

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

Rozložení napětí pláště hydraulického motoru
Stress Distribution of the Jacket Hydraulic Motor's

Student:

Petr Jahn

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Petr Horyl, CSc.

Ostrava 2010

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Jahn**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Rozložení napětí pláště hydraulického motoru**
Stress Distribution of the Jacket Hydraulic Motor's

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rozbor okrajových podmínek pláště hydromotoru s cílem analyzovat způsob zatížení jednotlivých částí
2. Realizujte pevnostní výpočet nejdůležitějších částí pláště hydromotoru metodou počítačového modelování
3. Detailně diskutujte výsledky s návrhem konstrukčních úprav

Seznam doporučené odborné literatury:

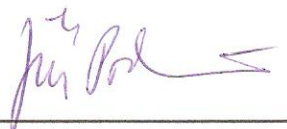
1. Výkresová dokumentace hydromotoru firmy KOEXPRO
2. ANSYS® ANSYS Academic Research, Release 12.0, Help System
3. <http://www.ansys.net>

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Petr Horyl, CSc.**

Datum zadání: 18. 12. 2009

Datum odevzdání: 21. 5. 2010



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Děkuji prof. Ing. Petru Horylovi, CSc. za odborné vedení bakalářské práce, za cenné rady a podporu při jejím zpracování.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Petr Jahn

Adresa trvalého pobytu autora práce: Lesní Albrechtice 22

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

JAHN, P. *Rozložení napětí pláště hydraulického motoru: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2010, 42 s. Vedoucí práce: Horyl, P.

Bakalářská práce se zabývá analýzou napětí pláště hydraulického motoru. Tento motor je určen k pohonu hydraulické vrtačky pro důlní průmysl. Hydromotor je specifický tím, že se k jeho pohonu používá vodní emulze. Těžištěm práce je realizace výpočtu napětí pomocí metody počítačového modelování ve výpočtovém programu ANSYS 12. Na základě vyhodnocení získaných výsledků byly navrženy konstrukční úpravy, které zajistily snížení hmotnosti hydromotoru. Správnost navržených konstrukčních úprav byla následně ověřena opětovným výpočtem napětí pláště hydromotoru.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

JAHN, P. *Stress Distribution of the Jacket Hydraulic Motor's: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2010, 42 p. Thesis head: Horyl, P.

In bachelor thesis is accomplished stress analysis of the jacket hydraulic motor's. This motor used for driving a hydraulic drill in mining industry. Hydraulic motor is specific that for driving is used water emulsion, the thesis is focused on determination of stress. with the assistance of finite element method in computational program ANSYS 12. The obtained results make the base for suggested construction changes which decreased mass of hydromotor. As a verifying of correctness of construction is made repeated calculation of stress of the jacket hydraulic motor's.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	7
0 Úvod.....	8
1 Metoda konečných prvků	10
1.1 Základní charakteristika metody	10
1.2 Diskretizace.....	11
1.3 Singulární případy diskretizace.....	13
1.4 Prvky použité při řešení	14
2 Popis řešeného hydromotoru.....	15
3 Tvorba výpočtového modelu	22
3.1 Zjednodušení modelu	22
3.2 Materiál	22
3.3 Použití symetrie.....	23
3.4 Určení okrajových podmínek.....	24
3.5 Kontakty.....	25
3.6 Konečnoprvková síť.....	27
4 Výsledky výpočtů.....	31
4.1 Napětí na plášti hydromotoru.....	31
4.2 Koeficient bezpečnosti	34
5 Návrh konstrukčních úprav	35
5.1 Konstrukční úpravy.....	35
5.2 Analýza konstrukčních úprav.....	37
5.3 Porovnání koeficientů bezpečnosti	39
6 Závěr.....	40
7 Seznam použité literatury	41
8 Seznam příloh	42

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
F	zatěžující síla	[N]
f	součinitel smykového tření	[-]
k	koeficient statické bezpečnosti	[-]
m	modul ozubení	[-]
R	poloměr zaoblení	[mm]
R _m	mez pevnosti	[MPa]
R _{P0,2}	mez kluzu	[MPa]
S	plocha průřezu	[mm ²]
Δm	rozdíl hmotností	[g]
μ	Poissonovo číslo	[-]
σ	napětí	[MPa]
σ _{REDmax}	maximální redukované napětí	[MPa]
CAD	počítačem podporované kreslení (computer-aided drafting)	
CAM	počítačová podpora obrábění (computer aided manufacturing)	
HMH	energetická hypotéze (von Misses)	
MKP	metoda konečných prvků	
N	korekce soukolí	
VN	korekce soukolí	

0 Úvod

Cílem bakalářské práce bylo zjistit hodnotu a rozložení napětí na plášti hydromotoru. Hydromotor je určen k pohonu ruční hydraulické vrtačky zkonstruované pro pracovní medium – vodní emulzi. Vrtačka slouží k ručnímu vrtání otvorů do průměru 42 mm, do měkkého a středně tvrdého uhlí, a do měkkých hornin až do délky 6 m. Je určena zejména pro použití v rubáních a v dosahu rozvodu pracovního media – vodní emulze. Vrtačka sestává z těchto hlavních částí: hydraulického motoru, trubkového rámu s dvojicí rukojetí, vřetena s objímkou pro zajištění vrtací tyče s kosočtvercovou stopkou, (vrtací tyče bývají zpravidla osazeny vrtacími korunkami \varnothing 38 až \varnothing 42 mm), rozváděcí kostky a přepouštěcího ventilu. Hydraulický ovládací obvod umožňuje regulaci otáček (krouticího momentu) a zabraňuje překročení nastaveného krouticího momentu. Výpočet napětí byl řešen metodou počítačového modelování, konkrétně metodou konečných prvků a výpočtovým programem ANSYS 12. Nejprve bylo nutné provést rozbor okrajových podmínek a analyzovat způsob zatížení pro jednotlivé části hydromotoru. V dalším kroku byl realizován výpočet několika výpočtových modelů. Získané výsledky se vyhodnotily a následně se z nich vyvodily konstrukční úpravy. Tyto úpravy byly provedeny hlavně za účelem zmenšení polotovaru tělesa motoru. Díky této konstrukční úpravě se sníží hmotnost vrtačky, bude se tak s ní lépe pracovat a klesnou náklady na výrobu. Správnost těchto úprav je následně nutné ověřit opětovným výpočtem.



**VHR 42/75.1 WK
(s úchytem)**

Obrázek 1 – Ruční hydraulická vrtačka [1]

Typ		VHR 42/75.1 WK
Max. průměr vrtací korunky	mm	42
Max. tlak pracovní kapaliny	MPa	32
Jmenovitý krouticí moment	Nm	75
Pojištění tlaku přepouštěcím ventilem	MPa	28
Max. otáčky	ot.min ⁻¹	1 000
Průtočné množství pracovní kapaliny při 500 ot.min ⁻¹	dm ³ .min ⁻¹	11
Pracovní médium	emulze HFA min. 1,50%	
Filtrace	µm	50
Připojovací rozměry	mm	Steck DN 10
Vnější rozměry š x v x l	mm	180x480x270
Hmotnost	kg	7,60

Tabulka 1 – Základní technické parametry [1]

1 Metoda konečných prvků

1.1 Základní charakteristika metody

Metoda konečných prvků je numerická metoda pro získání přibližného řešení široké třídy inženýrských úloh. Většina konkrétních inženýrských problémů není analyticky řešitelná, jsou to jen velmi jednoduché případy. Bez použití moderních metod je dosavadní postu takový, že řešený mechanický systém se výrazně zjednoduší. Obvykle jde o takové zjednodušení, aby výsledky byly porovnatelné se známými řešeními uvedenými v tabulkách, katalozích atd. Použití metody konečných prvků se v praxi rozšířilo spolu se vzrůstajícími počty výkonných počítačů. Podobně jako u metody sítí je výsledkem přibližné řešení neznámých veličin pomocí konečného počtu neznámých parametrů. Postup, při kterém se vybere počet těchto parametrů, se nazývá diskretizace. Těleso (nebo soustava těles) se nahradí odpovídající soustavou menších částí (prvků). Místo řešení celého tělesa je úloha formulována pro jeho jednotlivé části, v nichž jsou neznámé funkce (např. deformace) přibližně popsány jen malým počtem parametrů ve zvolených bodech (uzlech). Dále se systematicky „zkompletuje“ řešení pro celé těleso sestavením globální matice.

V současné době je metoda konečných prvků široce a podrobně rozpracovávaný vědní obor obsahující tyto části:

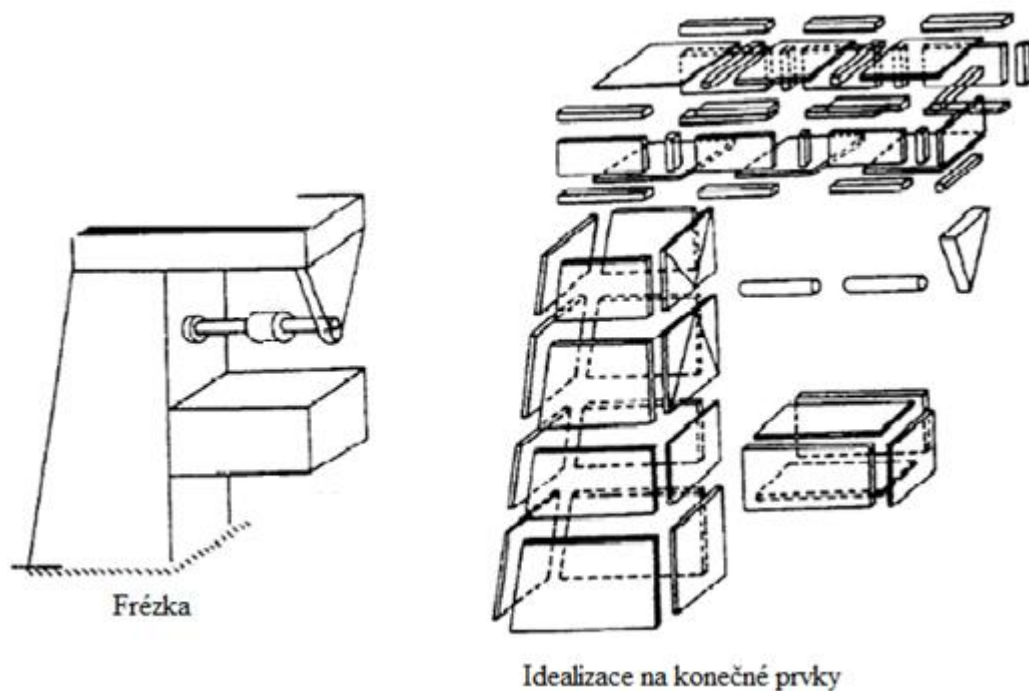
- a) teoretická část – formulace variačních principů, odvozování vztahů pro různé typy prvků atd.
- b) matematická část – problematika vhodných numerických metod, výběr algoritmů, důkazy existence a konvergence řešení, odhad chyby řešení atd.
- c) počítačová část, dělí se na:
 - 1) preprocessing – generování vstupních dat, grafické zobrazení členění, vstupní data, okrajové podmínky, zatížení, opravy a úpravy dat atd.

- 2) solver (řešič) – sestavení matic pro jednotlivé prvky, sestavení globální matice celého systému, sestavení maticových rovnic a jejich řešení atd.
 - 3) postprocessing – výpočty závislých parametrů, výstupní soubory, grafické znázornění výsledků atd.
- d) inženýrská (problémová) část – využití možnosti MKP pro konkrétní inženýrské úlohy, což je dělení tělesa na prvky, výběr vhodného prvku pro danou úlohu, zadání potřebných vstupních údajů, volba forem výstupů atd.

Dnes jsou vyvinuty stovky typů konečných prvků a na světě existují desítky celosvětově známých programových systémů (ANSYS, ADINA, ABAQUS, MARC, MSC/NASTRAN). Nadstavby pro řešení MKP jsou již implementovány i v běžných CAD systémech jako prostředek pro rychlé návrhové výpočty [2].

1.2 Diskretizace

Základním krokem metody je rozdělení (diskretizace) libovolného mechanického systému (nosník, rám, rošt, desku, stěnu aj.) na konečný počet prvků, které jsou obvykle geometricky jednoduché (úsečka, trojúhelník, obdélník, hranol), jak znázorňuje obrázek 2. Dělení na prvky není v žádném případě jednoznačné a záleží především na technických zkušenostech a citu řešitele. Existují sice automatické generátory sítí konečných prvků, avšak „poslední slovo“ (opravy a úpravy vzniklé sítě v rozích, přechodech atd.) má vždy řešitel úlohy. Jestliže tedy systém rozdělíme na konečný počet prvků, vybíráme v podstatě za určující (prvotní neznámé) jen ty body konstrukce (z nekonečného počtu bodů kontinua), které nejčastěji leží v rozích prvků, koncových bodech, uprostřed hran, ploch atd. V těchto uzlech vypočítáme prvotní neznámé veličiny (ve statických úlohách je to obvykle posunutí) a z nich odvozeně druhotné (ve statické vnitřní síly a napětí). Ze známých fyzikálních veličin uzlových hodnot jednoho prvku pak můžeme určit jakoukoliv veličinu libovolného bodu prvku. Výkonné programové systémy obsahují stovky prvků (vrstevnaté, prvky typu nelineární pružina či tlumič, prvky vhodné pro akustické problémy atd.) [2].



Obrázek 2 – Ukázka diskretizace metodou konečných prvků na frézce [3]

Základní statickou rovnicí MKP je systém lineárních rovnic, který je v maticovém tvaru zapsán následujícím způsobem:

$$[K]\{\Delta\} = \{F\} \quad (1)$$

kde $[K]$ je globální matice tuhosti řešeného systému, která je symetrická, pásová, pozitivně definitivní a obvykle řídká.

$\{\Delta\}$... vektor neznámých deformačních parametrů systémů

$\{F\}$... vektor celkového (globálního) zatížení.

Rozepsáním výše uvedené maticové rovnice dostaneme systém lineárních rovnic pro neznámé hodnoty deformačních parametrů Δ_1 až Δ_n .

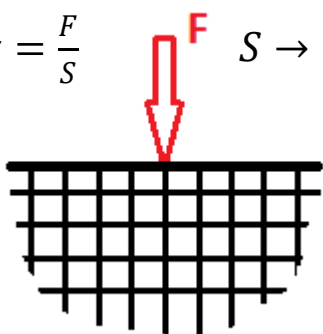
$$\begin{aligned}
 \Delta_1 k_{11} + \Delta_2 k_{12} + \Delta_3 k_{13} + \dots &= f_1 \\
 \Delta_1 k_{21} + \Delta_2 k_{22} + \Delta_3 k_{23} + \dots &= f_2 \\
 \cdot & \\
 \cdot & \\
 \cdot & \\
 \dots + \Delta_{n-1} k_{n,n-1} + \Delta_n k_{n,n} &= f_n
 \end{aligned} \quad (2)$$

Počtem neznámých je určen řád úlohy, v tomto případě n , matice tuhosti $[K]$ bude mít řád $n \times n$. Po vyřešení neznámých (v praktických úlohách se jejich počet pohybuje kolem sta tisíc až milionů), se zpětným výpočtem určují vnitřní silové účinky pro jednotlivé prvky (osové a posouvající síly, kroutící a ohybové momenty) a napětí [2].

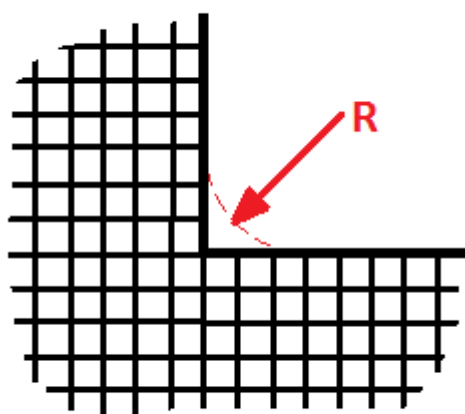
1.3 Singulární případy diskretizace

Singulární místo v geometrickém modelu je místo, kde i při postupném zahušťování sítě napětí roste nad všechny meze, tedy diverguje (nekonverguje ke správným hodnotám). Reálné konstrukce neobsahují singulární místa. Singulární místo vzniká při zjednodušujících předpokladech. I dobrý konečnoprvkový model může obsahovat singulární místa, avšak analytik musí vědět, že vypočtené napětí a deformace v okolí těchto míst nejsou správné. Singulární místa vznikají nejčastěji při zadání bodové okrajové podmínky nebo v místě ostré hrany na geometrii. Žádná strojní součást nemá nekonečnou ostrost, tedy nulový poloměr zaoblení hran. V případě, že je singulární místo vzdáleno od řešené oblasti (oblasti zájmu), můžeme předpokládat žádné nebo jen malé ovlivnění výsledků. Jestliže je však singulární místo v blízkosti řešené oblasti, výsledky jsou znehodnoceny a tudíž nedůvěryhodné.

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad S \rightarrow 0 \Rightarrow \sigma \rightarrow \infty$$



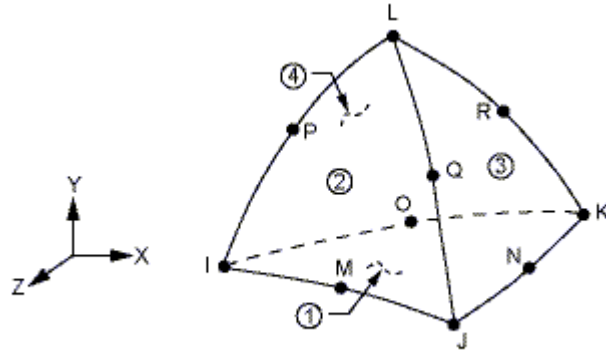
Obrázek 3 – Bodová okrajová podmínka



Obrázek 4 – Ostrá hrana v geometrii

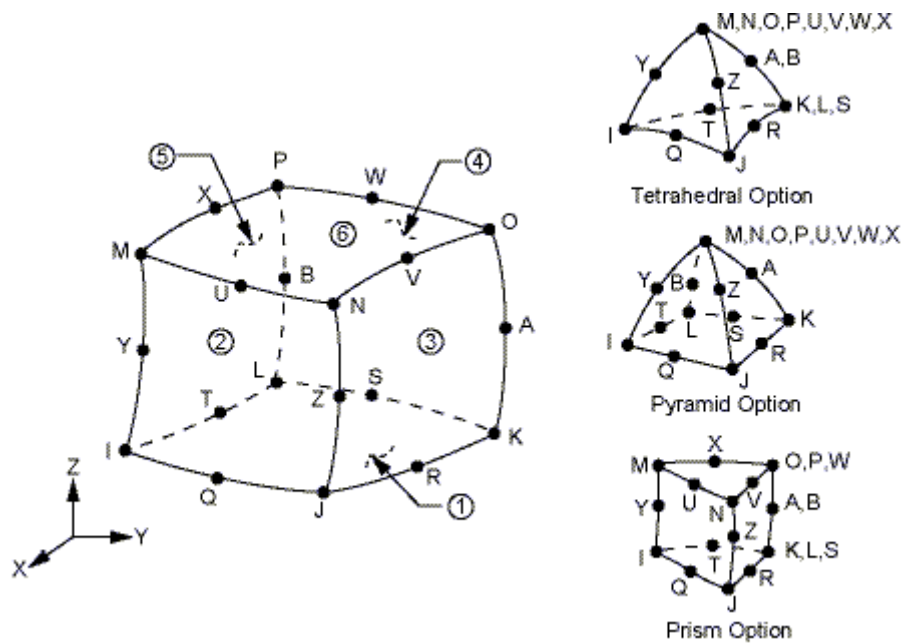
1.4 Prvky použité při řešení

SOLID 187 je deseti uzlový element vyššího řádu. Hodí se zejména pro vytváření nepravidelných sítí (modelů vytvořených v nejrůznějších CAD/CAM systémech). Element je definován deseti uzly, z nichž každý má tři stupně volnosti: posuvy ve směru x, y, a z.



Obrázek 5 – Prvek SOLID 187 [4]

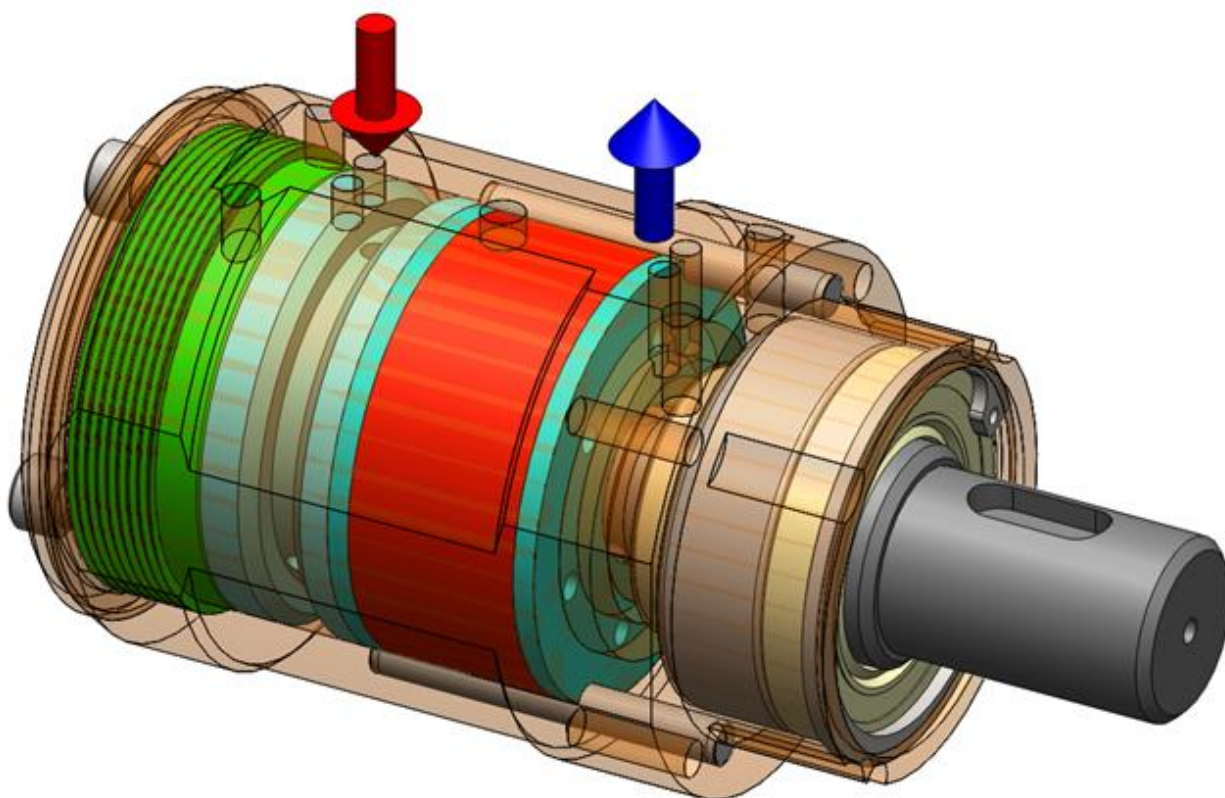
SOLID 186 je dvaceti uzlový element vyššího řádu. Tento element je definován již zmíněnými dvaceti uzly, z nichž každý má 3 stupně volnosti: posuv ve směru x, y a z.



Obrázek 6 – Prvek SOLID 186 a jeho alternativy [4]

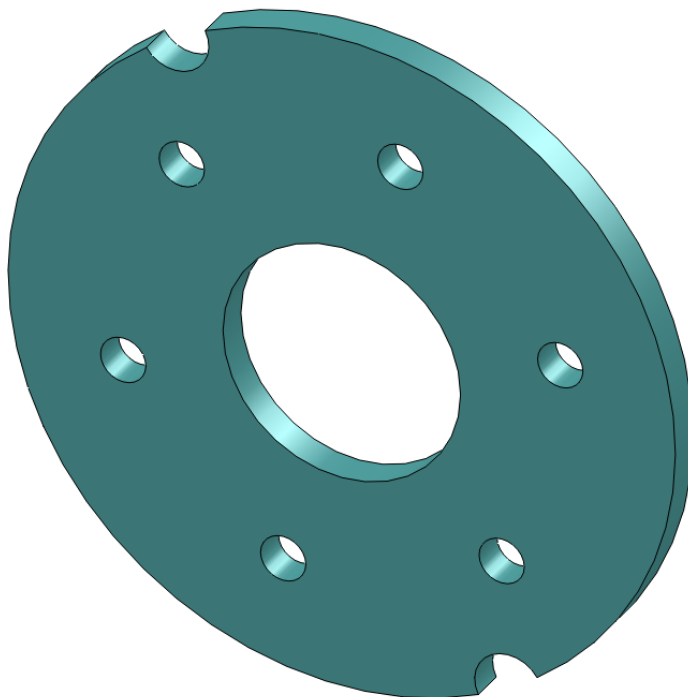
2 Popis řešeného hydromotoru

Zpočátku bylo nutné vytvořit 3D model hydromotoru z výkresu sestavy. Vytvoření modelu proběhlo v programu SolidWorks 2010. Ve formátu step byl hydromotor importován do programu ANSYS 12. Zde byly provedeny v záložce geometrie operace nutné k další práci s modelem. Pomocí funkce otisk (imprint) bylo nutné ohraničit plochy na součástech. Tyto plochy jsou důležité pro pozdější zadání okrajových podmínek. Pohon tohoto hydromotoru je realizován vodní emulzí o pracovním tlaku 25 MPa. Tlak kapaliny roztáčí planetový mechanismus s nekruhovými drahami. Vytváří tak krouticí moment na hřídeli, ten je následně transformován na vrták. Na vyfrézované ploše tělesa motoru jsou našroubovány koncovky připojovacích hadic tlakové kapaliny. Vstup a výstup tlakové kapaliny je na obrázku 7 znázorněn šipkami. Sestava hydromotoru se skládá z níže uvedených součástí. Výkres sestavy je pak zařazen v příloze A.



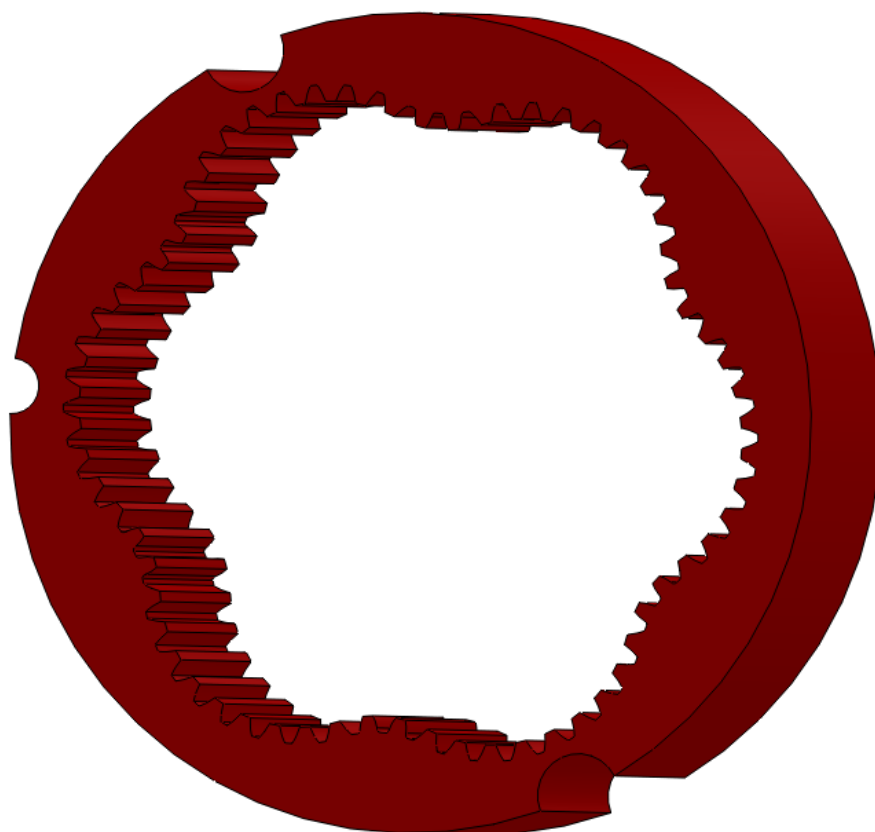
Obrázek 7 – Sestava hydromotoru

Rozváděcí deska slouží k usměrnění tlakové kapaliny z přívodní drážky do prostoru planetového soukolí, kde tlak kapaliny roztáčí pastorky soukolí. K usměrnění tlakové kapaliny do výstupní drážky je rovněž použita stejná rozváděcí deska, avšak otočena, aby otvory nebyly proti sobě a tlaková kapalina tak nebyla odvedena bez vykonání práce.



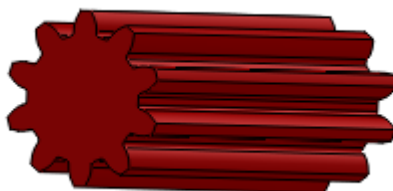
Obrázek 8 – Rozváděcí deska

Korunové kolo šestiovalné slouží k vedení satelitů.



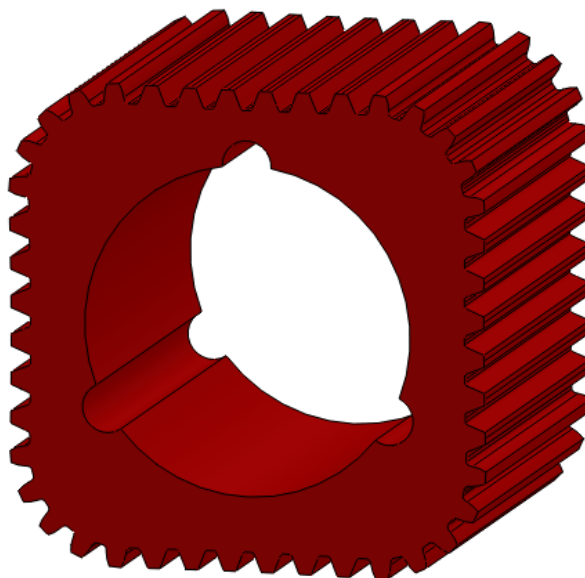
Obrázek 9 – Korunové kolo šestiovalné

Satelit je součástí, na kterou působí tlak a roztáčí tak hřídelové kolo čtyřoválné.



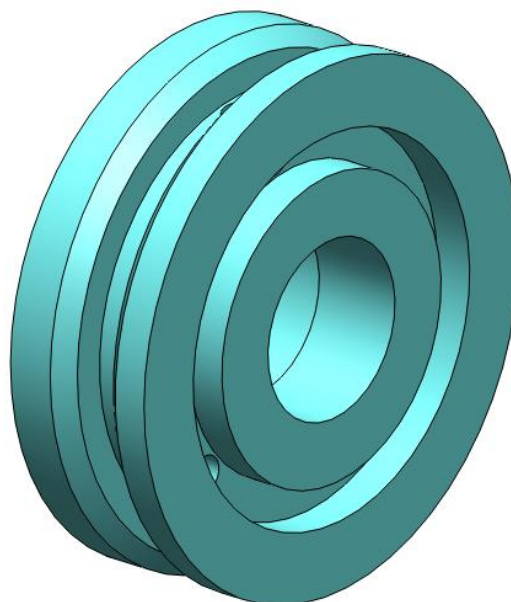
Obrázek 10 – Satelit

Hřídelové kolo čtyřoválné přenáší krouticí moment na hřídel.



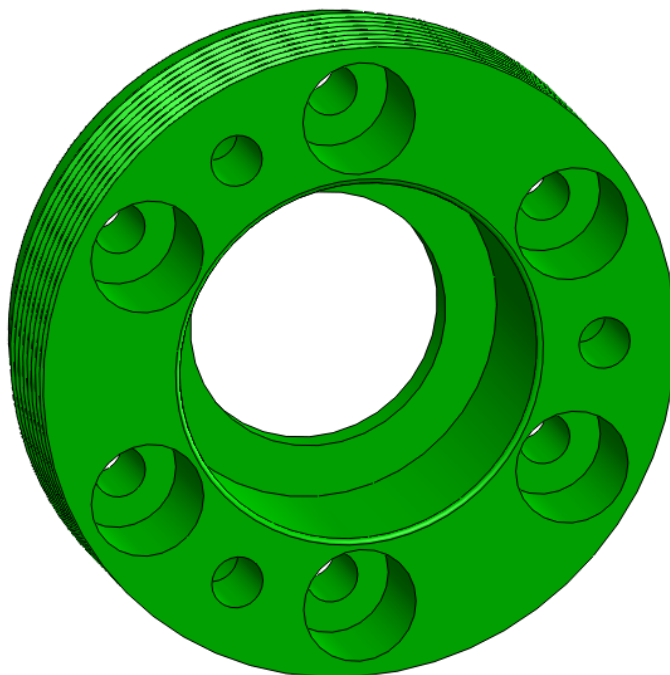
Obrázek 11 – Hřídelové kolo čtyřoválné

Rozváděcí kotouč slouží k rozvedení tlakové kapaliny z přívodních otvorů k rozváděcí desce.



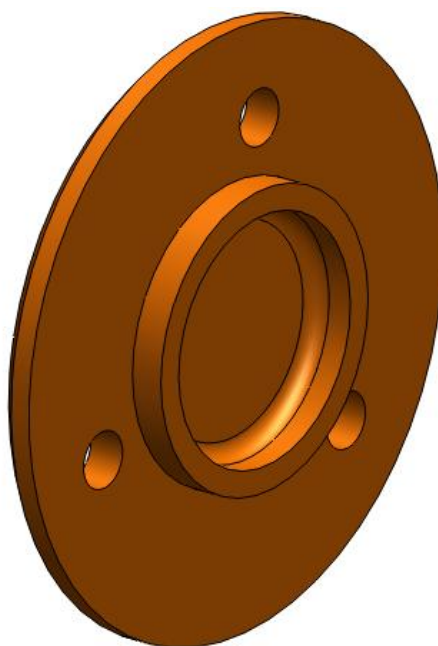
Obrázek 12 – Rozváděcí kotouč

Ložiskové těleso je našroubováno do tělesa motoru a pomocí šesti šroubů dotlačuje součásti řazené v hydromotoru tak, aby mezi nimi nevznikaly mezery a neunikala tlaková kapalina.



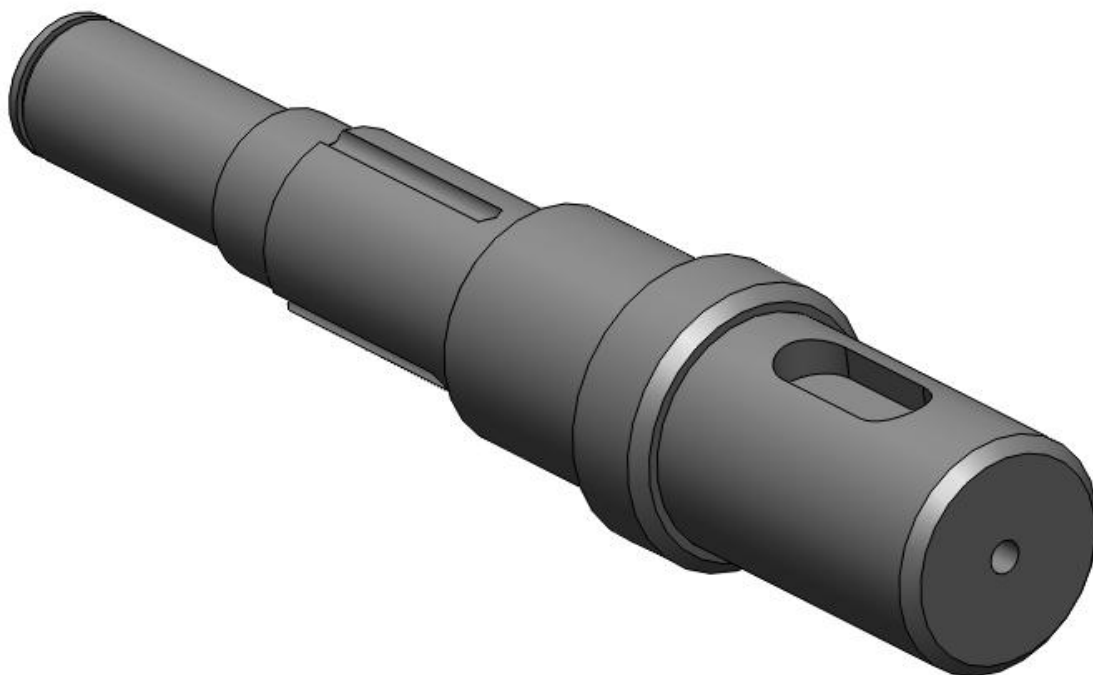
Obrázek 13 – Ložiskové těleso

Víko uzavírá plášť celého hydromotoru a zabraňuje vnikání nečistot do hydromotoru.



Obrázek 14 – Víko

Hřídel slouží k přenosu krouticího momentu z hydromotoru na vřeteno s objímkou pro zajištění vrtací tyče.



Obrázek 15 – Hřídel

Dále se sestava skládá z těchto součástí:

Těleso motoru

Kolík 6x50

Kolík 3x20

Hřídelový těsnicí kroužek GP 15-26-7

GP 25-35-7

GP 30-52-7

Ložisko 6202

Ložisko 6205

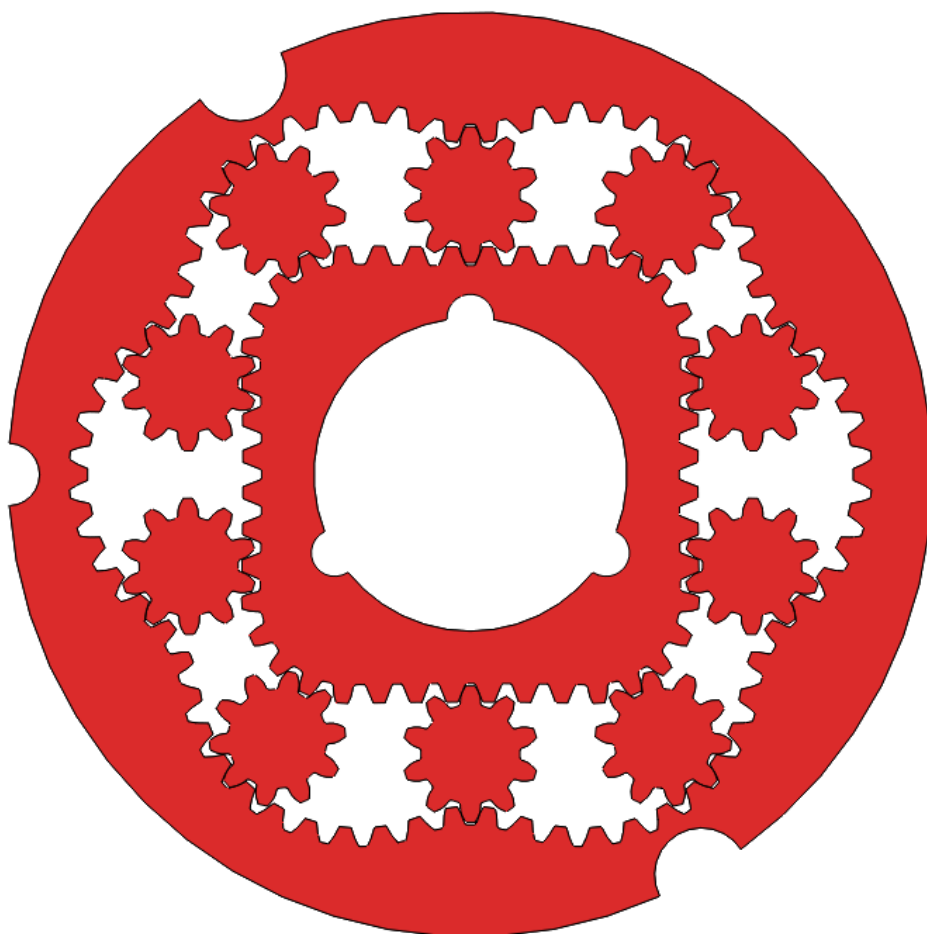
Šroub M6x16

Šroub M6x12

Pojistný kroužek 15

Pojistný kroužek 52

Model sestavení planetového soukolí s nekruhovými dráhami. Pro následující ozubení bylo původně použito soukolí typu N, které mělo nízkou životnost a vysoké vibrace. Později bylo soukolí nahrazeno soukolím typu VN, jenž dosahuje lepších parametrů. Modul ozubení je $m = 0,75$ mm. Soukolí je unikátní hlavně tím, že k jeho pohonu slouží vodní emulze. Hydraulicky ovládaný obvod umožňuje nastavení otáček pomocí regulace tlaku. Převodovka je tedy ze systému vypuštěna, což uspoří nemalé náklady.



Obrázek 16 – Planetové soukolí s nekruhovými dráhami

3 Tvorba výpočtového modelu

3.1 Zjednodušení modelu

Pro řešení ve výpočtovém programu ANSYS byla použita určitá zjednodušení, aby bylo dosaženo maximální přesnosti, zároveň však nebyly vynechány součásti důležité při řešení. Nejprve byl použit výpočtový model sestavený jen ze čtyř součástí a okrajová podmínka zatížení tlakem byla aplikována přímo na plášť motoru. Tento model byl značně nepřesný, ale ukázal, jak velká napětí můžeme očekávat. Další modely byly oproti původnímu zpřesňovány až k finálnímu výpočtovému modelu. V konečném výpočtovém modelu byly vynechány všechny součásti, které nejsou přímo v kontaktu s tělesem motoru, tzn. šrouby, ložiska, těsnicí kroužky atd. Výpočtový model byl sestaven jen z 8 nezbytně nutných součástí, které byly ještě zjednodušeny oproti reálným. Byly odebrány sražené hrany a zaoblení. Dále byly u děr odstraněny kuželové špičky po vrtáku. Takto zjednodušený model byl použit pro výpočet.

3.2 Materiál

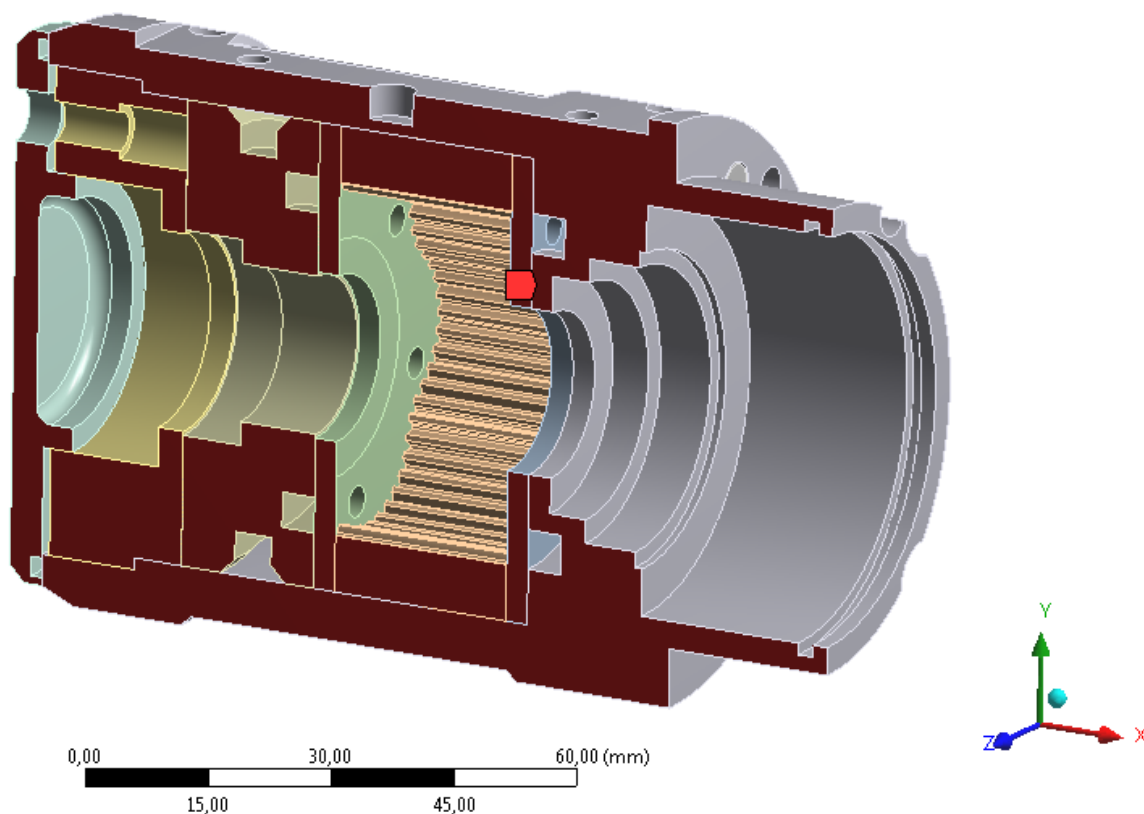
Součástem hydromotoru byly přiřazeny materiály popsané v tabulce 2. Tyto materiály byly zušlechťeny na vyšší pevnost, což ukazují doplňkové číslice v označení materiálu. V tabulce jsou také uvedeny meze kluzu, které používáme při stanovení koeficientu statické bezpečnosti.

Součást	Materiál	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	Mez pevnosti R_m [MPa]	Modul pružnosti v tahu E [GPa]	Poissonovo číslo μ [-]
Těleso motoru	14 140.7	539	860	196	0,3
Ostatní součásti	11 500.1	275	470	200	0,3

Tabulka 2 – Materiálové vlastnosti [5]

3.3 Použití symetrie

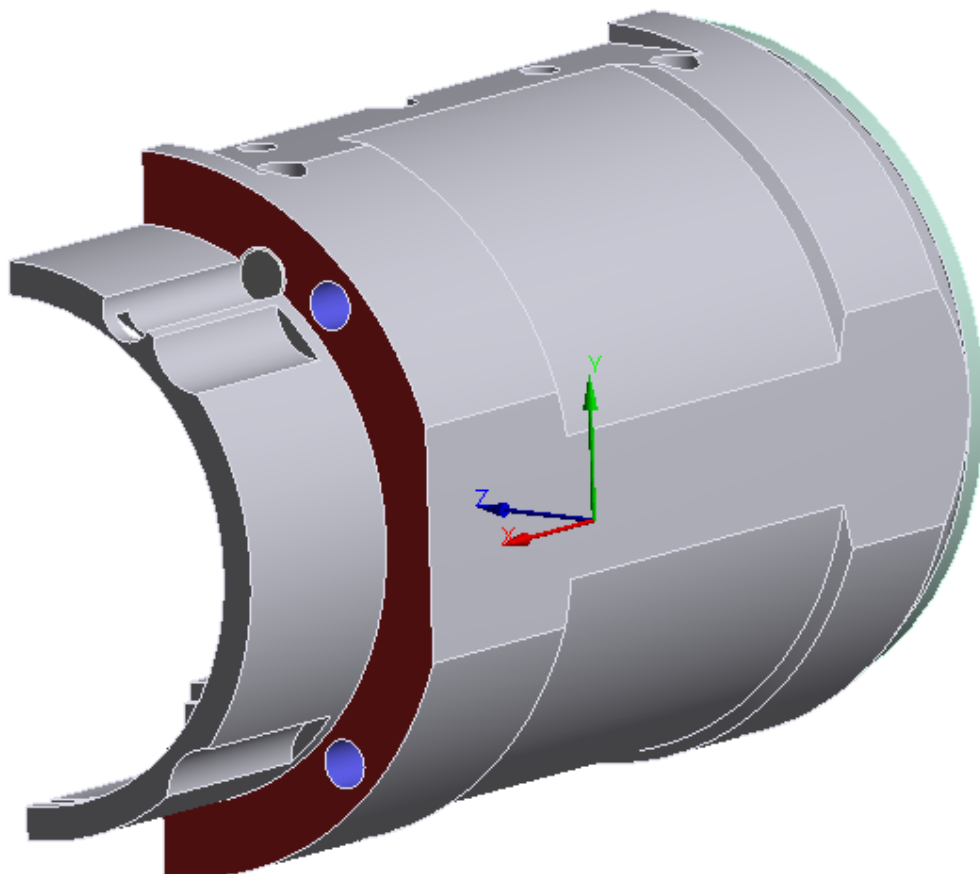
Při řešení problematiky byla využita rovinná symetrie geometrie a okrajových podmínek, proto se sníží počet stupňů volnosti řešené úlohy na polovinu a významně zkrátí výpočtový čas. Výpočtový čas procesoru se sníží až na $(1/2)^3 = 1/8$ času požadovaného pro výpočet celého modelu dle použitého řešiče [6]. Redukce stupňů volnosti má velký význam, uvážíme li, že výpočtový model má 1 379 484 stupňů volnosti.



Obrázek 17 - Symetrie v ose Z

3.4 Určení okrajových podmínek

Okrajové podmínky (vetknutí modrou barvou a posuv červenou) jsou znázorněny na obrázku 18. Vetknutí odebírá 6 stupňů volnosti, 3 posunutí, 3 rotace a bylo aplikováno, protože v tomto místě je hydromotor přišroubován čtyřmi šrouby k trubkovému rámu vrtačky. V místě styku hydromotoru s rámem byla použita další okrajová podmínka a to nulový posuv ve směru osy x.



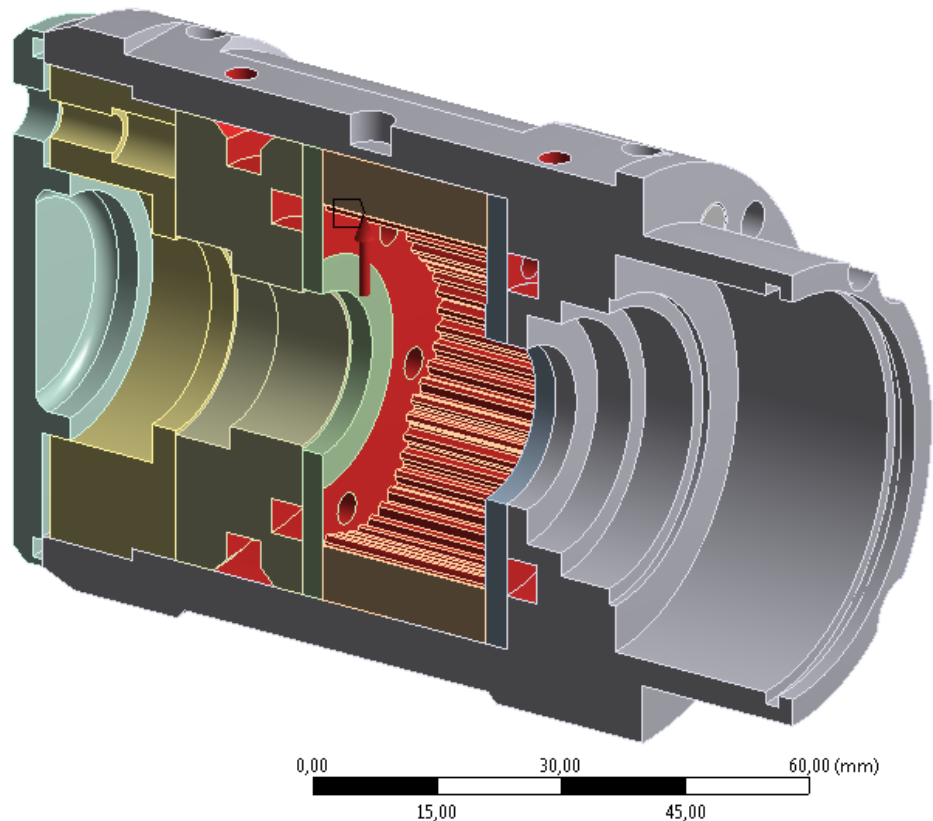
Obrázek 18 – Vazby vetknutí a posuv

Na obrázku 19 je znázorněna silová okrajová podmínka a to zatížení tlakem. Pracovní tlak hydromotoru je 25 MPa a zkušební tlak byl stanoven na 35 MPa. S tímto tlakem se také počítá. Na hydromotoru je při provozu namontován přepouštěcí přetlakový ventil, který se v případě překročení tlaku 28 MPa aktivuje a zamezí tím zvýšení tlaku nad tuto mez.

A: Static Structural (ANSYS)

Pressure
Time: 1, s
2.5.2010 18:38

Pressure: 35, MPa



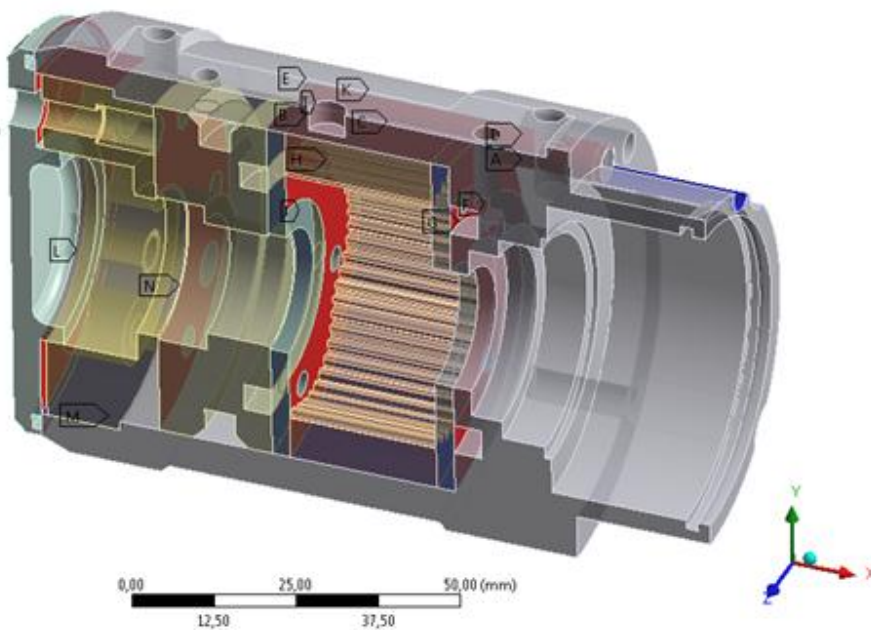
Obrázek 19 – Zatížení tlakem

3.5 Kontakty

Hydraulický motor se skládá z několika součástí, mezi kterými existují kontakty. Na obrázku 20 jsou znázorněny pevné (bonded) kontakty. Tyto kontakty byly použity pro většinu součástí hydromotoru kromě dvou těles, pro které byl použit třecí (frictional) kontakt, což je znázorněno na obrázku 21. Součinitel smykového tření u třecích kontaktů je $f = 0,1$. Ložiskové těleso je v motoru našroubováno, ale závit byl nahrazen pevným kontaktem. Na příslušné plochy byly nadefinovány kontaktní prvky typu CONTA174 a TARGE170.

Contact Region 15
 Items: 10 of 14 indicated
 15.3.2010 20:34

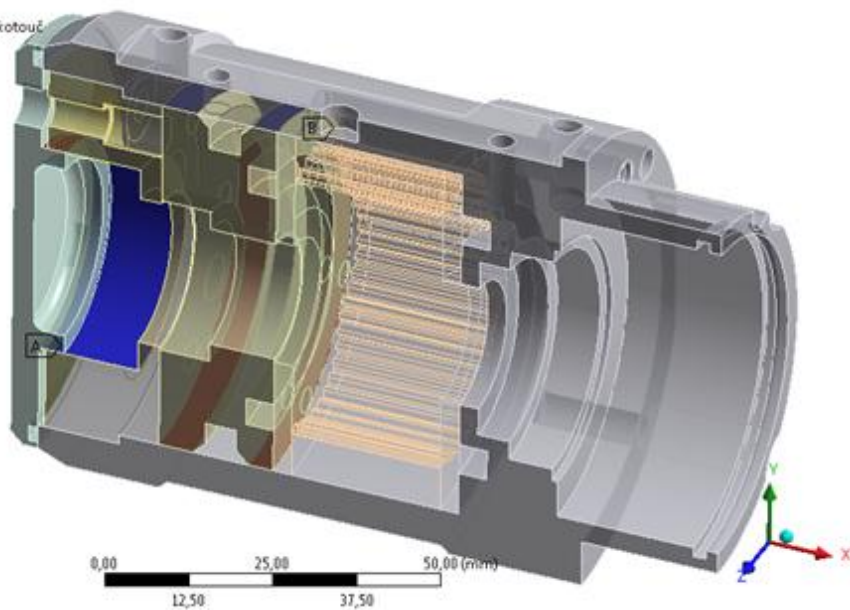
- A** Contact Region
- B** Contact Region 2
- C** Contact Region 3
- D** Bonded - Kollik 6x50 To Těleso motoru
- E** Contact Region 5
- F** Contact Region 6
- G** Contact Region 7
- H** Contact Region 8
- I** Contact Region 9
- J** Contact Region 10



Obrázek 20 – Pevný (bonded) kontakt

Frictional - Těleso motoru To Rozváděcí kotouč
 15.3.2010 20:36

- A** Frictional - Víko To Ložiskové těleso
- B** Frictional - Těleso motoru To Rozváděcí kotouč



Obrázek 21 – Třecí (frictional) kontakt

3.6 Konečnoprvková síť

V tabulce 3 je vyobrazeno shrnutí počtu uzlů a elementů pro celý model i jednotlivé prvky. Celkový počet uzlů systému je 459 828, přičemž 315 312 je na tělese hydromotoru. Na model byly použity 4 typy elementů, z nichž 2 jsou kontaktní. Pro síťování těles byly použity rovněž 2 typy elementů – čtyřstěn (SOLID 187), dále pak šestistěn (SOLID 186) a jen několik málo klínových elementů (SOLID 186). Největší důraz byl kladen na kvalitu sítě tělesa motoru, kde je síť oproti ostatní tělesům jemnější. Snaha byla použít co nejvíce mapovanou síť, aby byly výsledky co nejpřesnější. Důraz na kvalitu se nakonec projevil i na poměru uzlů vzhledem k ostatním tělesům. Graf kvality elementů v síti tělesa motoru byl vykreslen do obrázku 22. Vyhotovení sítě na celém modelu je znázorněno na obrázku 23. Důraz byl kladen především na síť na tělese motoru, která je vyobrazena na obrázku 24.

TABLE 1—FE Model Summary

Description	Quantity
Total Nodes	459828
Total Elements	303598
Total Body Elements	278800
Total Contact Elements	24798
Total Spot Weld Elements	0
Element Types	7
Coordinate Systems	0
Materials	2
Thicknesses	0
Layered Composites	0
Rod Properties	0
Bar Properties	0
Beam Properties	0
Curved Pipe Properties	0
Mass Properties	0
Spring Properties	0
Components	5
Contacts	16
Spot Welds	0
Constraint Equations	0
Constraints	2
Forces	0
Pressures	1

TABLE 2—Bodies Summary

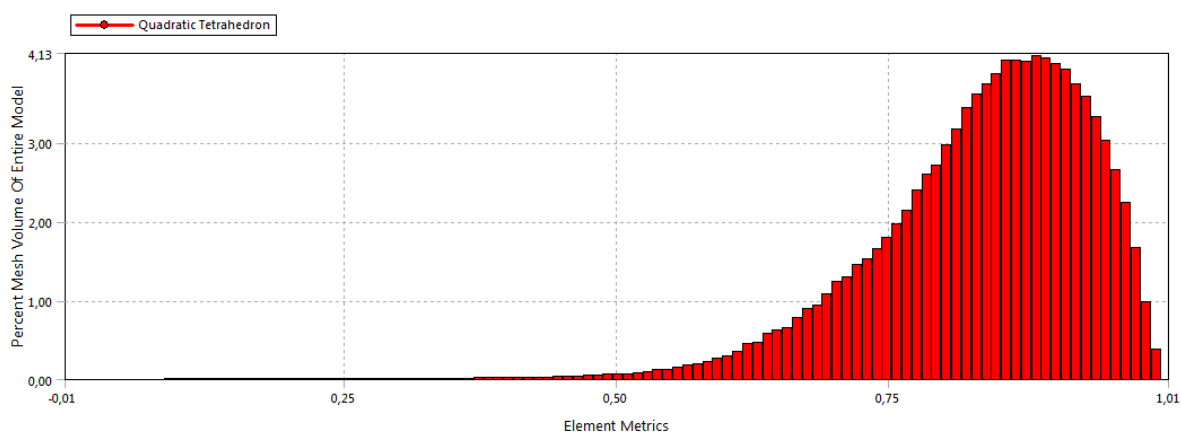
Body Name	Nodes	Elements
Mechnismus ozubení	16382	2892
Rozváděcí deska2	9588	5355
Rozváděcí deska1	9802	5494
Rozváděcí kotouč	33655	7097
Ložiskové těleso	36186	23176
Kolík 6x50	1234	581
Těleso motoru	315312	210661
Víko	37669	23544

TABLE 3—Element Types Summary

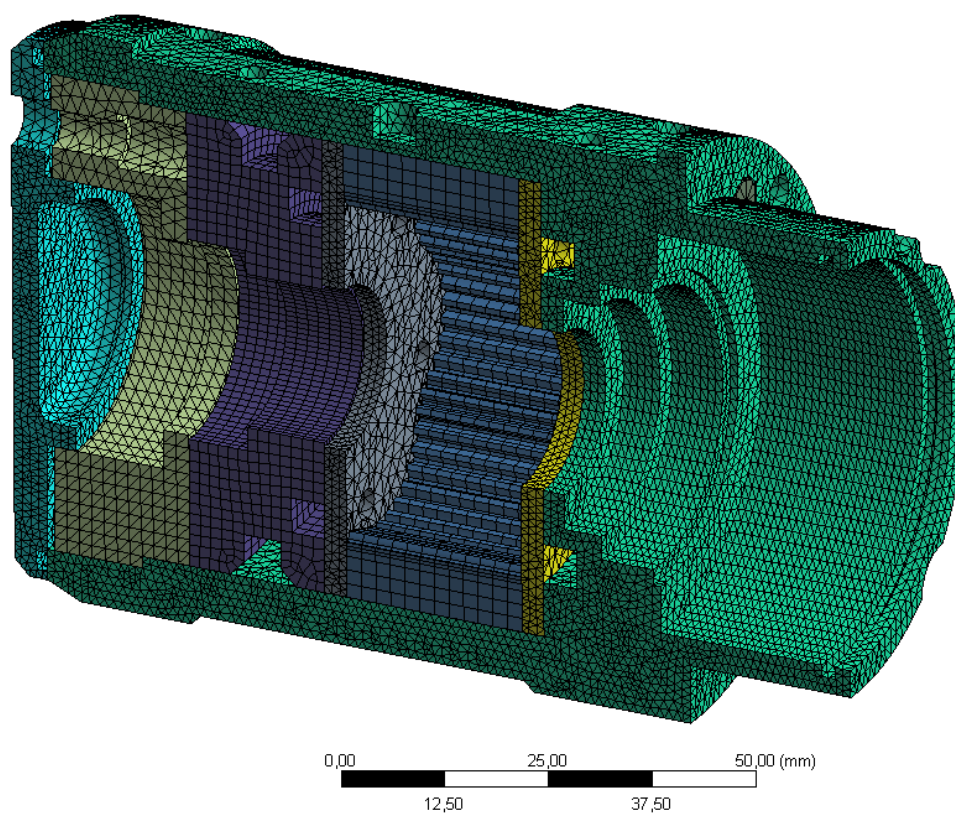
Generic Element Type Name	Mechanical APDL Name
Quadratic Tetrahedron	Solid187
Quadratic Hexahedron	Solid186
Quadratic Wedge	Solid186
Quadratic Quadrilateral Contact	Conta174
Quadratic Quadrilateral Target	Targe170
Quadratic Triangular Contact	Conta174
Quadratic Triangular Target	Targe170

Tabulka 3 – Shrnutí uzlů a elementů

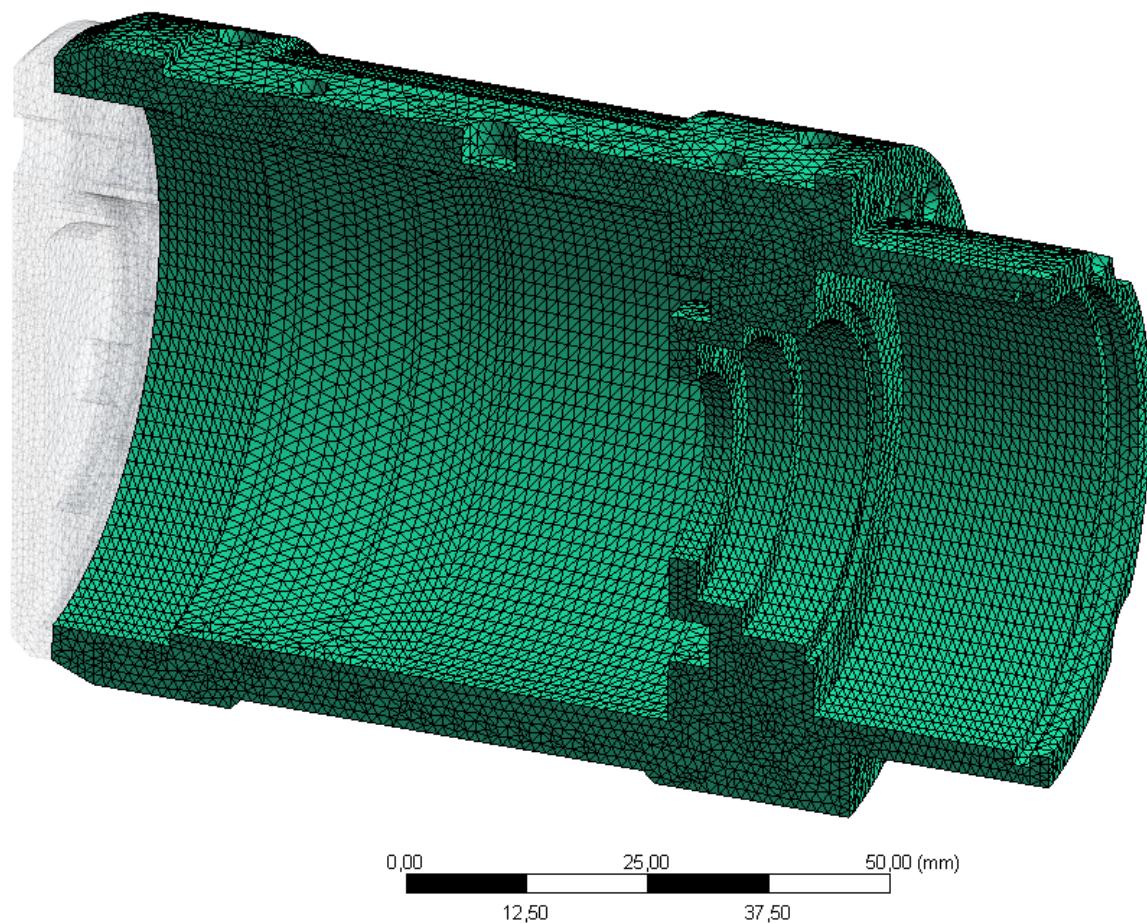
Graf na obrázku 21 zobrazuje kvalitu elementů v síti. Na ose x je vykreslena kvalita elementů a na ose y procento těchto elementů v objemu. Kvalita elementu se pohybuje v rozmezí od 0 do 1 a je určena poměrem objemu k délce hrany daného elementu. Hodnota 1 vyjadřuje dokonalou krychli nebo čtverec, zatím co hodnota 0 znamená, že element má nulový objem [4]. V tomto případě je kvalita elementů dobrá můžeme tedy očekávat poměrně přesné výsledky.



Obrázek 22 – Kvalita elementů v síti tělesa motoru



Obrázek 23 – Konečnoprvková síť hydromotoru

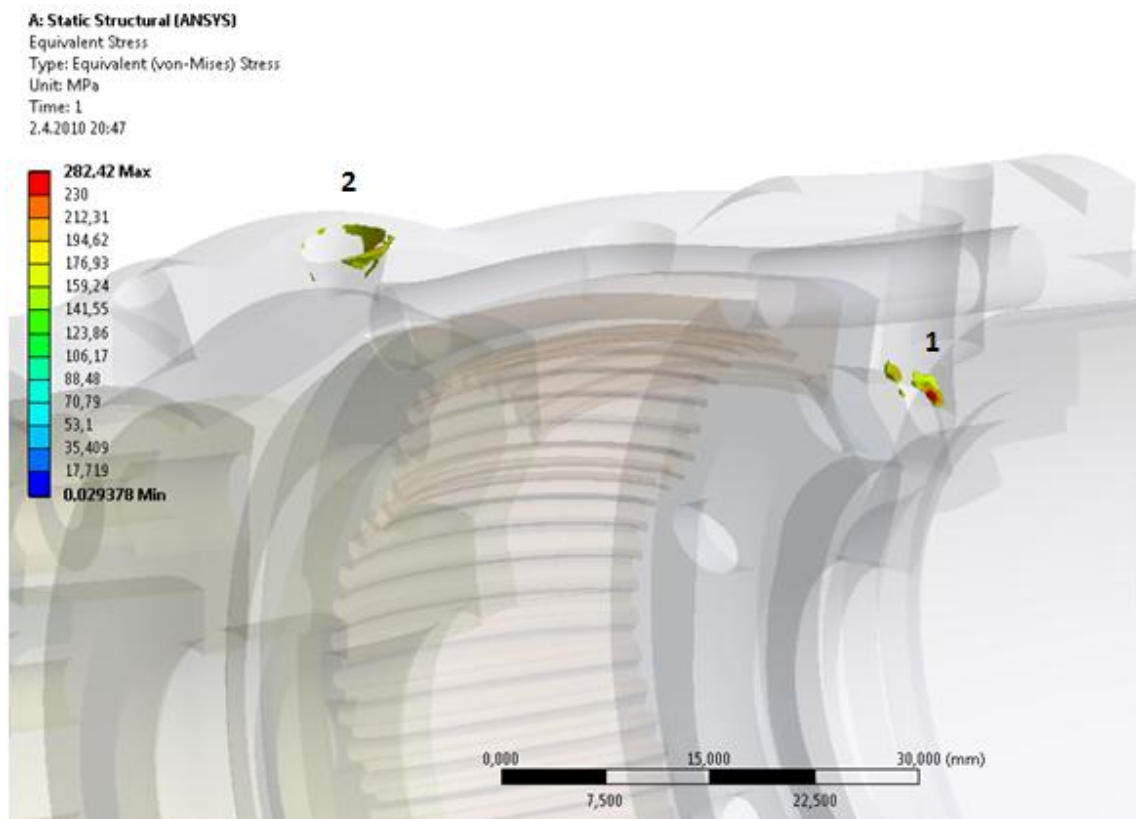


Obrázek 24 – Končeno-prvková síť na tělese motoru

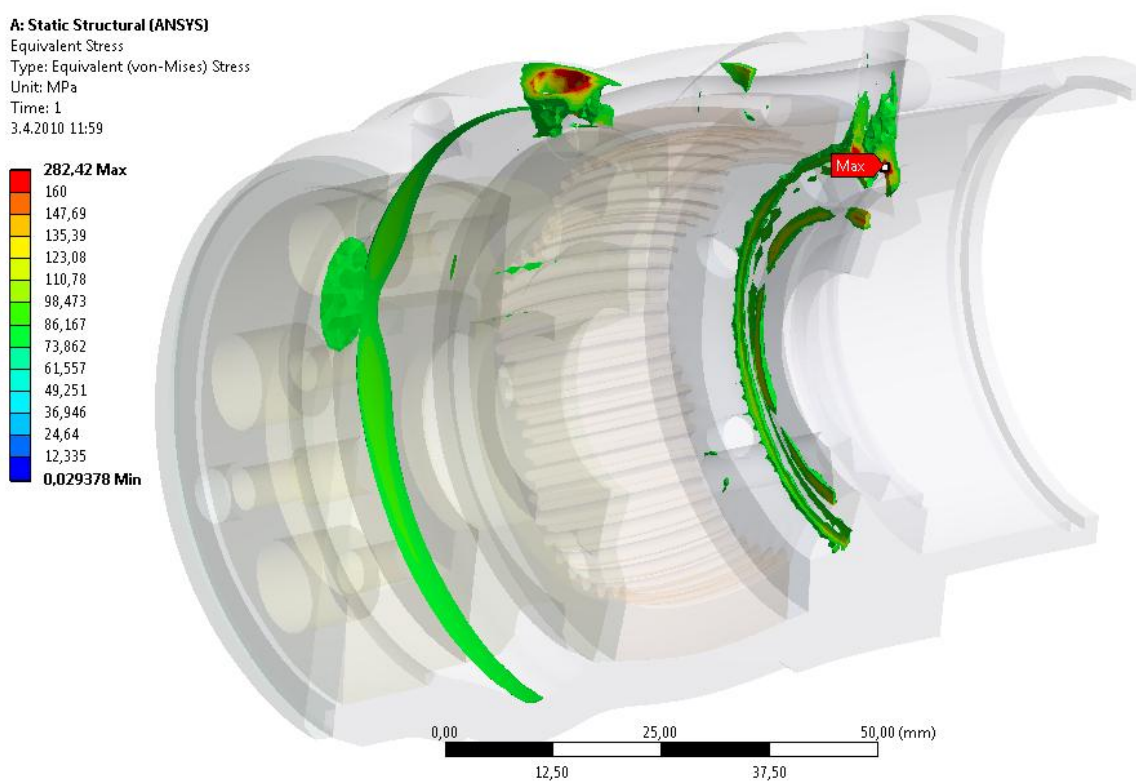
4 Výsledky výpočtů

4.1 Napětí na plášti hydromotoru

Těžištěm této práce bylo určit místo a hodnotu napětí na plášti hydromotoru. Na obrázku 25 jsou vykreslena napětí, která byla z výsledků vyloučena. Jsou to napětí od horní hranice po 160 MPa. V místě jedna vzniká nereálná hodnota napětí (singulární místo). V místě dvě hodnota napětí také nereálná a v otvoru je navíc našroubována koncovka hadice pro přívod tlakové kapaliny, proto se k těmto místům nebudeme při diskuzi výsledku přihlížet a nebudou brána v potaz při stanovení koeficientu statické bezpečnosti. Na obrázku 26 jsou pak vykreslena napětí od horní hranice po 80 MPa (napětí nad 160 MPa jsou vykreslena červenou barvou). Zde je možné vidět, kde je napětí největší. To vzniká v místech, kde tlak působí přímo na plášť. Napětí po vyloučení singulárních míst nedosahuje nijak vysokých hodnot, uvážíme-li materiálové vlastnosti tělesa motoru. Obrázek 27 vykresluje průběh napětí na plášti, u kterého jsou napětí nad 160 MPa vykreslena červenou barvou. Na obrázku 28 je zobrazena 680krát zvětšená deformace pláště. Největší deformace vzniká v místě, kde tlak působí přímo na těleso motoru a pohybuje se kolem 0,01 mm.



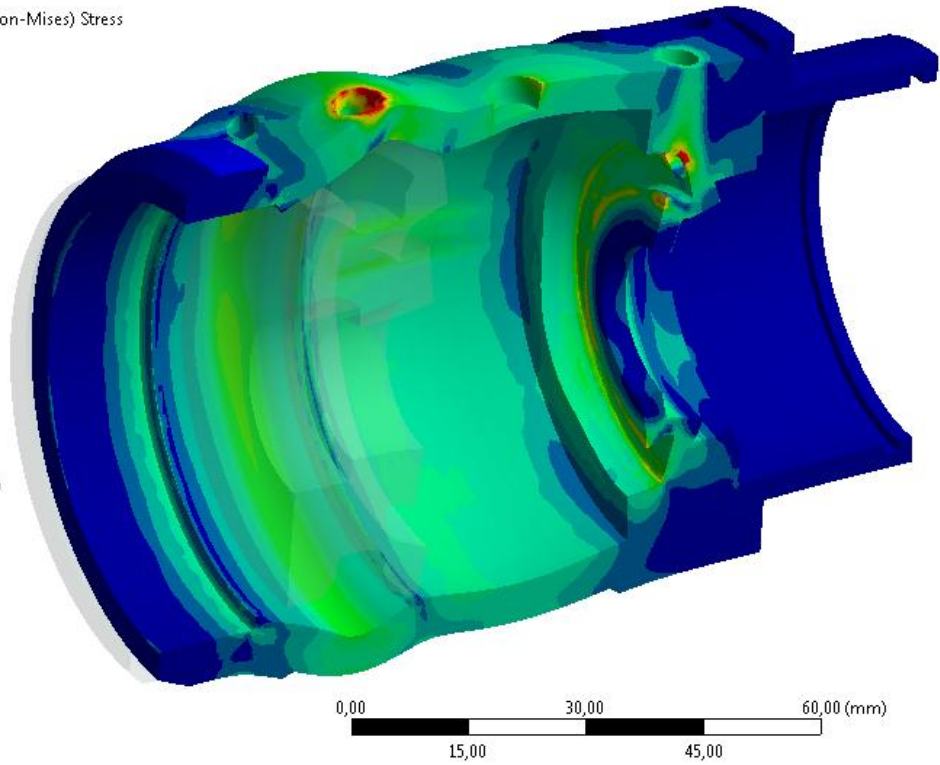
Obrázek 25 – Napětí podle HMH do 160MPa



Obrázek 26 – Napětí podle HMH do 80MPa

A: Static Structural (ANSYS)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 23.4.2010 10:36

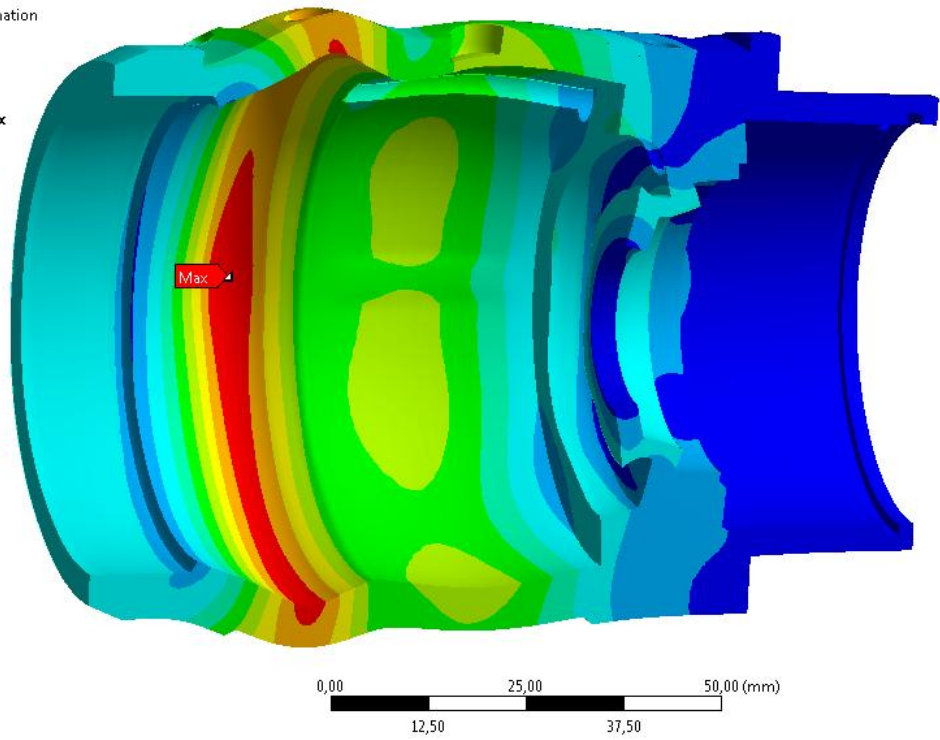
280,78 Max
 160
 147,69
 135,39
 123,08
 110,78
 98,473
 86,168
 73,862
 61,557
 49,251
 36,946
 24,641
 12,335
0,029821 Min



Obrázek 27 – Napětí na tělese motoru

A: Static Structural (ANSYS)
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 3.4.2010 12:06

0,010618 Max
 0,0094386
 0,0082588
 0,0070789
 0,0058991
 0,0047193
 0,0035395
 0,0023596
 0,0011798
0 Min



Obrázek 28 - Deformace pláště hydromotoru, zvětšeno 680x

4.2 Koeficient bezpečnosti

Pro určení statického koeficientu bezpečnosti k mezi kluzu byla pro určení napětí použita hypotéza HMH, která je vhodná pro houževnaté materiály a víceosý stav napětí. Jak již bylo řečeno, pro výpočet koeficientu bezpečnosti nebude brána zřetel na singulární místa. Bezpečnost se tedy vypočítá z největšího napětí mimo singulární místa. Bezpečnost k dosáhla hodnoty 3,37, což je vysoká hodnota, když bereme v úvahu, že pro výpočet byl použit tlak 35 MPa, kdežto pracovní tlak je o 10 MPa nižší. Na druhou stranu je třeba brát v potaz, že s vrtačkou se bude pracovat v dole, plášť se může poškodit a v důsledku toho ohrozit dělníka, který bude s vrtačkou pracovat tudíž je výsledný koeficient bezpečnosti oprávněný.

$$k = \frac{R_{P0,2}}{\sigma_{REDmax}} \quad [-] \quad (3)$$

$$R_{P0,2} = 539MPa$$

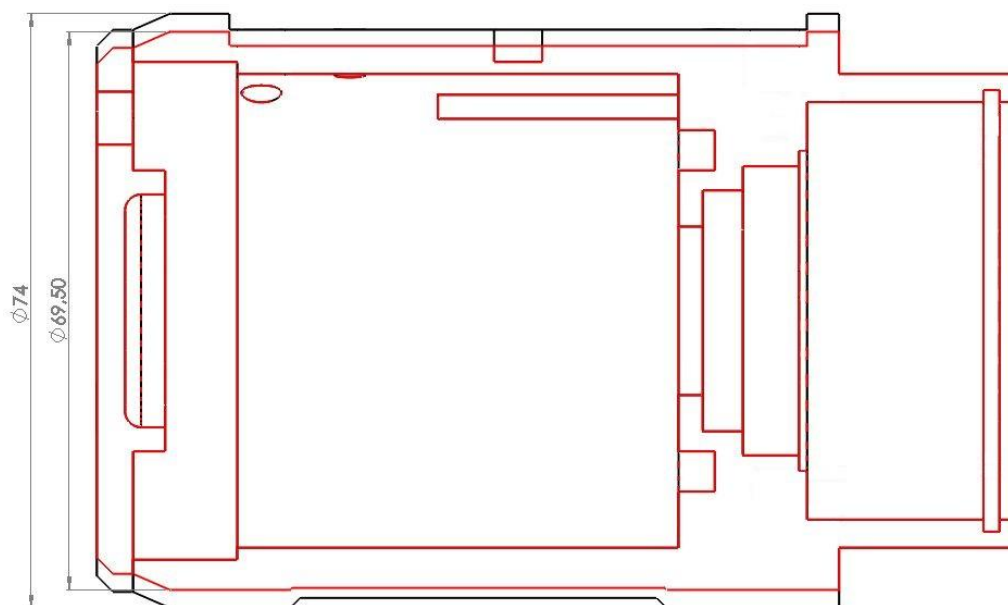
$$\sigma_{REDmax} = 160MPa$$

$$k = \frac{539}{160} = \mathbf{3,37} \quad (4)$$

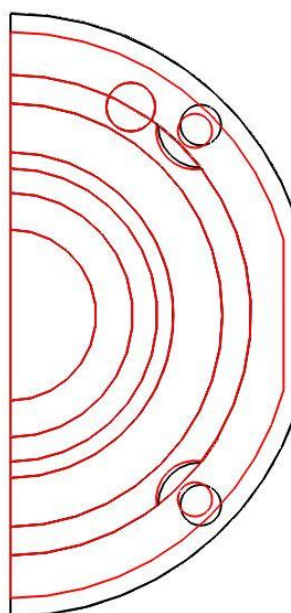
5 Návrh konstrukčních úprav

5.1 Konstrukční úpravy

Na základě vypočteného koeficientu bezpečnosti je možné přistoupit ke konstrukčním úpravám. Konstrukční úpravy tělesa motoru a víka byly provedeny za účelem snížení hmotnosti tím se také zmenšil polotovar (nižší cena). Pro těleso motoru byla původně použita tyč o průměru 75 mm, v práci se podařilo tento polotovar zmenšit na nejbližší nižší průměr tyče (70 mm). S touto konstrukční úpravou jsou spojeny i další úpravy otvorů na tělese motoru. Hloubky některých závitových děr dosahovaly mezní hodnoty pro ocel, a to na jednonásobek průměru šroubů. Závitové díry pro přišroubování hydromotoru k převodovce musely být zmenšeny z průměru 6 mm na průměr 5 mm. Pokud by tato změna nevyhovovala pevnostně, mohl by být počet šroubů navýšen ze stávajících 4 kusů na 6 kusů. Upraveno muselo být i víko, kde byl místo původně použitého těsnícího kroužku užit těsnící tmel, zejména z důvodu menší dosedací plochy. Konstrukční úpravy jsou zjednodušeně znázorněny na obrázcích 29 a 30 a detailně pak v příložených výkresech. V návaznosti na konstrukční úpravy hydromotoru by musel být upraven i trubkový rám, to však nebylo předmětem této práce. Těmito úpravami se docílilo nižší hmotnosti a tím i nižší ceny hydromotoru. Hmotnost tělesa motoru a víka byla snížena o $\Delta m = 277$ gramů, což znamená pokles hmotnosti o **21 %**. Cena polotovaru se díky těmto úpravám snížila z původních 109 Kč na 89 Kč, tedy o 20 Kč na jednom kuse (18 %) [7].



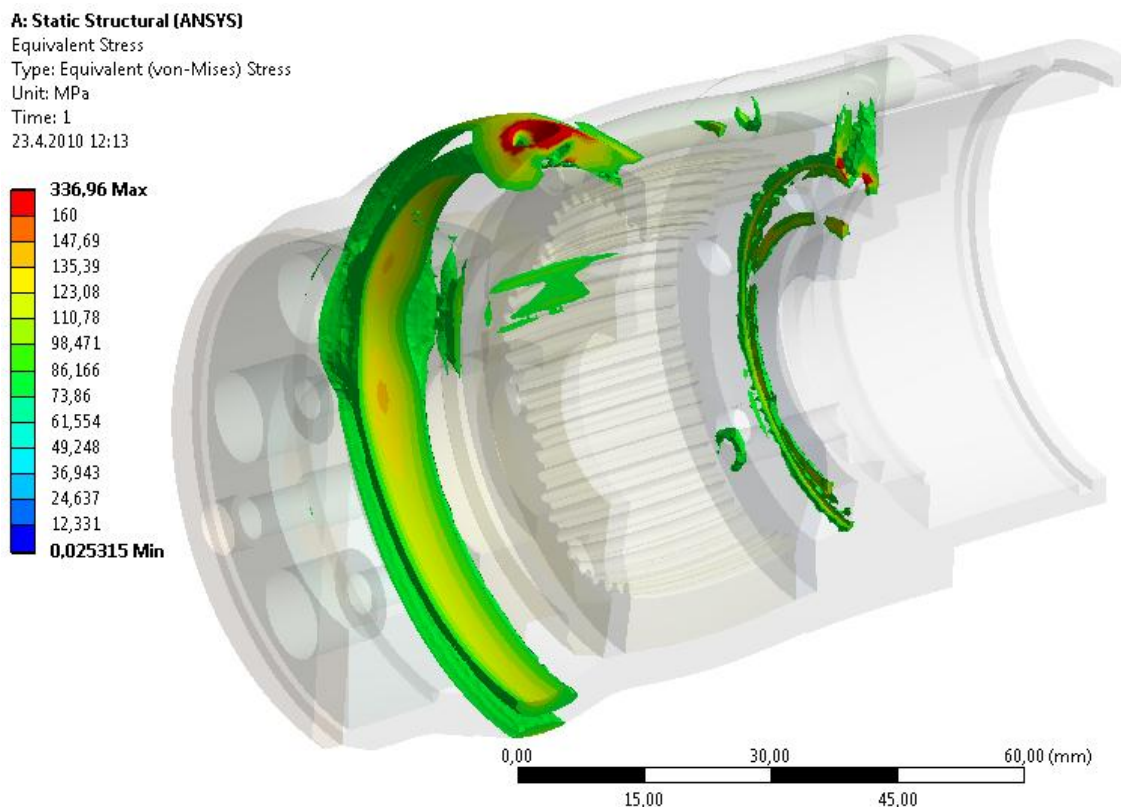
Obrázek 29 – Konstrukční úprava tělesa motoru



Obrázek 30 – Konstrukční úprava tělesa motoru pohled zprava

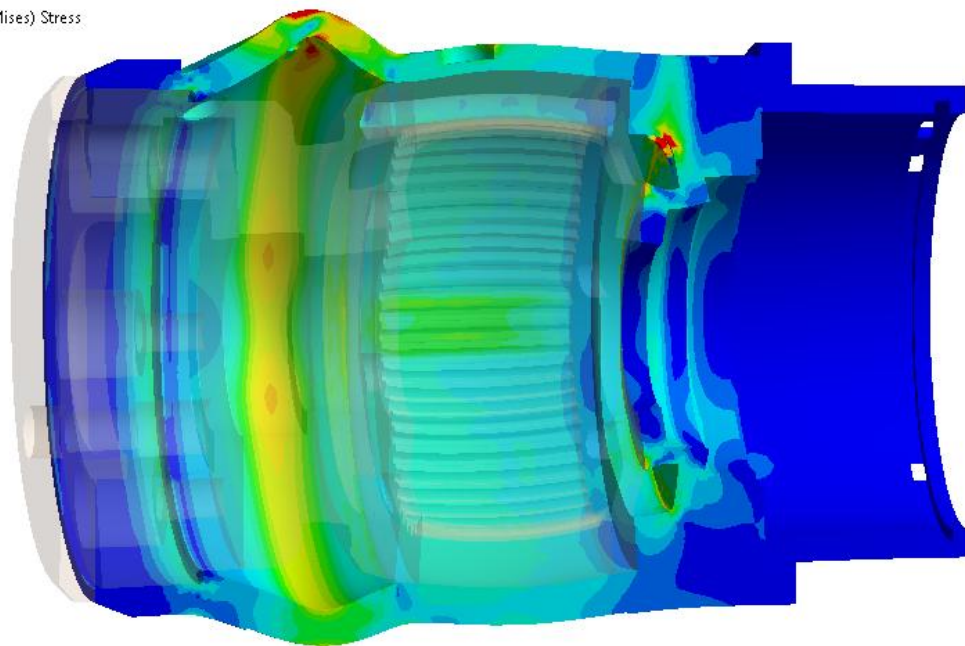
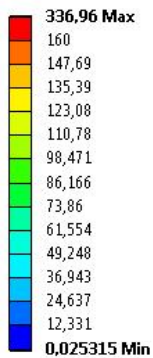
5.2 Analýza konstrukčních úprav

Po provedení konstrukčních úprav bylo nutné ověřit jejich správnost. Pro analýzu úprav byl vytvořen další výpočtový model. Materiálové vlastnosti byly stejné jako u předchozího modelu. Okrajové podmínky byly rovněž aplikovány shodně s původním modelem. Na upraveném výpočtovém modelu vznikají taktéž singulární místa, která vynecháme z výsledků pro určení statické bezpečnosti. Nereálné hodnoty napětí (singulární místa) vznikají ve stejných oblastech jako u původního výpočtového modelu, proto již zde nebudou popisována. Pro porovnání je na obrázku 31 vykreslen průběh napětí od horní hranice do 80 MPa. Hodnoty nad 160 MPa jsou znázorněny červenou barvou. Při srovnání průběhu napětí s původním modelem, je patrné, že hodnota maximálního napětí pro určení bezpečnosti je stejná jako u modelu původního. Avšak rozložení napětí se výrazně liší. Deformace vykreslená na obrázku 32 se rovněž zvětšila, ale jen nepatrně na 0,017 mm.



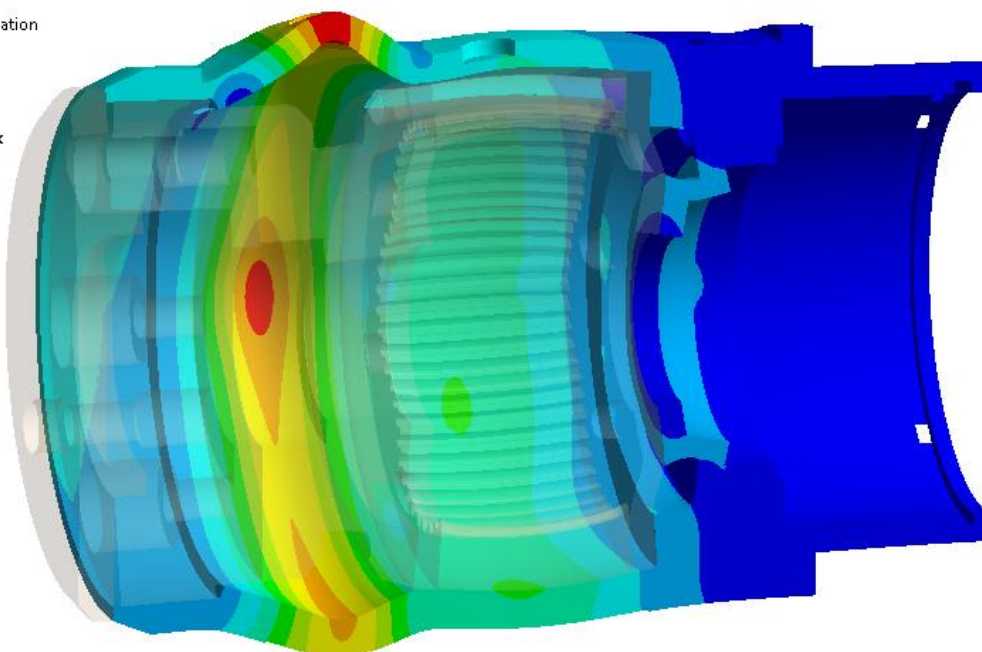
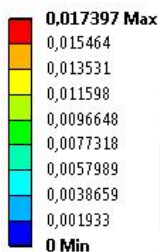
Obrázek 31 – Napětí podle HMH od horní hranice po 80 MPa

A: Static Structural (ANSYS)
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
23.4.2010 12:15



Obrázek 32 – Průběh napětí dle HMH na tělese motoru

A: Static Structural (ANSYS)
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
23.4.2010 12:16



Obrázek 33 – Deformace tělesa motoru zvětšena 410x

5.3 Porovnání koeficientů bezpečnosti

Jak u původního, tak u upraveného modelu byla maximální redukovaná napětí stejná, tudíž se shodují i vypočtené koeficienty statické bezpečnosti. Z tohoto pohledu můžeme konstrukční úpravy vyhodnotit jako užitečné, neboť bylo dosaženo stejné bezpečnosti při menší tloušťce stěny motoru. Výsledný koeficient statické bezpečnosti je tedy **k = 3,37**.

$$k = \frac{R_{P0,2}}{\sigma_{REDmax}} = \frac{539}{160} = \mathbf{3,37} \quad (5)$$

6 Závěr

V bakalářské práci byl na základě dodaného výkresu sestavy hydromotoru vytvořen 3D model v programu SolidWorks 2010. Tento model byl po úpravách použit k analýze metodou konečných prvků. Analýza byla provedena v programu ANSYS Workbench, verze 12. Po rozboru zatížení a uložení byly na hydromotor aplikovány okrajové podmínky. Silová okrajová podmínka zatížení tlakem 35 MPa, dále vetknutí v závitových dírách a odebrání posuvu v ose x v místě styku přírub. Následně byly provedeny dvě napěťově deformační analýzy. První analýza byla uskutečněna na původním modelu podle dodaného výkresu, druhá pak na modelu, do kterého byly zapracovány námi navržené konstrukční úpravy. Úpravy jsou schematicky znázorněny na obrázcích 29 a 30, detailně pak na přiložených výkresech. Po zhodnocení maximálních redukovaných napětí podle hypotézy HMM byly vypočteny koeficienty statické bezpečnosti. Překvapivě vyšly oba koeficienty shodně $k = 3,37$, tudíž byly námi navržené konstrukční úpravy vhodné. Těmito úpravami se podařilo snížit hmotnost hydromotoru o $\Delta m = 277$ gramů, což znamená pokles hmotnosti o 21 %. Díky konstrukčním úpravám se zmenšil i polotovár potřebný pro výrobu tělesa motoru a víka. Při porovnání cen původního polotovaru o průměru 75 mm a polotovaru použitého po konstrukčních úpravách o průměru 70 mm se podařilo ušetřit 20 Kč na jednom kuse, což je pokles ceny o 18 %.

Doporučení pro výrobu: před konstrukčními úpravami změřit místa s největším napětím experimentálně (tenzometrickou metodou) a pokud by byly výsledky podobné jako u konečnoprvkového modelu, přistoupit k navrženým konstrukčním úpravám.

7 Seznam použité literatury

- [1] Hydraulické nářadí [online]. 2009 [cit. 2009-12-06]. Dostupné na: <http://www.koexpro.cz/new/dulni/?lang=cz>.
- [2] Inženýrské základy MKP [online]. 2002 [cit. 2009-02-15]. Dostupné na: http://www.337.vsb.cz/FILES/texty_PDF/Inz_zakl_MKP_2002.pdf.
- [3] SINGIRESU, R. S. *The finite element method in engineering*. 4. vyd. Miami: Elsevier Science & Technology Books, 2004. 658 s. ISBN 0750678283.
- [4] ANSYS, INC. *ANSYS Academic Research, Release 12.0 Help System, Theory reference*.
- [5] FÜRbacher, I., MACEK, K. aj. *LEXIKON TECHNICKÝCH MATERIÁLŮ*. 1. vyd. Praha: Dashöfer, 1998. ISBN 80-86229-02-5.
- [6] LIU, R. G., QUEK, S. S. *The finite element method*. 1. vyd. Burlington: Elviser Science, 2003. 345 s. ISBN 0-7506-5866-5.
- [7] Tyč ocelová kruhová [online]. 2010 [cit. 2010-04-20]. Dostupné na: http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?searchtext=&druh=1&material=444&typ_normy=0&norma=&r1=&r2=&r3=&r4=&search_type=0#.

8 Seznam příloh

Příloha A – Hydraulický motor, č.v. KX 1714, sestava

Příloha B – Seznam položek, č.s. KX 1714, kusovník

Příloha C – Těleso motoru – úprava, č.v. KX 1714 TMU, výrobní výkres