovo číslo pro ocel. $\varrho^x = 0,04$ mm je materiálová konstanta vyjadřující závislost velikosti zrna materiálu na mezi kluzu. Odečtená z grafu v el. příloze.

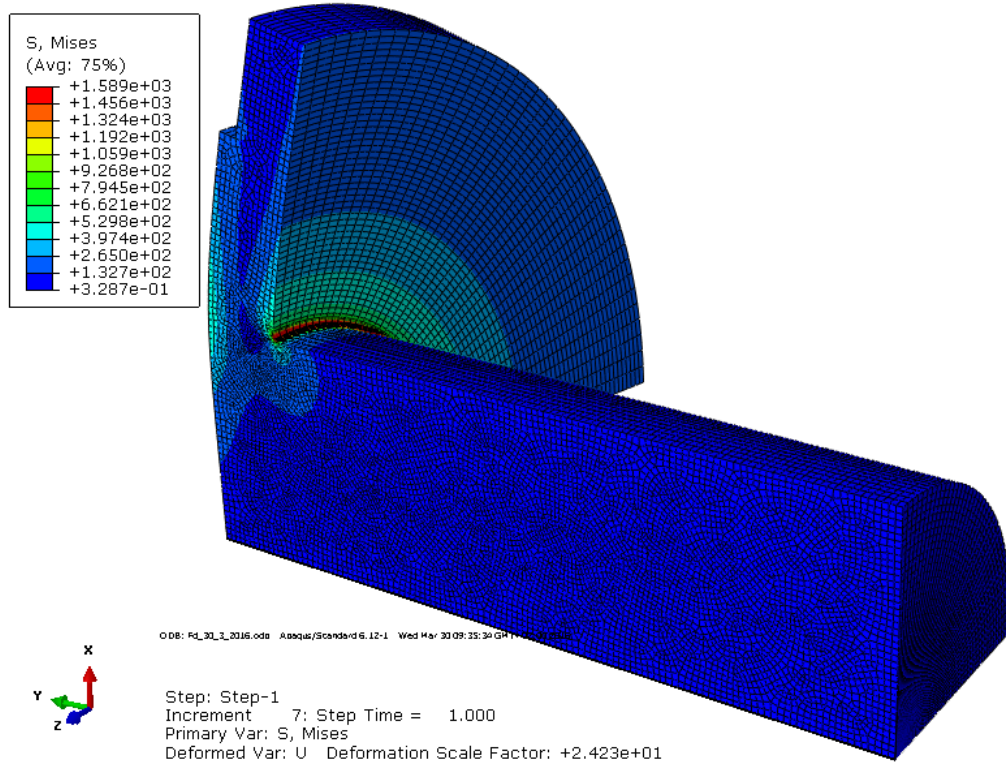
Snížená mez únavy určená empirickým vztahem dle Heywooda

$$\sigma_c^x = 0,15 R_m \frac{25 + d_M}{25 + 3d_M} = 0,15 \cdot 800 \frac{25 + 100}{25 + 3 \cdot 100} = 46,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (\text{A.8})$$

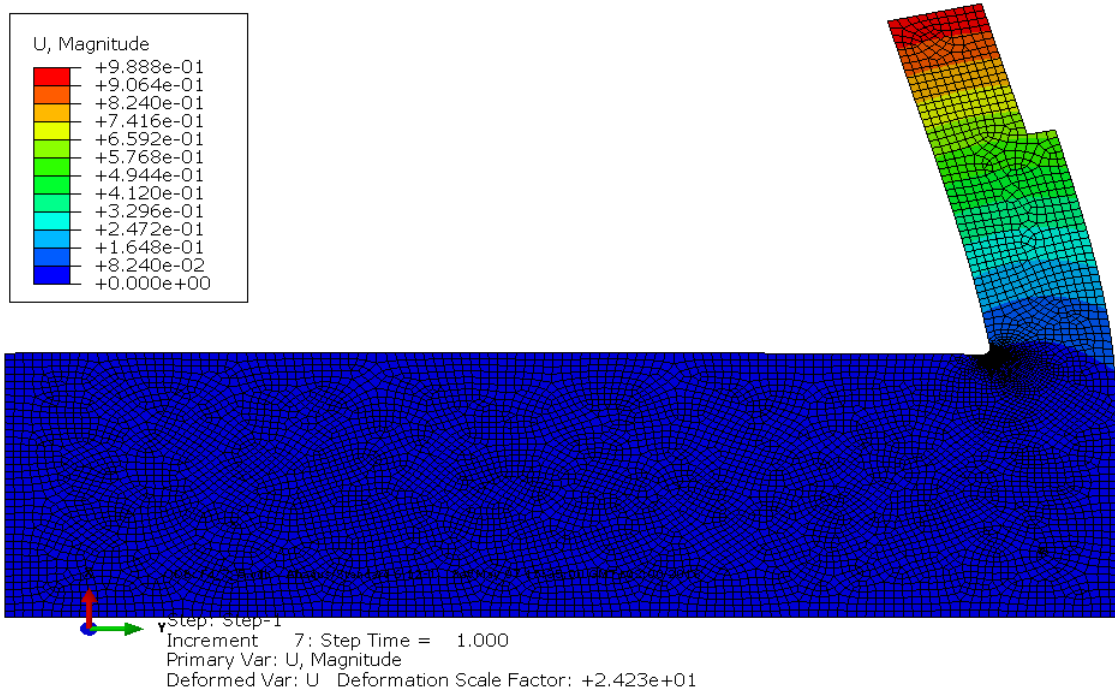
Snížená mez únavy podle Heywooda je menší než snížená mez únavy dle klasického vztahu, proto bude při dynamické kontrole rozhodující σ_c^x podle Heywooda.

[3] [4] [5] [6]

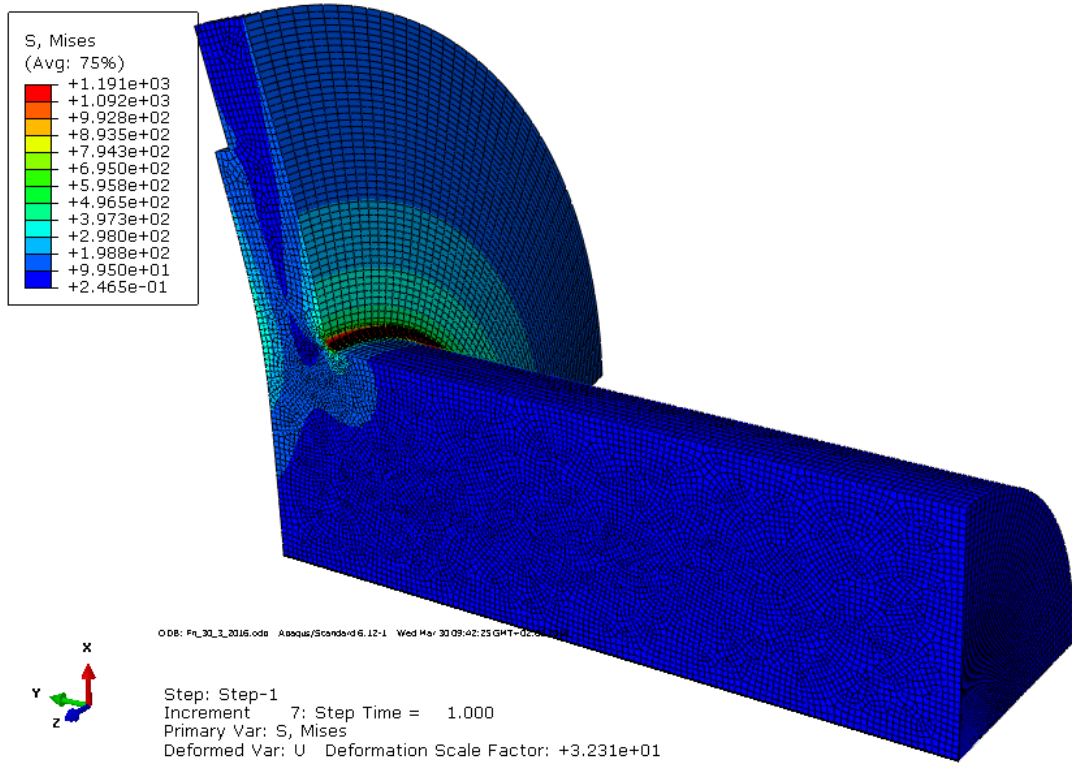
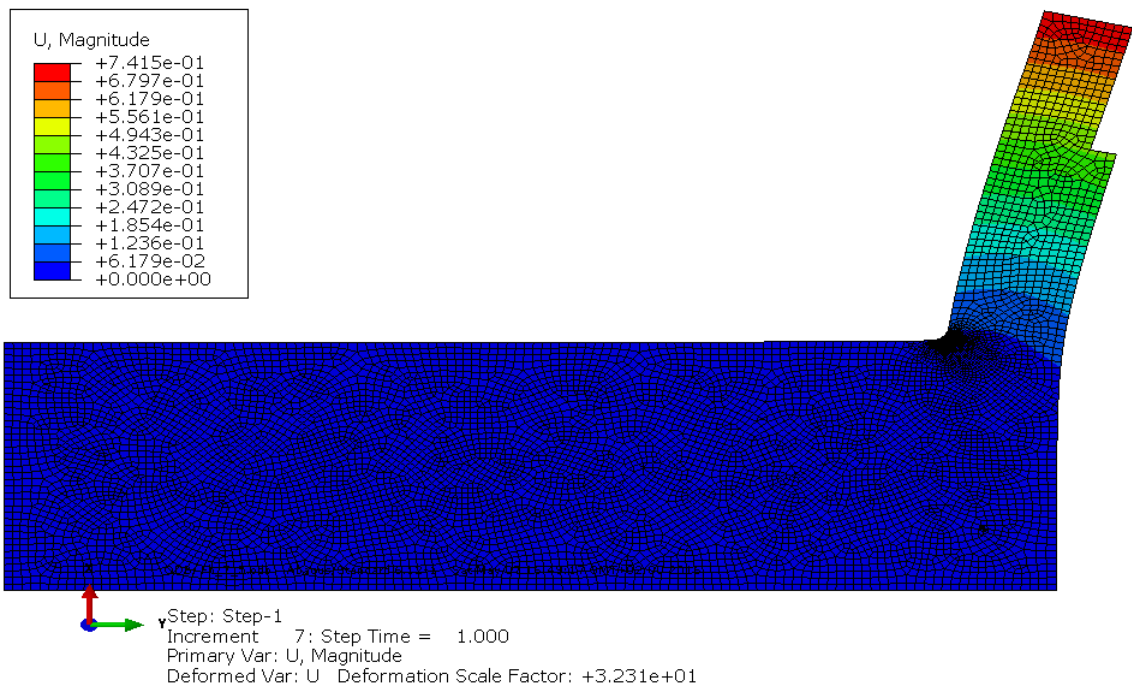
A.1.1 Výsledky z MKP pro stávající řešení táhla



Obrázek A.2: Průběh redukovaného napětí dle HMH od zatížení p_d

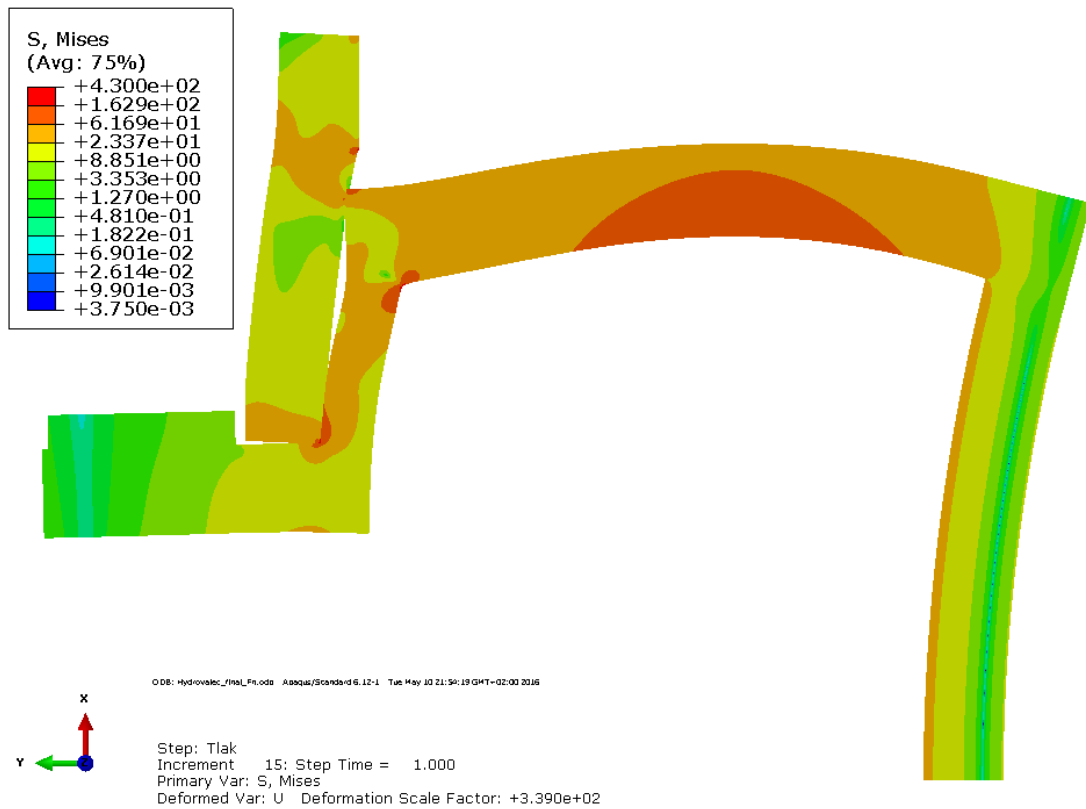
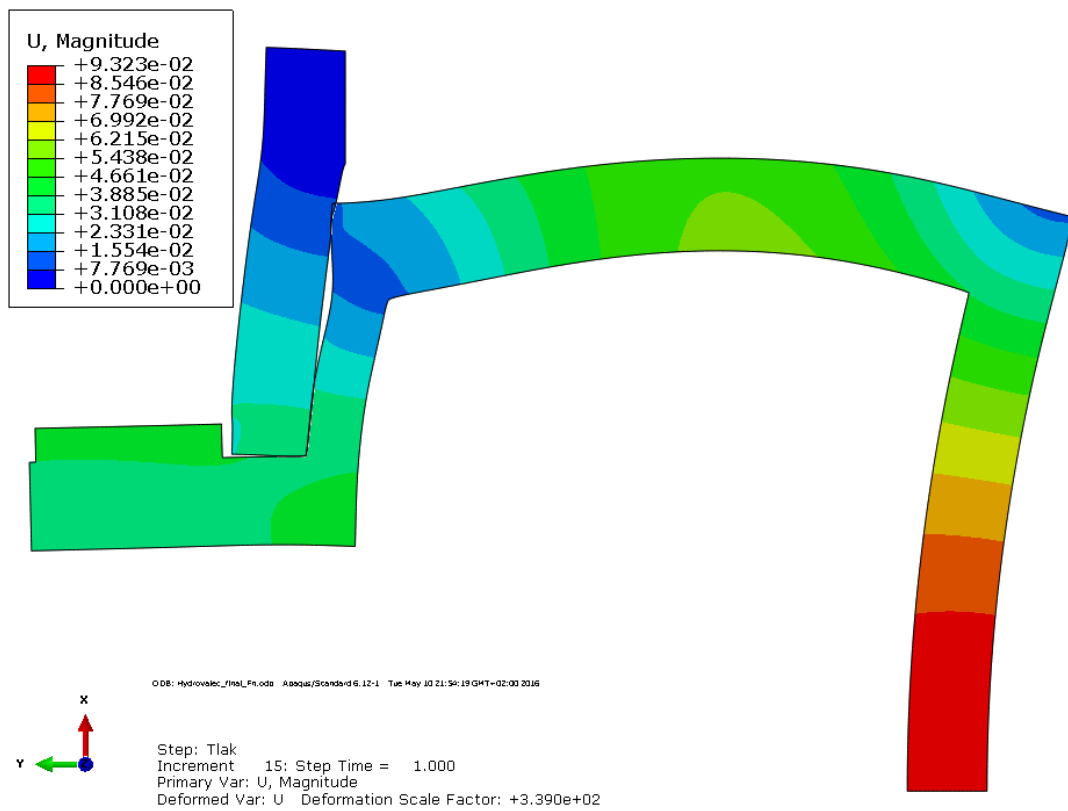


Obrázek A.3: Deformace táhla od p_d

Obrázek A.4: Průběh redukovaného napětí dle MMH od zatížení p_h Obrázek A.5: Deformace táhla od p_h

A.1.2 Výsledky z MKP pro stávající upevnění válce

Výsledky jsou vykresleny pro případ, když tlak hydraulického oleje působí na dno a válcovou plochu hydraulického válce.

Obrázek A.6: Průběh redukovaného napětí na válci s deskou od tlaku $p = 13$ MPaObrázek A.7: Průběh deformace na válci s deskou od tlaku $p = 13$ MPa

A.2 Přílohy ke kap. 5

Náhrada síly předpětí tlakem působícím na ploše mezikruží matice M100x2.

$$p = \frac{4Q_0}{\pi(d_w^2 - d_a^2)} = \frac{4.323\,362}{\pi(131.4^2 - 102^2)} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (\text{A.9})$$

A.3 Doplnující výpočty ke kap. 6

$$p_h = \frac{4F_h}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4.530\,144}{\pi(280^2 - 215^2)} = 20,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (\text{A.10})$$

$$p_d = \frac{4F_d}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4. - 706\,858}{\pi(280^2 - 215^2)} = -27,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (\text{A.11})$$

A.3.1 Snížená mez únavy pro kritické místo

Charakter namáhání v místě vrubu je podle výsledků z MKP nejbližší namáhání ohybem, proto budou všechny potřebné součinitele pro stanovení snížené meze únavy odečítány pro namáhání ohybem. Materiál 15 230 má mez únavy pro namáhání ohybem $\sigma_{c_o} = 410 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. [5]. Ostatní odečtené součinitele a dopočtené hodnoty jsou uvedené v tab. A.2.

ε_v [1]	η_p [1]	q [1]	α [1]	β [1]	$\sigma_{c_o}^x$ [N/mm ²]	$\sigma_f = 1,5R_m$ [N/mm ²]
0,66	0,83	0,86	1,68	1,58	141,72	1200

Tabulka A.2: Únavové součinitele pro kritické místo