

# Deformačně-napjatostní analýza šroubu svorníku parogenerátoru VVER 440 pomocí MKP

vypracoval: Robin Martinec

vedoucí práce: Ing. Marcela Šlechtová

Obor Aplikovaná mechanika

Specializace Počítačová podpora konstruování

2006







## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato diplomová práce byla vypracována jako původní autorská práce pod vedením vedoucí diplomové práce Ing. Marcely Šlechtové a za použití uvedené literatury.

V Brně, dne 19.5. 2006

.....  
podpis



## **POĎEKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucí diplomové práce Ing. Marcele Šlechtové za poskytnutí zajímavého tématu diplomové práce a za cenné rady a připomínky při její tvorbě. Děkuji také všem ostatním, kteří mi při práci na diplomovém projektu i v celém studiu pomohli.



## **ANOTACE**

Předmětem této diplomové práce je pevnostní výpočet šroubu svorníku parogenerátoru VVER 440 z hlediska mezního stavu pružnosti.

Důraz je kladen na deformačně-napjatostní analýzu zadaného šroubového spoje pomocí metody konečných prvků (MKP) v CAE systému ANSYS včetně problematiky kontaktních úloh. K výpočtu namáhání šroubů bude také použito analytické řešení.

Výsledky z analytického řešení a numerického řešení budou vzájemně srovnány. Hlavním cílem této diplomové práce je posouzení využitelnosti těchto dvou přístupů při řešení zadaného problému.

## **ANOTATION**

The subject of this diploma project is strain-stress analysis of steam generator screw bolt VVER 440 of the side of yield criterion.

The emphasis is laid on the strain-stress analysis of the screw through the finite element method (FEM) in CAE system Ansys including contact problem. Stress analysis will be done also by the analytical solution.

The results from the analytical solution and from FEM solution will be analyzed and compared. One of the most important goals of this diploma project is to compare these two solution and to decide which method is better for solution of this problem.



## OBSAH

POUŽITÉ SYMBOLY A OZNAČENÍ.....	12
1 ÚVOD.....	13
2 Šrouby přírubových spojů .....	14
2.1 Svorníkové šrouby .....	14
2.2 Šrouby vysokotlakých těles .....	14
2.3 Řízené utahování šroubových spojů .....	15
2.3.1 Postup při hydraulickém předepínání šroubů .....	17
2.3.2 Postup utahování momentovými utahováky .....	17
3 Šroubová spojení s předpětím .....	18
3.1 Síly v předepjatém šroubovém spoji .....	19
3.2 Pevnostní výpočet spojovacích šroubů.....	20
4 Metoda konečných prvků (MKP).....	22
4.1 Základní princip MKP .....	22
4.2 Základní myšlenka MKP .....	22
4.3 Základní rovnice MKP .....	23
5 Návrh a analýza výpočtových modelů.....	24
5.1 Formulace problému .....	24
5.2 Technika submodeling.....	25
5.3 Návrh modelu sestavy .....	27
5.3.1 Použité prvky pro konečnoprvkovou síť modelu sestavy .....	27
5.4 Tvorba modelu sestavy .....	29
5.4.1 Tvorba jednotlivých částí modelu sestavy.....	29
5.4.2 Sestavování modelu sestavy .....	36
5.4.3 Okrajové podmínky .....	37
5.5 Analýza modelu sestavy .....	41
5.6 Návrh submodelu.....	43
5.7 Tvorba jednotlivých částí submodelu.....	43
5.7.1 Tvorba šroubu.....	43
5.7.2 Tvorba díry se závitem .....	47
5.8 Sestavování submodelu .....	48
5.9 Okrajové podmínky .....	49
5.9.1 Definování kontaktního páru .....	49
5.9.2 Aplikace posuvů na hraniční plochy .....	49
5.10 Analýza submodelu .....	50
6 Analýza včetně uvažování tepelné roztažnosti.....	53
6.1 Analýza modelu sestavy .....	53
6.2 Analýza submodelu .....	55
7 Analytické řešení .....	57
8 Závěr.....	59
9 Použitá literatura.....	60

**POUŽITÉ SYMBOLY A OZNAČENÍ**

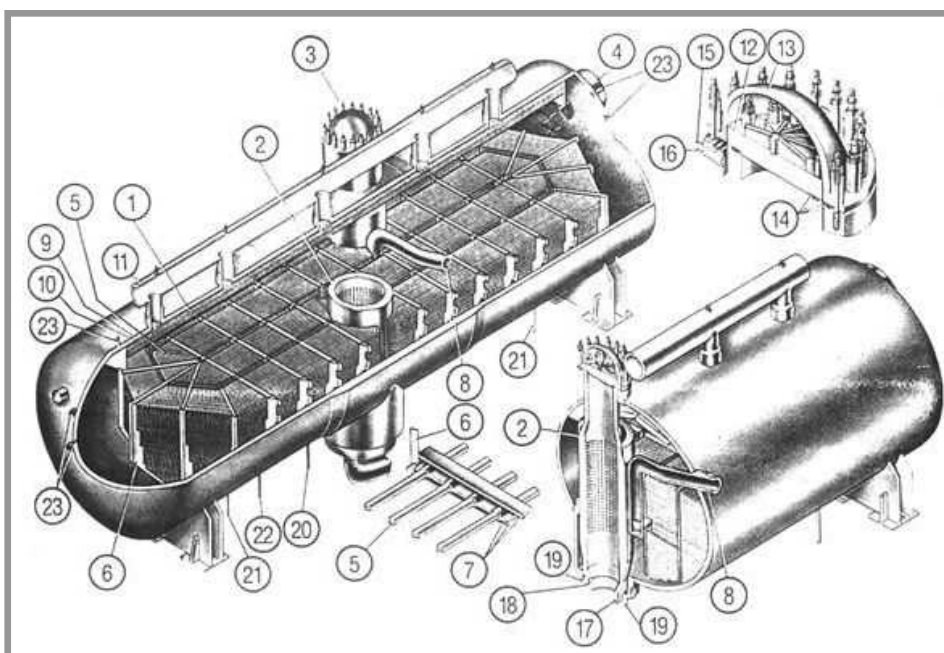
symbol	jednotka	popis
$l_d$	[mm]	Délka dřívku
$l_m$	[mm]	Délka části matice pod závitem šroubu
$l_{p1}$	[mm]	Tloušťka horní podložky
$l_{p2}$	[mm]	Tloušťka spodní podložky
$l_v$	[mm]	Tloušťka víka
$l_t$	[mm]	Tloušťka těsnění
$\Delta l_1$	[mm]	Prodloužení šroubu
$\Delta l_2$	[mm]	Stlačení spojovaných součástí
$d_d$	[mm]	Průměr dřívku
$d_m$	[mm]	Vnější průměr matice
$d_{vn}$	[mm]	Vnitřní průměr matice a podložek
$d_p$	[mm]	Průměr podložek
$d_{t1}$	[mm]	Vnitřní průměr těsnění
$d_{t2}$	[mm]	Vnější průměr těsnění
$A_s$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu
$F$	[N]	Síla od přetlaku
$F_v$	[N]	Síla předpětí
$F_1$	[N]	Největší provozní síla ve šroubu
$F_2$	[N]	Největší provozní síla ve spojovaných součástech
$\Delta F_1$	[N]	Přírůstek od zatěžující síly ve šroubu
$\Delta F_2$	[N]	Přírůstek od zatěžující síly ve spoj. součástech
$F_p$	[N]	Síla při napětí na mezi kluzu
$C_1$	[N/mm]	Deformační konstanta šroubu
$C_2$	[N/mm]	Deformační konstanta spojovaných součástí
$E_1$	[Mpa]	Modul pružnosti v tahu materiálu Ch35VT-VD
$E_2$	[Mpa]	Modul pružnosti v tahu materiálu 08Ch18N10T
$Re$	[Mpa]	Mez pružnosti v tahu materiálu
$R_{p0,2}$	[Mpa]	Smluvní mez kluzu
$\sigma_v$	[Mpa]	Předpětí
$\sigma_t$	[Mpa]	Napětí v tahu
$\sigma_{red}$	[Mpa]	Redukované napětí dle hypotézy max $\tau$
$\tau$	[Mpa]	Napětí v krutu

## 1 ÚVOD

Je publikována řada teoretických i experimentálních prací se zaměřením na pevnost, životnost a provozní spolehlivost šroubových spojení s předpětím. Aplikace těchto výsledků umožňuje v řadě případů optimální návrh spoje. Kde však není dostatek výpočtových podkladů, je třeba je získat experimentálně. Jak bylo experimentálně dokázáno, nepodařilo se zatím dostatečně přesně vystihnout mezní stav šroubového spoje s předpětím, zejména cyklicky zatěžovaného.

Šrouby, jejichž deformačně-napjatostní analýzu budu provádět, se nachází na víku parogenerátoru typu VVER 440. Toto zařízení slouží k výměně tepla mezi primárním a sekundárním okruhem jaderné elektrárny. V primárním okruhu dochází k transportu tepla z jaderného reaktoru do parogenerátoru. Víko s analyzovanými šrouby se nachází v sekundárním okruhu parogenerátoru. V sekundárním okruhu vzniká pára o teplotě 260°C a tlaku 5,5 Mpa, která je dále přivedena na lopatky turbíny, kde dochází k vlastní přeměně tepelné energie na elektrickou. Tato pára působí na víko parogenerátoru. Úkolem šroubů je vyvodit dostatečnou sílu, která zajistí spolehlivé utěsnění mezi hrdlem a víkem. Toho je dosaženo předpjetím šroubů při jejich montáži. Těchto šroubů je po obvodu víka rovnoměrně rozmístěno 20.

V této diplomové práci je provedena deformačně-napjatostní analýza předepjatých šroubů jak analyticky, tak pomocí metody konečných prvků (MKP) a jejich vzájemné srovnání a posouzení využitelnosti výpočtového modelování pro řešení zadaného problému.



Obr.1.1 Schéma parogenerátoru[6]

## 2 Šrouby přírubových spojů [3]

Pro přírubové spoje se používají dva druhy šroubů – šrouby se šestihrannou hlavou na potrubní příruby a svorníkové šrouby pro tlakové nádoby, případně potrubní spoje na vyšší parametry. Počet a rozměry šroubů předepisuje norma. Pokud se navrhuje plášťové příruby větších rozměrů, které nejsou normalizovány, je třeba dodržovat tyto zásady:

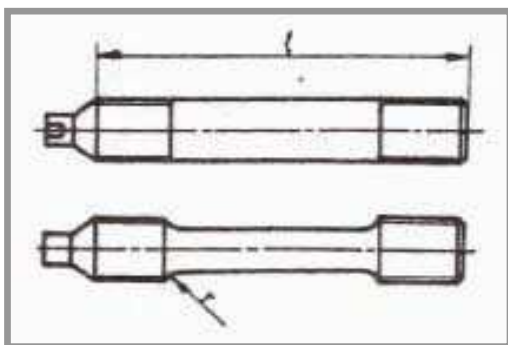
- počet šroubů musí být dělitelný čtyřmi
- nejmenší přípustná velikost šroubů pro přírubové spoje je M16

### 2.1 Svorníkové šrouby

Používají se v rozmezí M 16 – M 52x3. Existují ve dvou provedeních:

- přesné svorníkové šrouby
- pružné svorníkové šrouby – u těchto je průměr dříku menší než průměr závitu, tudíž tyto šrouby jsou pružnější a lépe snášejí zatížení.

Aby při montáži nedošlo k záměně spojovacího materiálu, je zavedeno tvarové označení na šroubech a maticích. Šrouby se označují vždy na jednom konci. Pro spoje vysoce namáhané a taktéž pro spoje vysokotlakých těles jsou předepsány podložky s kulovou dosedací plochou. Tím se dá zamezit vzniku přídatného ohybového momentu při jednostranném dosednutí matice,



Obr. 2.1 Svorníkové šrouby [3]

### 2.2 Šrouby vysokotlakých těles

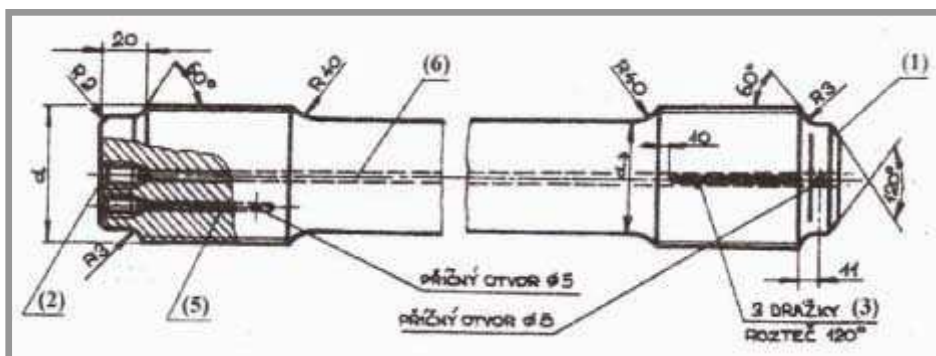
Na spoje vysokotlakých těles jsou kladeny zvlášť vysoké požadavky z hlediska provozní spolehlivosti. Provozní parametry jsou:

- tlak v rozmezí 20 – 35 Mpa
- teplota 200 – 400 °C

Jedná se o závrtné šrouby dotažené do vlastního tělesa, druhý konec je opatřen jedním nebo dvěma závity (podle způsobu utahování) sloužícími pro matici a podložku s kulovou dosedací plochou. Šrouby se zhotovují z materiálu 15330.6 a bývají opatřeny Withwortovými závity W 48x1/4 – W144x1/4". Withwortovy závity jsou pro tento účel výhodnější, protože nejsou náchylné k zadírání jako např.

metrické závity stejných rozměrů. Závrtné šrouby se dotahují do otvorů v tělese a opírají se kuželovou ploškou (1) o dno otvoru.

Středem šroubu prochází otvor  $\varnothing 12$  (6). Oba závity vysokotlakého šroubu mají profézované drážky (3), které jsou pomocí kanálků napojeny na otvory (5) a (6). Před demontáží se do těchto otvorů vhání tlakový petrolej, který se přes kanálky a protizáděrové drážky dostane až mezi závity, které se uvolní. Pak je teprve možno uvolnit matice, případně vytočit celý šroub. Na obr. 2.2 je zobrazen šroub vysokotlakých těles.



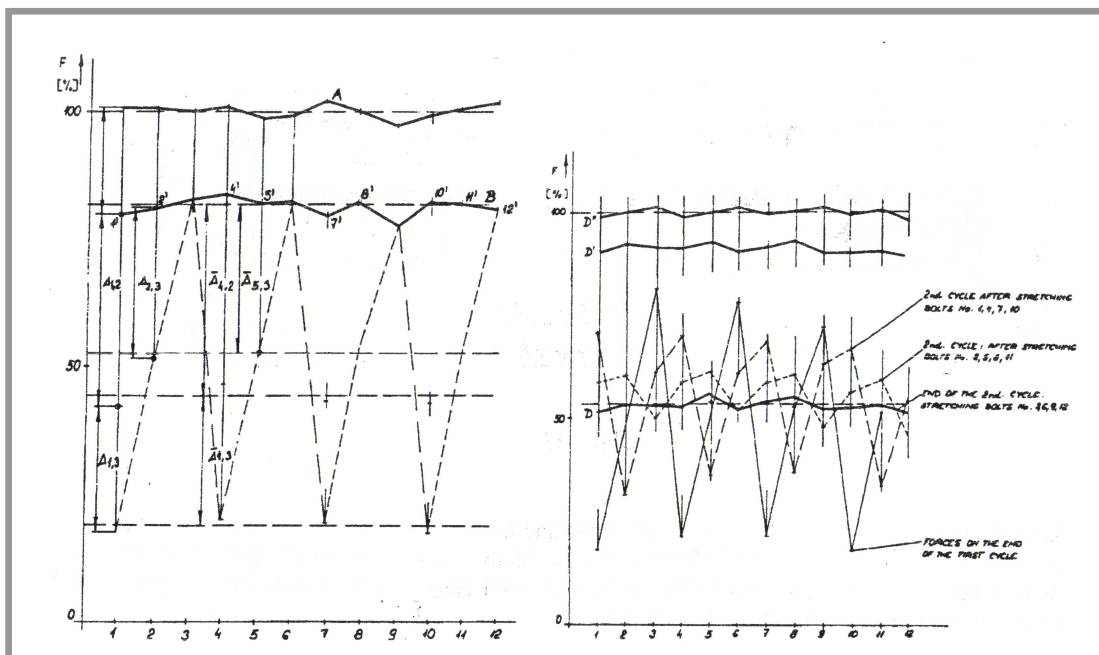
Obr. 2.2 Šroub vysokotlakých těles [3]

### 2.3 Řízené utahování šroubových spojů

Pro zajištění spolehlivé funkce přírubových spojů se dnes většinou vyžaduje utahovat spoj řízeným způsobem, který spočívá v tom, že se šrouby utahují způsobem, který zajišťuje, aby jejich tahová síla byla stejná a měla přesně stanovenou hodnotu – nikoliv náhodnou, jak tomu je při ručním utahování klíčem.

Utahování se provádí zásadně ve čtveřicích, tedy do kříže. Důvodem je, aby se vzniklá nerovnoměrnost utahování zmenšila. Avšak ani tento způsob utahování sám o sobě nevyhovuje. Problém bude vysvětlen na přírubovém spoji s 12 šrouby a příslušných obrázcích.

Všechny šrouby se předepnou na předem vypočtenou tahovou sílu  $F_v$ , která je nutná k zajištění těsnosti spoje, viz obr. 2.3.1. Přestože všechny šrouby byly předepnuty stejně, bude se jejich osová síla lišit v důsledku různého tření v závitech a v důsledku nestejné účinnosti jednotlivých utahováků (křivka A v obr. 2.3.1). Jakmile přestane působit utahovací síla (nebo moment), poklesne tahová síla v každém šroubu v důsledku vymezení vůlí mezi maticí a přírubou, případně podložkou. Výsledkem je čára skutečných sil, B pro případ, že by se současně utahovaly všechny šrouby. To však prakticky nenastává, protože bychom potřebovaly např. 12 utahováků.



Obr. 2.3.1 Diagram utahování 1.kolo a 2. kolo [3]

Při utahování přírubových spojů po čtveřicích se vnáší další nerovnoměrnost do systému, jak je patrné :

- utažení první čtveřice (šrouby 1,4,7,10) - nominální síla  $F_v$
- při utažení druhé čtveřice (šrouby 2,5,8,11) opět na nominální sílu  $F_v$ , dojde ke stlačení sevřených částí – především těsnění, tím poklesnou tahové síly v první čtveřici o určitý úbytek  $\Delta$ . Jejich tahové síly budou:

- $F_1 - \Delta_{1,2}$
- $F_4 - \Delta_{4,2}$
- $F_7 - \Delta_{7,2}$
- $F_{11} - \Delta_{10,2}$

- při utažení třetí čtveřice (šrouby 3,6,9,12) na stejnou sílu  $F_v$ , dojde k dalšímu stlačení sevřených částí, což se projeví úbytkem sil ve šroubech dříve utažených.

První čtveřice:

$F_1 - (\Delta_{1,2} - \Delta_{1,3})$  atd.

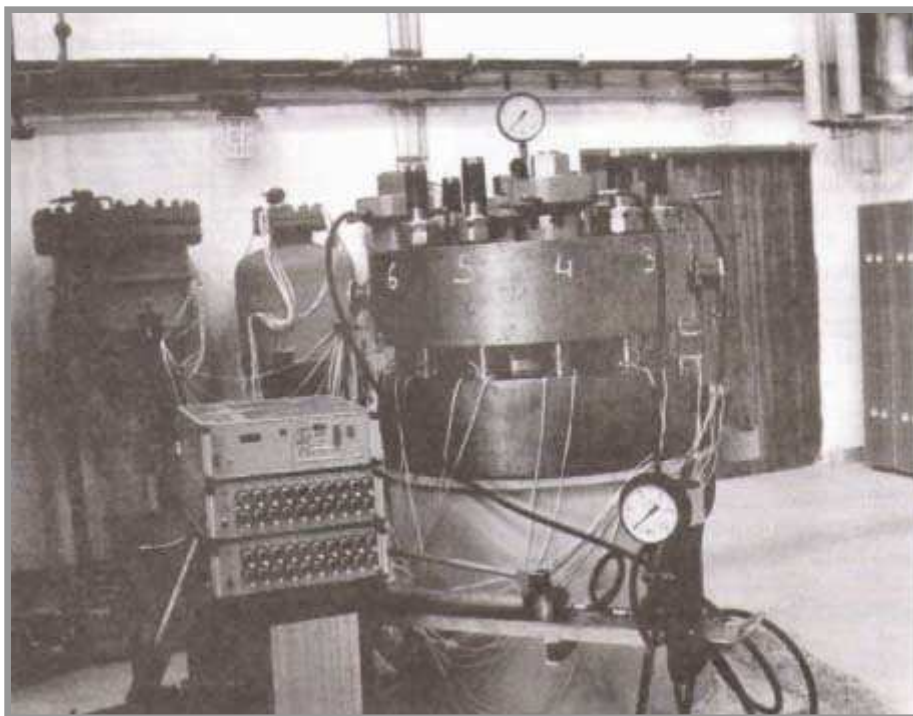
Druhá čtveřice:

$F_2 - \Delta_{2,3}$  atd.

Výsledný stav je patrný na obr. 2.3.1 a je naprosto neuspokojivý, jelikož potřebujeme rovnoměrné utažení. Proto nezbyvá než utáhnout všechny 3 čtveřice ještě jednou. Hodnoty šroubových sil na konci druhého utahovacího kola jsou patrné na obr. 2.3.1. Za povšimnutí stojí, že šroubové síly v průměru zdaleka nedosahují výpočtovou hodnotu, obnášejí obvykle 60% - 70%.

Nezbývá tedy než provést třetí kolo utahování zvýšenou utahovací silou (u vysokotlakých reaktorů při práci s hydraulickým předepínacím zařízením se osvědčilo aplikovat tlaky zvýšené o 30% až 50%). Pak by se mělo dosáhnout nerovnoměrnosti ne větší než 5%. (Čáry D' a D'' v obr. 2.3.1). Uvedená systematika utahování platí prakticky nezávisle na použitém utahovacím zařízením.

Silové a deformační poměry na vysokotlakých šroubových spojích byly sledovány na vysokotlakém zařízení, které je zobrazeno na obr. 2.3.3 na VUT FS v letech 1993-95.



Obr. 2.3.3 Vysokotlaké zařízení [3]

### 2.3.1 Postup při hydraulickém předepínání šroubů

2.3.1

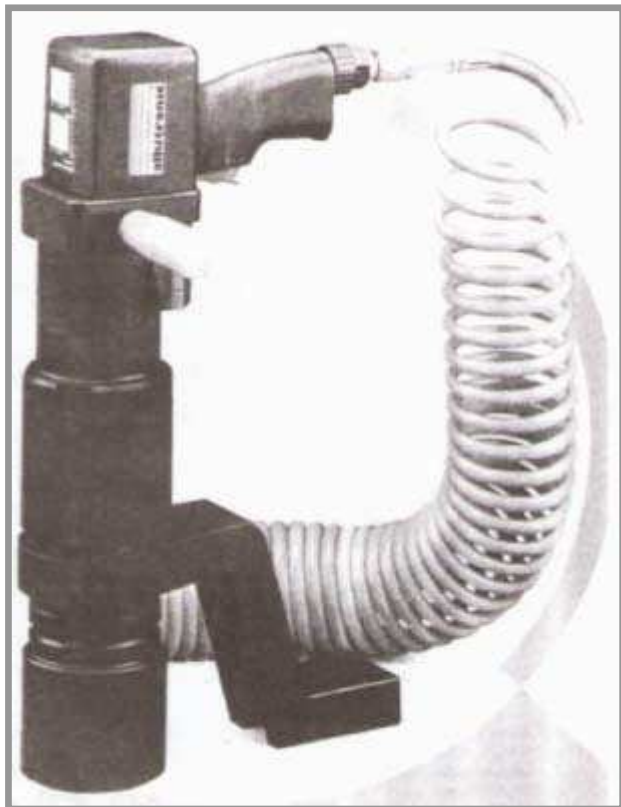
Hydraulicky se předepírají šroubové spoje těch největších rozměrů M64 – M100, většinou se to týká vysokotlakých a jaderných reaktorů. Předepínací „hlava“ je vidět na obr. 2.3.3. Čtyři hlavy napojené přes rozdělovač na tlakovou pumpu se nasadí na protilehlé šrouby a horní maticí se dotáhnou na přírubu nebo víko nádoby. Hlavy se natlakuje olejem, jehož přetlak byl předem stanoven výpočtem, tím se šrouby protáhnou o několik desetin milimetru a vzniklá mezera se vyplní dotažením hlavní matice (kolíkem z vnější strany).

Tato procedura se opakuje podle systematiky uvedené v předcházejících odstavcích.

### 2.3.2 Postup utahování momentovými utahováký

2.3.2

Pro šrouby menších přírubových spojů (M24 – M64) se dnes doporučují motorické momentové utahováký, u nichž lze nastavit utahovací moment, viz. obr. 2.3.2.1. Doporučený utahovací moment pro spoj daných rozměrů byl vypočten a ověřen výrobcem utahováků na základě materiálů šroubů a znalosti třecích poměrů v závitě a na podložce. Hodnoty utahovacích momentů jsou tabelovány. Analytický výpočet utahovacího momentu lze nalézt např. v DIN 2909. Řízené utahování šroubů je nutnou podmínkou pro spolehlivou funkci moderních těsnících elementů. Ty na jedné straně zaručují vysokou těsnost, naproti tomu však vyžadují kvalifikovanou montáž, jejíž hlavní součástí je právě popsání řízené utahování.



Obr. 2.3.2.1 Motorický momentový utahovák[3]

### 3 Šroubová spojení s předpětím [2]

K tomuto typu spojení náleží většina šroubových spojů. Zátěžné síly stálé nebo proměnlivé v průběhu času působí v ose šroubu. Šroubovým spojením s předpětím lze dosáhnout:

- zvýšení provozní spolehlivosti a životnosti spojení
- zaručení určité funkce spoje, např. zajištění těsnosti spojení víka a nádoby jak při stálé, tak proměnlivé síle
- dostatečné bezpečnosti při působení rázových zátěžných sil
- silového styku spojených součástí u šroubů namáhaných silou kolmou k ose šroubu

Šroubové spojení s předpětím se chová jako soustava pružných těles, kde vnější zátěžné podmínky jsou v nejjednodušším případě dány nutnou silou předpětí spoje a silami provozními. Tyto síly působí v ose šroubu. Napětí v částech spoje je funkcí jejich tuhosti. Při stanovení výpočtového mezního stavu je třeba jak u šroubu, tak u spojených částí uvážit vrubové účinky.

### 3.1 Síly v předepjatém šroubovém spoji [1]

3.1

Šrouby v předepjatém šroubovém spoji se musí při montáži utáhnout tak, aby ještě před působením provozní síly  $F$  vzniklo předpětí  $F_v$ , které způsobí prodloužení šroubu délky  $l$  o délku  $\Delta l_1$  a stlačení spojovaných součástí o  $\Delta l_2$ :

$$\Delta l_1 = \frac{F_v}{C_1}; \quad \Delta l_2 = \frac{F_v}{C_2} \quad (3.1)$$

Podle obr. 3.1.1. budou konstanty tuhosti šroubu (svorníku) a spojovaných součástí:

$$C_1 = \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_v}{\Delta l_1} = \frac{E_1 \cdot S_1}{l} \quad (3.2)$$

$$C_2 = \operatorname{tg} \beta = \frac{F_v}{\Delta l_2} = \frac{E_2 \cdot S_2}{l} \quad (3.3)$$

kde:

$C_1$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ] je konstanta tuhosti šroubu,

$C_2$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ] - konstanta tuhosti spojovaných součástí,

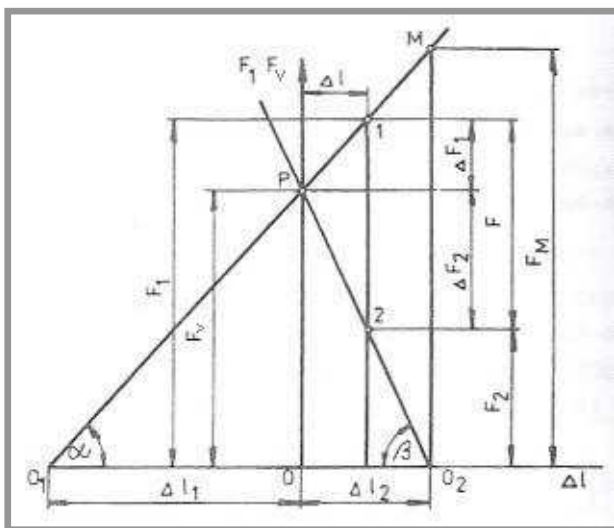
$E_1$  [Mpa] - modul pružnosti v tahu materiálu šroubu,

$E_2$  [Mpa] - modul pružnosti v tahu materiálu spojovaných součástí,

$S_1$  [ $\text{mm}^2$ ] - plocha průřezu šroubu (svorníku),

$S_2$  [ $\text{mm}^2$ ] - plocha průřezu spojovaných součástí,

$l$  [mm] - délka zatížené části šroubu a spojovaných součástí.



Obr. 3.1.1 Digram předepjatého šroubového spoje [2]

Při pružné deformaci připadne na šroub ze síly  $F$  složka  $\Delta F_1$  a na spojovací součásti složka  $\Delta F_2$ , které lze podle obr. 3.1.1 vyjádřit rovnicemi:

$$\Delta F_1 = F \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \quad (3.4)$$

$$\Delta F_2 = F \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} \quad (3.5)$$

Z toho vyplyne poměr silových změn

$$\frac{\Delta F_1}{\Delta F_2} = \frac{C_1}{C_2} = \frac{1}{\varphi} \quad (3.6)$$

Výsledná síla ve šroubu

$$F_1 = F_v + \Delta F_1 = F_v + F \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} = F_v + F \cdot \frac{1}{1 + \varphi} \quad (3.7)$$

Výsledná síla ve spojovaných součástech

$$F_2 = F_v - \Delta F_2 = F_v - F \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} = F_v - F \cdot \frac{\varphi}{\varphi + 1} \quad (3.8)$$

Závislost deformací šroubu a spojovaných součástí (obr. 3.1.1.) je znázorněna diagramem síla – prodloužení ( $F - \Delta l$ ), v němž přímka  $O_1P$  platí pro šroub a přímka  $O_2P$  platí pro spojované součásti. Vzdálenost bodů  $O_1, O_2$  se rovná celkové deformaci šroubového spoje tj.  $O_1O_2 = \Delta l_1 + \Delta l_2$ . Bod  $P$  určuje stav předepjatého spoje (předpětí  $F_v$ ) neztíženého provozní silou. Poměr  $\varphi = C_1/C_2 = 10$  i více, takže deformace  $\Delta l_1 > \Delta l_2$ .

Aby složka síly  $\Delta F_1$  ve šroubu byla co nejmenší, je třeba, aby tuhost  $C_1$  byla co nejmenší a tuhost  $C_2$  co největší. Šroub má být proto pružný a tuhost spojovaných součástí co největší. Pružné šrouby lze zhotovit buď zeslabením dříku, vyvrtáním dříku nebo prodloužením dříku. Konstanty  $C_1$  a  $C_2$  se určují pokusně měřením nebo výpočtem.

## 3.2 Pevnostní výpočet spojovacích šroubů [1]

Statické zatížení je dáno klidným prostým tahem, kdy je šroub s maticí zatížen silou  $F$  v nezatíženém spoji. Velikost napětí

$$\sigma_t = \frac{F}{A_s} \leq \sigma_D \quad (3.9)$$

kde  $A_s$  je výpočtový průřez u metrických závitů pro redukovaný průměr

$$d_r = 0.5 \cdot (d_2 + d_3) \quad (3.10)$$

u ostatních závitů se počítá s průřezem  $A_s$  pro průměr  $d_3$ . Dovolené napětí  $\sigma_D$  se určuje jako podíl meze kluzu v tahu a bezpečnosti  $k$  tj.

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} \quad (3.11)$$

Bezpečnost  $k$  se podle provozních podmínek volí 3 až 6. Velikost dovoleného napětí u šroubu závisí nejen na materiálu, ale i na způsobu výroby závitu. U řezaného závitu vznikají často v jádru trhlinky, a proto se volí vyšší bezpečnost..

Utahuje-li se šroub (matice) zatížený silou  $F$ , je průřez jádra šroubu namáhán kromě tahu též kroutícím momentem

$$M_k = \frac{1}{2} d_2 \cdot F \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \phi') \quad (3.12)$$

Tento moment vyvodí smykové napětí

$$\tau = \frac{5 \cdot M_k}{d_3^3} \quad (3.13)$$

Napětí od namáhání v tahu

$$\sigma_t = \frac{F}{A_s} \quad (3.14)$$

A redukované napětí podle hypotézy max $\tau$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_D \quad (3.15)$$

U spojů s předpětím se předběžně volí síla předpětí  $F_v$ . Pro rozebíratelné šroubové spoje se volí předpětí

$$F_v = 0,75 \cdot F_p \quad (3.16)$$

kde

$$F_p = A_s \cdot Re \quad (3.17)$$

Při montáži je šroub namáhán na tah předpětím  $F_v$  a na krut. Kroutící moment a napětí tahové, smykové a redukované se určí stejně jako u spoje bez předpětí. Je nutné spočítat největší provozní sílu  $F_1$  ve šroubu a z ní určit příslušné maximální tahové napětí.

## 4 Metoda konečných prvků (MKP) [4]

MKP je numerická metoda, která byla vyvinuta v 50. letech 20. století pro řešení problémů pružnosti v kosmickém a jaderném inženýrství. Její velký rozvoj souvisí s vývojem výpočetní techniky.

### 4.1 Základní princip MKP

MKP patří mezi variační metody. Variační metody v mechanice vycházejí z variačních principů; v případě deformační varianty MKP je východiskem *Lagrangeův variační princip*, který budeme formulovat následovně: „Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, se realizují ty, které udělají celkové potenciální energii  $\Pi$  stacionární hodnotu.“

Lze dokázat, že uvedená stacionární hodnota existuje, je jednoznačná a představuje zároveň minimum  $\Pi$ .  $\Pi$  lze vyjádřit jako

$$\Pi = W - P \quad (4.1)$$

kde  $W$  je energie napjatosti tělesa  $\Omega$ .

$$W = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \boldsymbol{\sigma}^T \cdot \boldsymbol{\varepsilon} dV \quad (4.2)$$

a  $P$  je potenciál vnějšího zatížení

$$P = \int_{\Omega} \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{o} dV + \int_{\Gamma_p} \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{p} dS \quad (4.3)$$

V uvedených vztazích vystupují sloupcové matice

- posuvů  $\mathbf{u}^T = [u, v, w]$
- přetvoření  $\boldsymbol{\varepsilon}^T = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}]$
- napětí  $\boldsymbol{\sigma}^T = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]$
- objemového zatížení  $\mathbf{o}^T = [o_x, o_y, o_z]$
- plošného zatížení  $\mathbf{p}^T = [p_x, p_y, p_z]$

### 4.2 Základní myšlenka MKP

Základní myšlenkou MKP je diskretizace problému. Obecně je  $\Pi$  závislé na spojitých funkcích  $u, v, w$ , z nichž každá reprezentuje nekonečné množství hodnot v nekonečně mnoha bodech řešené oblasti. Abychom úlohu mohli řešit numericky, je nutno každou z funkcí vyjádřit v závislosti na konečném počtu parametrů. V MKP se aproximační funkce posuvů vyjadřují přibližně jako součet předem daných, známých funkcí  $\tilde{u}_i, \tilde{v}_j, \tilde{w}_k$ , označovaných jako *bázové funkce*. Ty jsou násobeny neznámými koeficienty:

$$u = \sum_{i=1}^l a_i \cdot \tilde{u}_i; \quad v = \sum_{j=1}^m b_j \cdot \tilde{v}_j; \quad w = \sum_{k=1}^n c_k \cdot \tilde{w}_k \quad (4.4)$$

Dosazením této aproximace do výrazu pro celkovou potenciální energii přejdeme od vyjádření funkcionálu  $\Pi(u,v,w)$ , závislého na funkcích, k vyjádření  $\Pi(a_1, a_2, a_3, \dots)$ , závislému na konečném počtu parametrů. Podmínka stacionární hodnoty  $\Pi$  vede pak na soustavu rovnic pro určení těchto neznámých parametrů:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial \Pi}{\partial a_1} = 0 \\ \vdots \\ \frac{\partial \Pi}{\partial c_n} = 0 \end{array} \right\} \rightarrow a_1, a_2, \dots, c_n \quad (4.5)$$

Řešením soustavy získáme parametry  $a_1, a_2, a_3, \dots$  a tím i aproximace hledaných funkcí posuvů. Uvedený obrat je společný více numerickým metodám, pro MKP je typický způsob konstrukce bázových funkcí, které jsou definovány vždy jen na malé podoblasti řešeného tělesa.

### 4.3 Základní rovnice MKP

4.3

Zapíšeme celkovou potenciální energii v závislosti na konečném počtu deformačních parametrů, uspořádaných v matici  $\mathbf{U}$ :

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{U} - \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{F} \quad (4.6)$$

Dle Lagrangeova variačního principu má  $\Pi$  nabývat stacionární hodnoty, což vede na podmínku

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{U}} = \mathbf{0} \quad (4.7)$$

Z parciálních derivací podle  $u_1, u_2, u_3, u_4$  získáme soustavu čtyř lineárních algebraických rovnic

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (4.8)$$

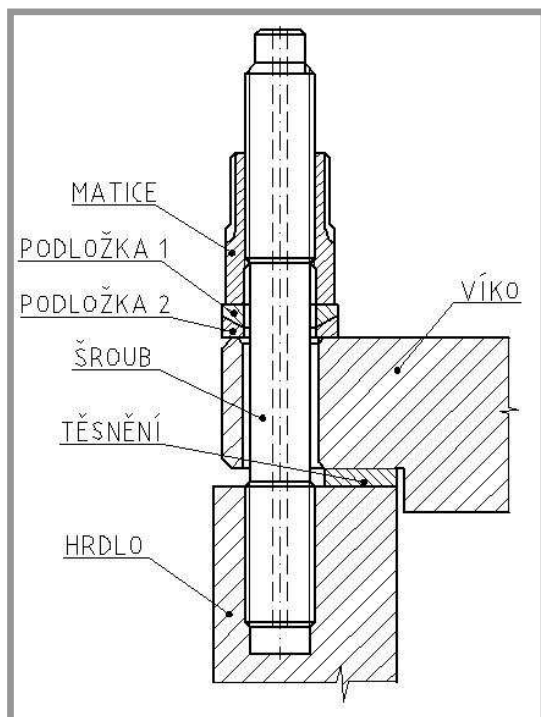
Snadno se lze přesvědčit, že matice soustavy  $\mathbf{K}$  je singulární (tj. determinant  $\mathbf{K}$  je nulový) a soustava nemá jednoznačné řešení. To je však v souladu se skutečností, že dosud nebyly předepsány okrajové podmínky a nejednoznačnost řešení odráží prostorovou neurčenost polohy tělesa jako celku. Pro deformační variantu MKP ve *statických* úlohách pružnosti platí tedy důležitá obecná zásada: *Řešitel musí vždy předepsat alespoň takové okrajové podmínky, aby zamezil pohybu tělesa jako celku ve všech jeho složkách, které jsou možné s ohledem na typ a dimenzi úlohy.*

Nesplnění této podmínky vede díky singularitě  $\mathbf{K}$  k numerickému zhroucení výpočtu (dělení nulou) při řešení soustavy rovnic (4.7). Více okrajových podmínek než je uvedené minimum samozřejmě předepsat lze.

## 5 Návrh a analýza výpočtových modelů

### 5.1 Formulace problému

Analyzovaný šroubový spoj je zobrazen na obr.5.1.1. Jedná se o svorníkové šrouby se závity M48x5 na víku parogenerátoru, které je namáháno párou o vnitřním přetlaku 5.5 Mpa a teplotě 260°C. K zajištění funkce spoje je nutno svorníkové šrouby předepnout na takovou hodnotu, která zajistí těsnost spoje při provozním přetlaku 5.5 Mpa i zkušebním přetlaku 16.3 Mpa. Způsob vyvození předpětí bude uvažován pomocí hydraulického předepínání.



Obr. 5.1.1 Analyzovaný šroubový spoj

Šrouby a podložky 2 jsou vyrobeny z materiálu ChN35VT-VD. Tato ocel je zařazena do skupiny ocelí se zvláštními vlastnostmi a pro práci za vyšších teplot. Je používána pro značně mechanicky namáhané součástky do teploty 700°C (např. oběžné lopatky parních a plynových turbín, svorníky) a na mechanicky méně namáhané součástky do teploty 750°C. Základní nejnižší zaručované mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tab. 5.1.1.

T[°C]	20	100	200	300	350
<b>R<sub>p02</sub> [Mpa]</b>	491	461	441	441	441
<b>R<sub>m</sub> [Mpa]</b>	834	804	785	755	746
<b>E [Mpa]</b>	190000	189000	187800	186600	186000

Tab. 5.1.1 Mechanické vlastnosti materiálu ChN35VT-VD

Hrdlo, matice, víko a podložky 1 jsou vyrobeny z materiálu 08Ch18N10T. Tato ocel je zařazena do skupiny ocelí se zvláštními vlastnostmi. Ocel je korozivzdorná a vhodná na stavbu chemických zařízení včetně tlakových nádob v prostředí oxidační povahy. Pro silné anorganické kyseliny se používá jen při nízkých koncentracích a normálních teplotách. Je též vhodná pro provozovny vyžadující vysokou čistotu produktů. Mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tab. 5.1.2.

<b>T</b> [°C]	20	100	200	300
<b>R<sub>p02</sub></b> [Mpa]	195	169	150	140
<b>E</b> [Mpa]	200000	194000	186000	179000

Tab. 5.1.2 Mechanické vlastnosti materiálu

Mezi hrdlem a víkem je použito hřebenové těsnění, jehož dosedací plochy jsou oboustranně obloženy fólií z expandovaného grafitu, jejíž tloušťka je 0.75mm. Pro kontrolu těsnosti jsou mezi dosedacími plochami otvory sloužící pro snadný průchod unikajícího média do kontrolních trubek v hrdle. Fólie se při montáži vmáčknou do hřebenového těsnění.

## 5.2 Technika submodeling

Submodeling je technika tvorby MKP modelu, která je používána pro získání přesných výsledků z určité části modelu. Často se vyskytují případy, kdy konečnoprvková síť je příliš hrubá, aby poskytla uspokojivé výsledky v oblasti, kterou analyzujeme, např. koncentrace napětí v napěťové analýze. Avšak výsledky mimo tuto oblast mohou být správné.

K získání přesných výsledků v určité oblasti máme 2 možnosti:

- a) přepočítat model s vyšší diskretizací konečnoprvkové sítě
- b) vygenerovat nezávislý model oblasti, která nás zajímá s jemnou sítí konečných prvků a provést analýzu

Možnost a) je obvykle nákladná a náročná na výpočtový čas. Možnost b) se nazývá technika submodeling.

Technika submodeling je také známá jako metoda hraničních posuvů. Hranice v submodelu reprezentují hranice submodelu v modelu sestavy, odkud je submodel jakoby vyříznut. Posuvy vypočtené v modelu sestavy jsou použity jako okrajové podmínky submodelu.

Technika submodeling je založena na St. Venantově principu, který říká, že soustava sil může být nahrazena jinou, staticky ekvivalentní soustavou. Rozložení napětí a přetvoření se změní pouze v blízkém okolí působících sil. Tento princip říká, že důsledek koncentrace napětí je omezen na oblast blízko koncentrace. Tedy, pokud jsou hranice submodelu dostatečně daleko od koncentrace napětí, můžeme získat přesné výsledky v submodelu.

Technika submodeling není omezena pouze na strukturní úlohy. Lze ji stejně dobře použít i v jiných oborech, např. pro výpočet magnetických polí.

Kromě základního požadavku na přesnější výpočet určité části modelu má technika submodeling ještě další výhody:

- redukuje, nebo dokonce eliminuje potřebu komplikovaných přechodů mezi oblastmi v modelu
- umožňuje experimentovat s různými návrhy analyzovaného prvku
- pomáhá řešit potřebu zjemnění sítě

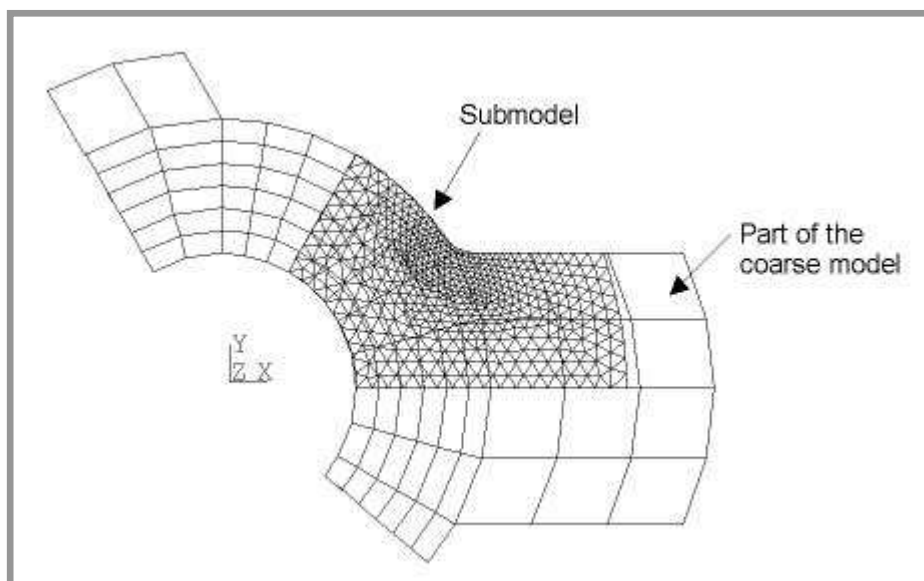
Některé doporučení pro submodeling:

- je platná pouze pro elementy SOLID a SHELL
- princip submodelingu vyžaduje, aby hranice submodelu byly dostatečně vzdáleny od koncentrace napětí. Je na řešiteli ověřit si, zda je tento požadavek splněn

Proces s použitím techniky submodeling je následující:

- vytvoření a analýza modelu sestavy
- vytvoření submodelu
- získání posuvů na hranicích submodelu z hrubého modelu
- analýza submodelu
- ověření, že vzdálenost mezi hranicemi a oblastí koncentrací napětí je dostatečná

Na obr. 5.2.1 jsou zobrazeny ukázkové modely sestavy a submodel.



**Obr. 5.2.1** Ukázkové modely sestavy a submodelu [5]

### 5.3 Návrh modelu sestavy

5.3

Jako model sestavy bude vytvořena zjednodušená sestava analyzovaného problému. Zjednodušení se týká tvarových detailů, které nejsou pro tento problém podstatné, např. drážky na matici apod. Tyto detaily by pouze činily model složitější pro pokrytí konečnoprvkovou sítí, což je nežádoucí. Jelikož je úloha osově symetrická, můžeme této symetrie s výhodou využít a vytvořit pouze jednu čtvrtinu celé sestavy. Tím nám klesne počet neznámých na jednu čtvrtinu, což znamená, že na výpočet nám stačí pouze čtvrtinový výpočtový čas.

Modelovaná sestava se bude skládat z 5 částí:

- hrdlo
- těsnění
- víko
- šrouby
- matice

Podložky a matice jsou modelovány společně jako jedno těleso kvůli zjednodušení a urychlení výpočtu.

Jelikož je analyzovaný spoj tepelně zatížen, měl by být proveden také výpočet teplotních polí. Tento výpočet vyžaduje zadání součinitelů přestupu tepla. K jeho výpočtu by byly potřeba laboratorní zkoušky, protože nejsou známy procesy a podmínky uvnitř parogenerátoru. Protože tedy není možné tento problém řešit za reálných podmínek, bude uvažována situace, kdy je šroubový spoj smontován při teplotě 20°C a poté tepelně zatížen parou, kdy dojde k prohřátí celého objemu na 200°C. Tudíž jako materiálové charakteristiky budou používány hodnoty ocelí při této teplotě. K posouzení vlivu tepelné roztažnosti na napjatost budou provedeny dva výpočty modelu sestavy:

- výpočet bez uvažování teplotní roztažnosti, pouze použitím hodnot při 200°C
- výpočet s uvažováním teplotní roztažnosti

#### 5.3.1 Použité prvky pro konečnoprvkovou síť modelu sestavy

5.3.1

Protože model sestavy bude modelován jako těleso, bude použit tělesový prvek SOLID45. Pro zjednodušení modelu víka, konkrétně pro tvorbu žeber, je použit stěnový prvek SHELL63, který představuje pouze plocha, která má přiřazenou hodnotu tloušťky.

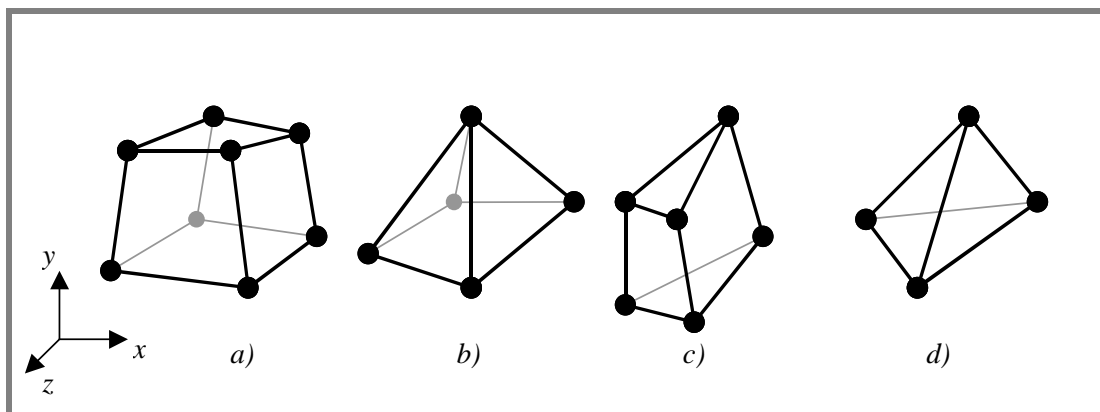
##### 5.3.1.1 Prvek SOLID45

5.3.1.1

Prvek SOLID45 tvoří prostorový 8-uzlový šestistěn, který umožňuje tvořit i tzv. degenerované tvary. Zobrazení prvku SOLID45 je na obr.

Tvar a) se používá pro tvorbu tzv. mapovaných sítí, kdy se uživatel musí zpravidla sám rozhodnout, jak rozdělit řešenou oblast na podoblasti, které topologicky vyhovují rozdělení na krychličky, jež na sebe budou uvnitř i na hranicích podoblastí navazovat – stěna na stěnu, hrana na hranu. To může být velmi obtížné, zvláště při požadavku na lokální zhuštění sítě. Odměnou za zvýšenou námahu při přípravě mapované sítě je podstatně menší počet vygenerovaných prvků a uzlů a tedy nižší výpočtové časy a paměťové požadavky, než při použití automatického generování čtyřstěnu.

Tvar *d*) je využíván při plně automatickém generování sítě (free meshing), kdy uživatel zadá jen základní požadavky na typickou velikost prvku, případně na oblasti zhuštění sítě, a vše ostatní přenechá programu. Pro uživatele je to zpravidla vždy jednodušší postup. Korektní přímé spojení sítě, vytvořené částečně ze šesti- a částečně ze čtyřstěnů, není možné. Pokud se to přesto jeví jako žádoucí, je možno využít přechodových oblastí, vytvořených z pětistěnů *b*) nebo *c*) na obr.5.3.1.1. To je hlavní praktické využití uvedených prvků, protože samostatné sítě, vytvářené jen z těchto typů, se prakticky nevyužívají. Pro vytvoření zmíněných přechodových oblastí nabízejí komerční systémy dnes speciální zjednodušené postupy a prostředky.



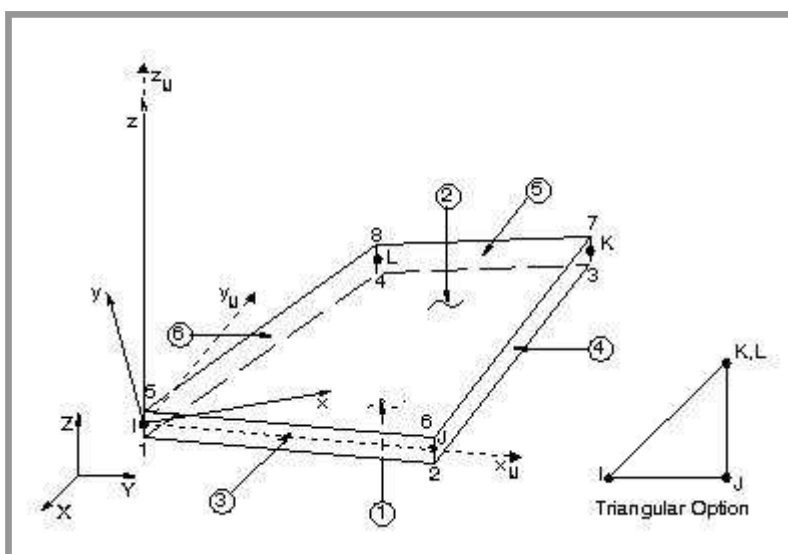
Obr. 5.3.1.1. Přehled tvarů prvku SOLID45 [4]

### 5.3.1.2

#### 5.3.1.2 Prvek SHELL63

SHELL63 je stěnový prvek umožňující zahrnout do výpočtu ohybovou i membránovou napjatost. Tento prvek má šest stupňů volnosti v každém uzlovém bodě: posuvy  $x, y, z$  a natočení kolem os uzlového bodu  $x, y, z$ .

Geometrie, pozice uzlů a souřadný systém tohoto prvku jsou zobrazeny na obr. 5.3.1.2.1. Prvek je definován čtyřmi uzlovými body, čtyřmi tloušťkami stěny a vlastnostmi ortotropního materiálu.



Obr. 5.3.1.2.1 Prvek SHELL63[5]

## 5.4 Tvorba modelu sestavy

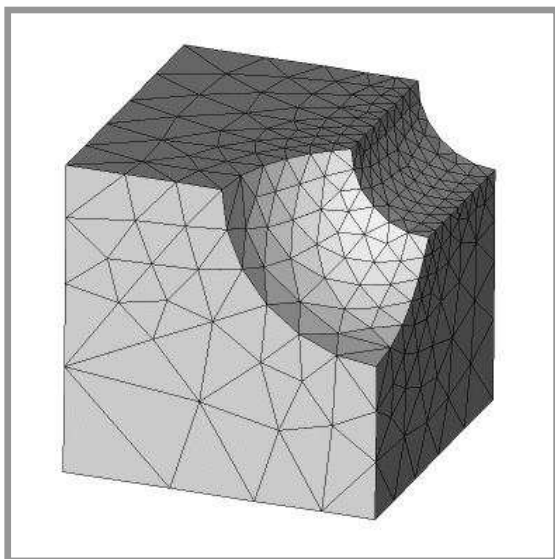
5.4

Model sestavy byl vytvořen tzv. zdola nahoru. To znamená vytváření postupně od nejjednodušších prvků až ke konečnému objemu. V systému Ansys to znamená vytvořit nejprve klíčové body, tzv. keypointy. Ty se postupně propojují úsečkami nebo křivkami. Tyto křivky spolu tvoří ohraničené oblasti, na jejichž základě se vytvoří plochy. Tyto plochy opět vytvoří uzavřenou oblast, tentokrát objem, který slouží pro pokrytí konečnoprvkovou sítí. Samozřejmě je možno také použít základních operací pro modelování těles, tzn. tažení po křivce a rotaci kolem úsečky.

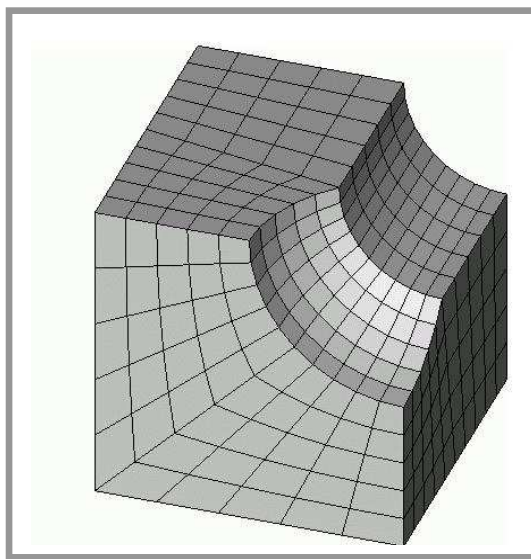
### 5.4.1 Tvorba jednotlivých částí modelu sestavy

5.4.1

Každá část modelu byla vymodelována jako samostatný soubor, což znamenalo vytvořit 5 samostatných modelů. Důležitým požadavkem pro další práci s těmito modely je, aby byly všechny vymodelovány ve stejném souřadném systému. Není to nezbytně nutný požadavek, ale pro další jednodušší práci s vytvořenými modely je vhodný. Takto vytvořené modely stačí poté pouze načíst do jednoho souboru a není potřeba je žádným způsobem transformovat, protože už budou na správných místech. Pro vytvoření mapované konečnoprvkové sítě (z důvodu možnosti snadnějších úprav) je potřeba dodržet základní požadavek, a to, že tělesa musí tvořit tvořit šestiboké hranoly. Tomuto požadavku byla přizpůsobena tvorba modelu. Před vlastním modelováním je vhodné si celý model rozdělit na části, které se budou tvořit již zmíněné šestiboké hranoly, a vypsát si souřadnice jejich klíčových bodů (keypointů). Pokud některou část rozdělit nejde, je možné vytvořit mapovanou konečnoprvkovou síť pouze na části modelu a zbytek pomocí tzv. volné konečnoprvkové sítě, to znamená že konečnoprvková síť se tvoří automaticky pomocí čtyřbokých hranolů. Rozdíl mezi volnou a mapovanou konečnoprvkovou sítí je na obr. 5.4.1.1 a 5.4.1.2



Obr. 5.4.1.1. Volná konečnoprvková síť [5]

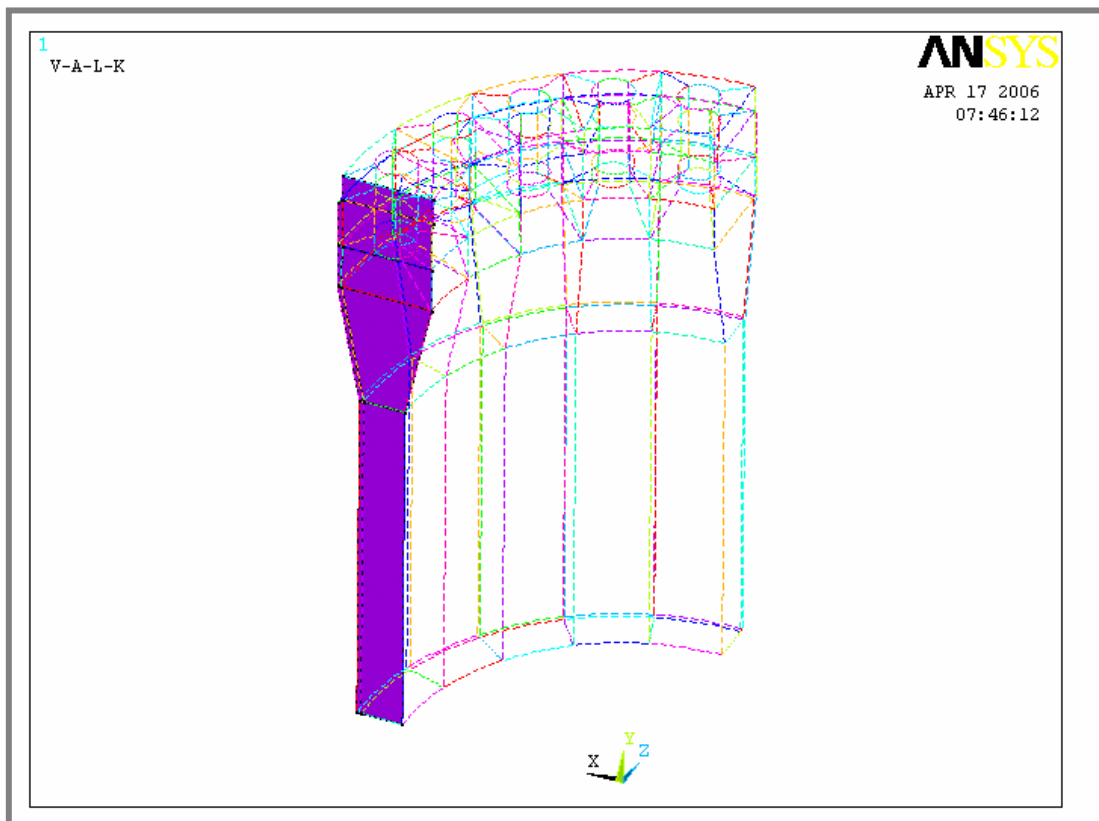


Obr. 5.4.1.2. Mapovaná konečnoprvková síť [5]

## 5.4.1.1

## 5.4.1.1 Tvorba hrdla

Hrdlo bylo vmodelováno pomocí funkce rotace kolem osy. To znamená vytvoření základního profilu a osy, kolem které bude rotace prováděna. Základní profil tvoří plochy, které spolu na hranicích sdílí úsečky, pomocí nichž jsou vytvořeny. Každá plocha je tvořena čtyřmi hraničními úsečkami. Tím vzniká předpoklad pro tvorbu kvalitní mapované sítě. Na obr. 5.4.1.1.1 je zobrazen základní profil, který tvoří výše zmíněné plochy.

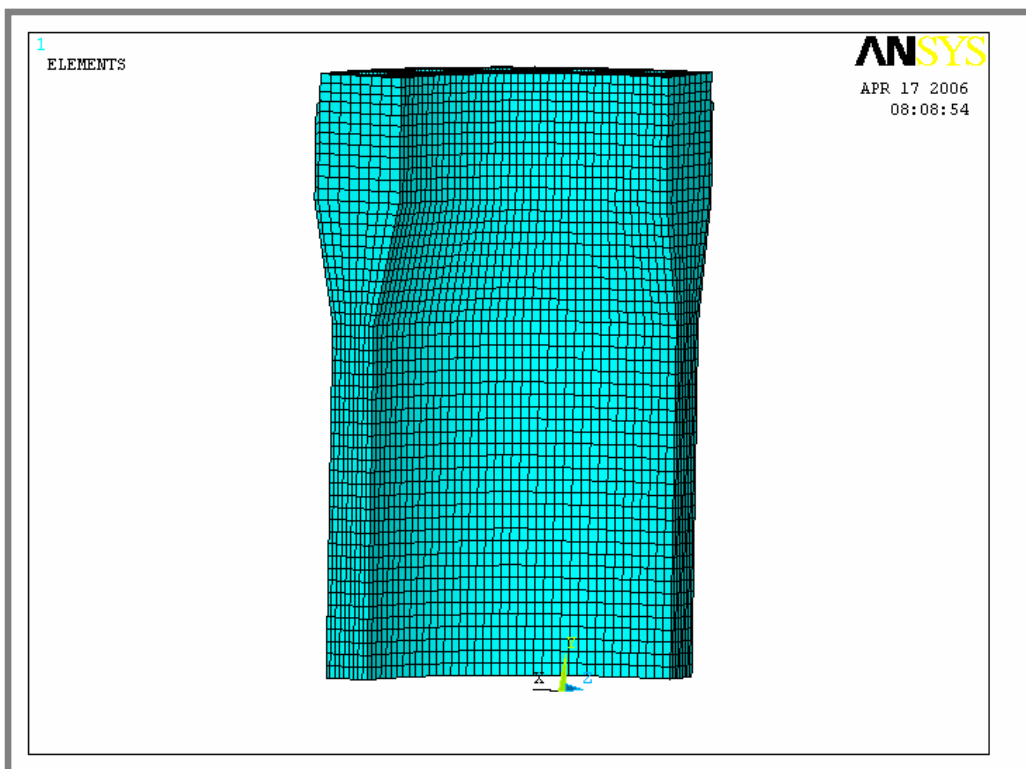


**Obr. 5.4.1.1.1** Profil pro tvorbu hrdla

Po vytvoření profilu následuje vytvoření objemů pomocí funkce rotace kolem osy. Před vlastní rotací bylo ještě provedeno mapování profilu. U složitějších tvarů je vhodné před rotací provést tuto operaci, protože potom lze použít rotaci kolem osy zároveň pro tvorbu konečnoprvkové sítě, která se vytvoří na základě sítě vytvořené na profilu. Pro rotaci kolem osy zároveň s tvorbou konečnoprvkové sítě je nutné zadat tyto parametry:

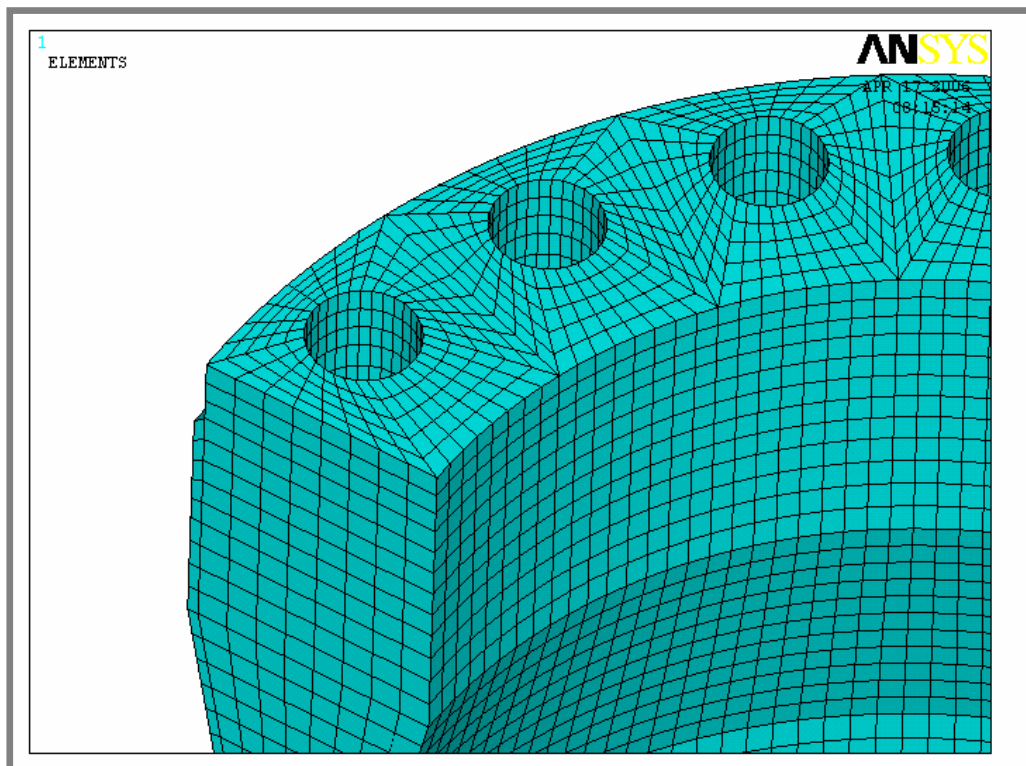
- úhel rotace – jaká část kruhu se má vytvořit – pro náš případ  $90^\circ$
- počet segmentů – na kolik částí se vytvořený objem rozdělí – protože bude nutné ještě domodelovat 6 děr pro šrouby, rozdělíme objem na 6 částí
- počet segmentů konečnoprvkové sítě – určuje jemnost konečnoprvkové sítě – pro náš případ 8

Po dokončení operace rotace kolem osy vznikl model s kvalitní konečnoprvkovou sítí. Tento model se musí ještě doplnit dírami pro šrouby. Výsledek operace rotace kolem osy je na obr. 5.4.1.1.2

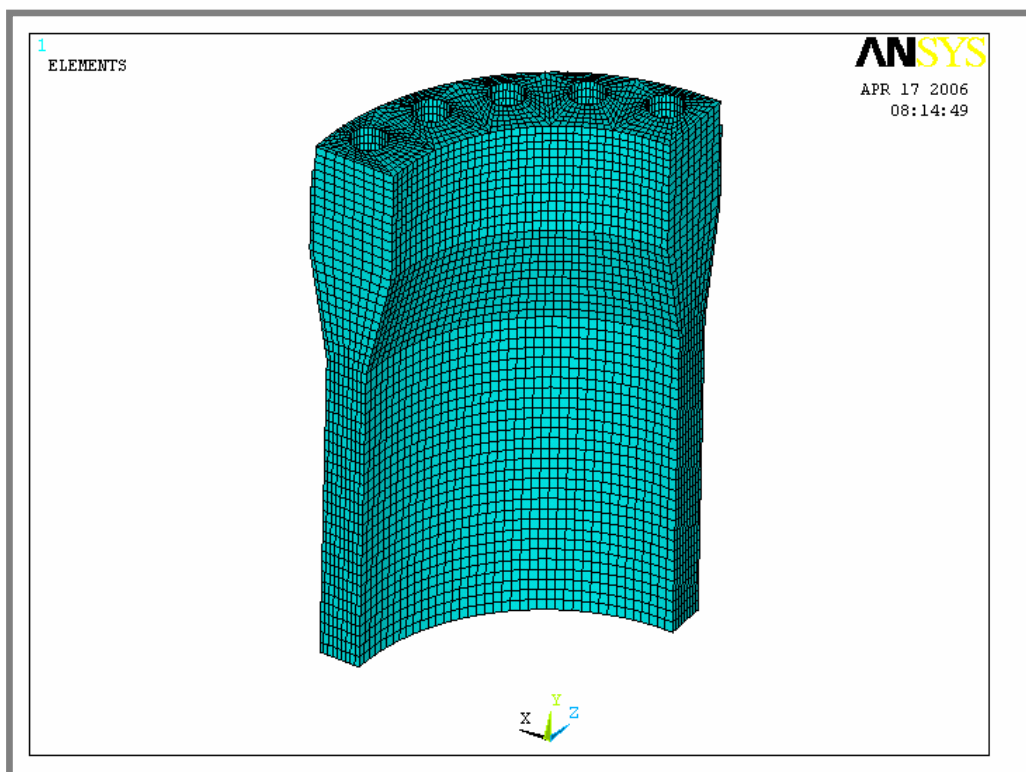


**Obr. 5.4.1.1.2** Výsledek operace rotace kolem osy

Vytvoření děr pro šrouby spočívalo ve smazání objemů, ve kterých se mají díry nacházet, a ručním vytvořením těchto děr. Díry byly vytvořeny opět způsobem zdola nahoru. Výsledek je vidět na obr. 5.4.1.1.3 a celkový pohled na hrdlo na obr. 5.4.1.1.4.



**Obr. 5.4.1.1.3** Díry pro šrouby

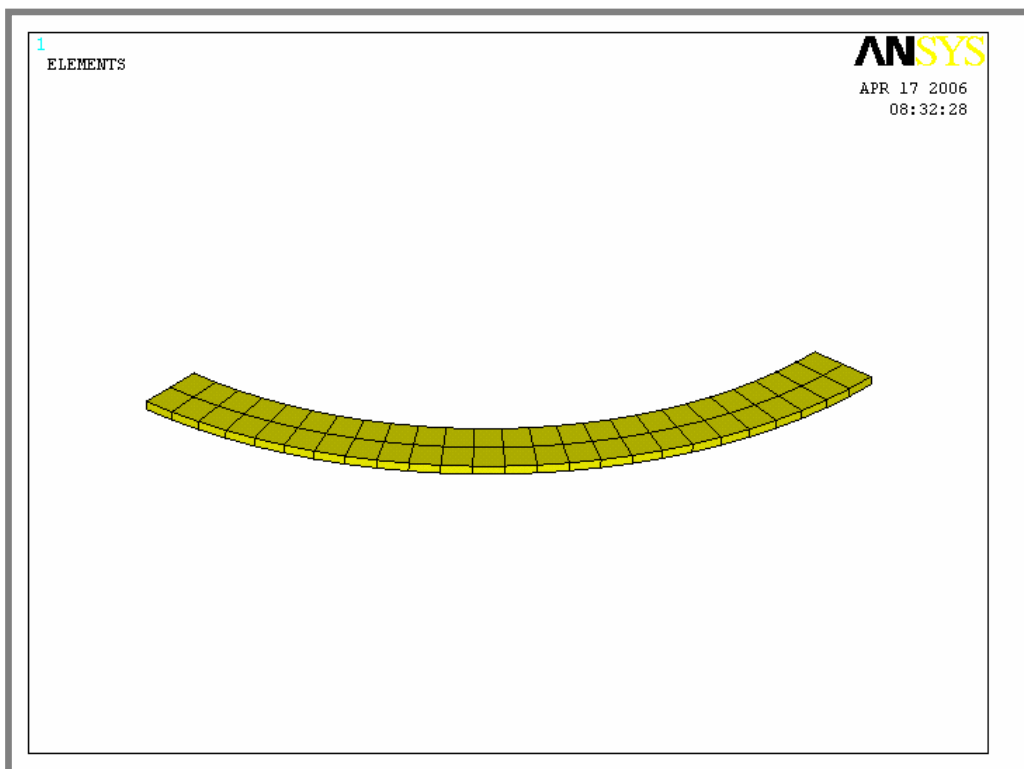


Obr. 5.4.1.1.3 Celkový pohled na model hrdla

#### 5.4.1.2

##### 5.4.1.2 Tvorba těsnění

Těsnění bylo zjednodušeno na prstavec s obdélníkovým průřezem a k jeho vytvoření byl použit stejný postup jako v případě hrdla. Výsledný model s konečnoprvkovou sítí je na obr. 5.4.1.2.1.

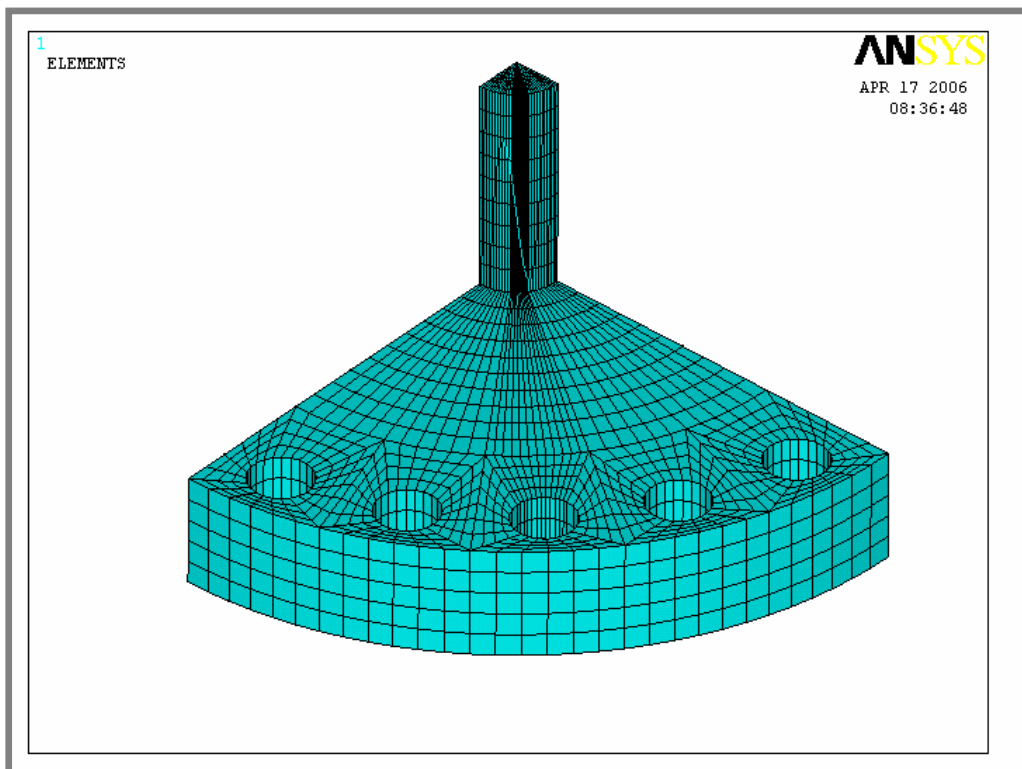


Obr. 5.4.1.2.1 Model těsnění

## 5.4.1.3 Tvorba víka

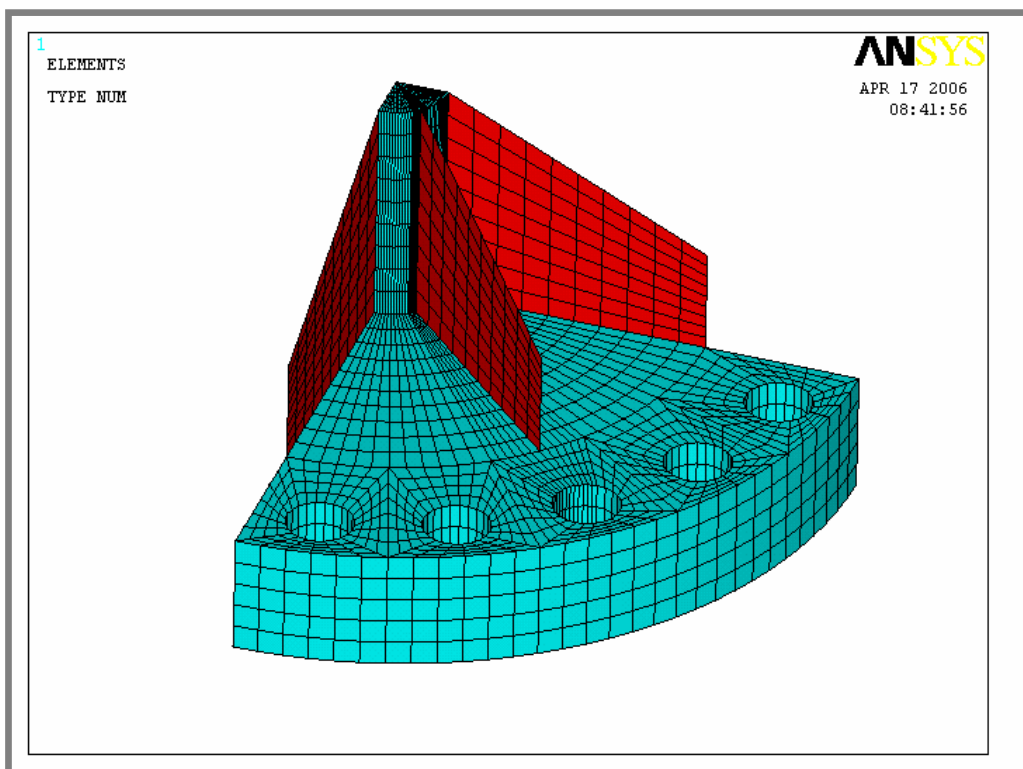
5.4.1.3

Víko bylo vytvořeno obdobným způsobem jako hrdlo. To znamená vytvoření základního objemového modelu s konečnoprvkovou sítí a poté domodelováním děr pro šrouby. Výsledný model je na obr 5.4.1.3.1.



**Obr. 5.4.1.3.1** Výsledek operace rotace kolem osy

Po vytvoření tohoto modelu přišla na řadu tvorba žeber. Pro modelování žeber byl použit SHELL63, který tvoří pouze plocha, které přiřazena tloušťka. V našem případě byla tloušťka pro střední žebro 30mm a pro vnější žebra z důvodu symetrie poloviční tloušťka. Výsledný model je zobrazen na obr. 5.4.1.3.2. Zelenou barvou jsou vyobrazeny prvky SOLID45 a červenou prvky SHELL63.

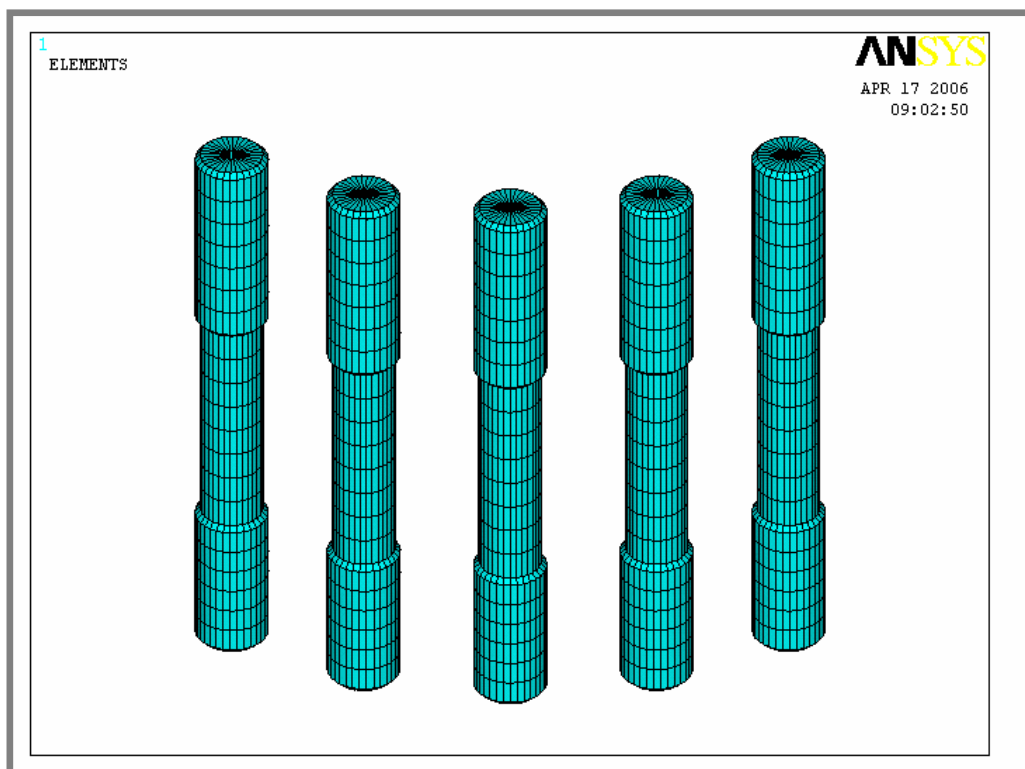


Obr. 5.4.1.3.2 Výsledek operace rotace kolem osy

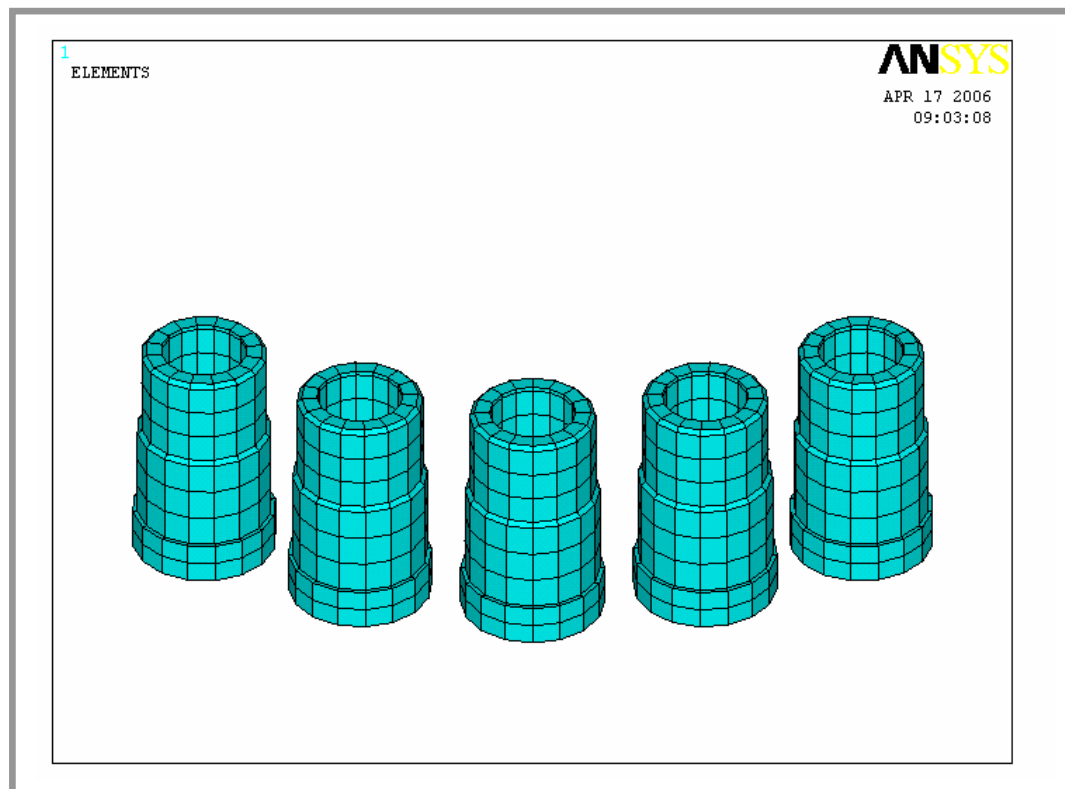
5.4.1.4

5.4.1.4 Tvorba šroubů a matic

Šrouby a matice byly vytvořeny opět rotací kolem osy, obdobně jako hrdlo. Výsledný model šroubů je na obr.5.4.1.4.1 a matic na obr. 5.4.1.4.2.



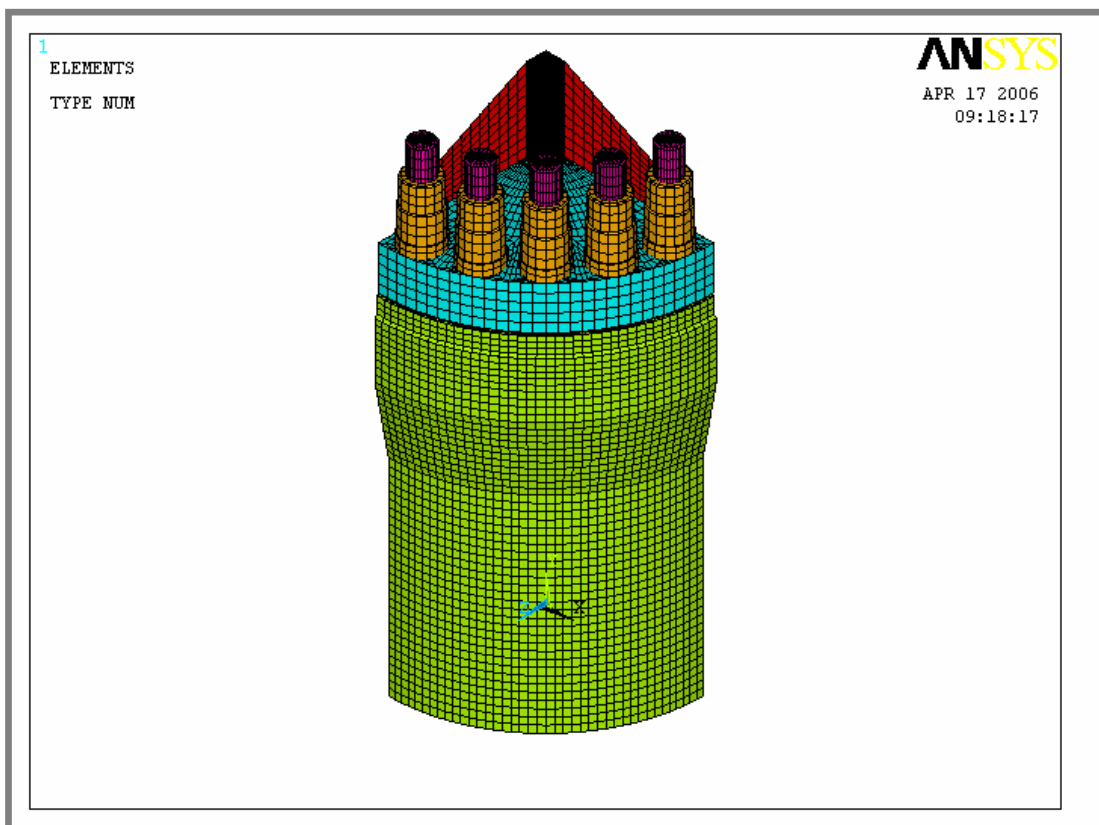
Obr. 5.4.1.4.1 Modely šroubů



Obr. 5.4.1.4.2 Modely matic

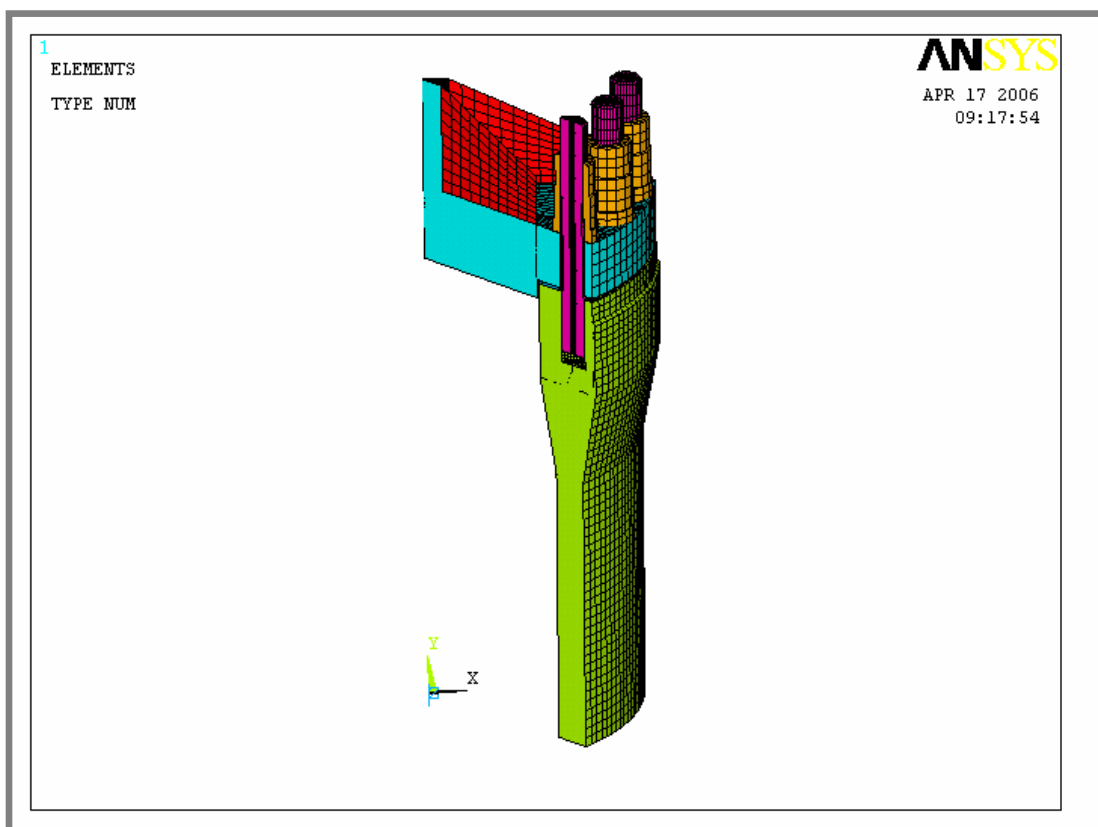
### 5.4.2 Sestavování modelu sestavy

Sestavování modelu sestavy je provedeno pomocí funkce Archive model. Před vlastním sestavováním je nutné každý soubor obsahující část sestavy archivovat pomocí funkce Archive model/Write. Tato funkce každý model uloží ve formátu \*.cdb, který je vhodný pro přenášení mezi programy Ansys různých verzí a také pro archivaci dat, protože výsledný soubor má mnohem menší velikost než původní soubor databáze Ansysu \*.db. Po převedení všech souborů je založena nová databáze, do které budou postupně načteny všechny části sestavy pomocí funkce Ansysu Archive model/Read. Tato funkce načítá archivované databáze \*.cdb. Pokud byly jednotlivé části vytvořeny ve stejném souřadném systému, stačí je výše uvedeným příkazem načíst a modely budou na správných místech bez nutnosti nějakých úprav. Model sestavy je na obr. 5.4.2.1.



Obr. 5.4.2.1 Model sestavy

Na obr. 5.4.2.2 je znázorněna sestava v řezu.



Obr. 5.4.2.2 Model sestavy v řezu

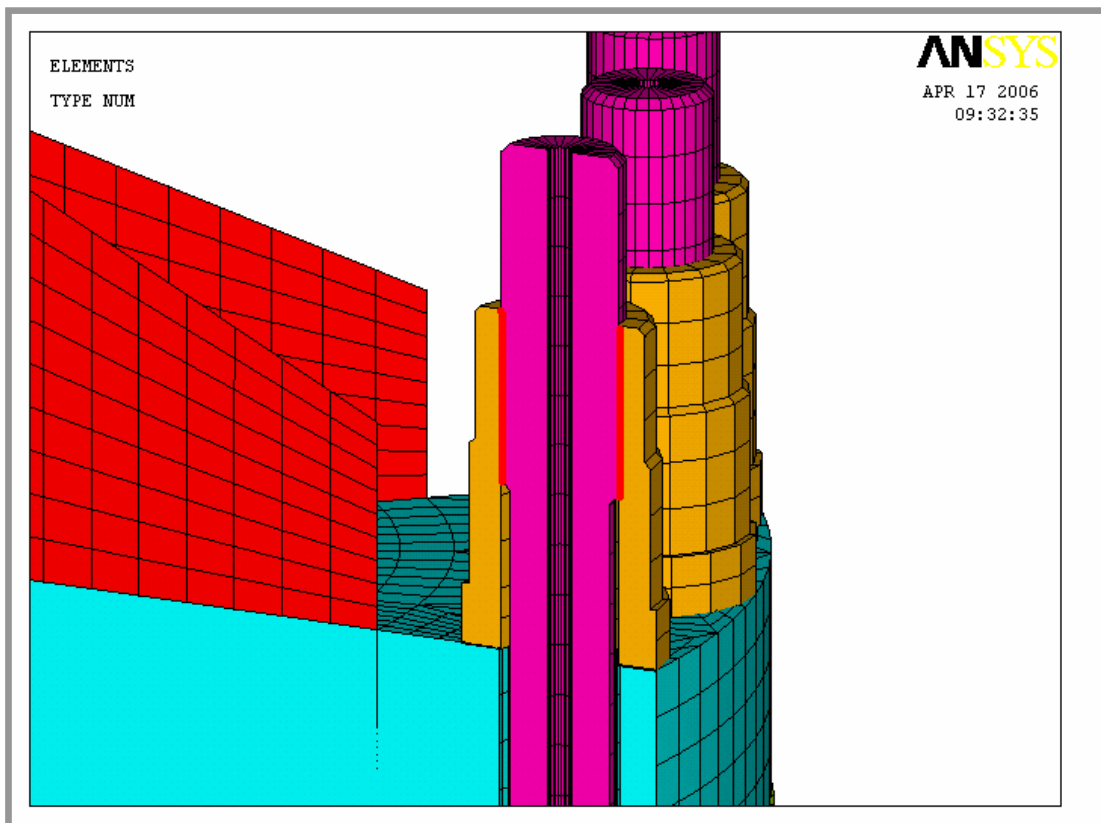
### 5.4.3 Okrajové podmínky

5.4.3

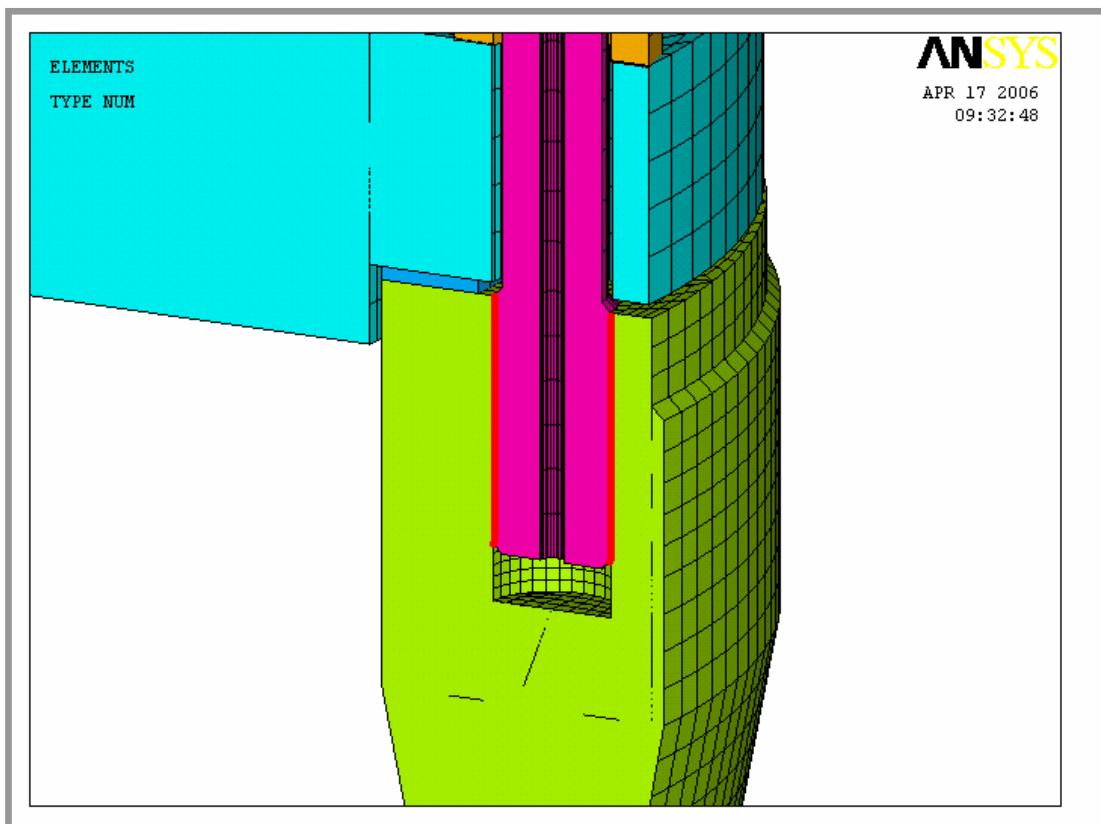
#### 5.4.3.1 Modelování závitu

5.4.3.1

Závity jsou v modelu sestavy zjednodušeny na plochy, které se dotýkají. V oblastech, kde jsou závity šroubů a matic, resp. šroubů a hrdla k kontaktu, jsou pomocí funkce coupling předepsána všem uzlovým bodům na těchto oblastech stejné hodnoty posuvů. To nám zaručí, že pokud dojde k posuvu některého z uzlových bodů, stejný posuv bude proveden také na všech ostatních. Na obr. 5.4.3.1.1 a 5.4.3.1.2 je červenou barvou zobrazeno, na kterých místech je tato funkce předepsána.



Obr. 5.4.3.1.1. Zobrazení ploch s funkcí coupling – horní závit



Obr. 5.4.3.1.2. Zobrazení ploch s funkcí coupling – spodní závit

## 5.4.3.2 Modelování kontaktu těles

5.4.3.2

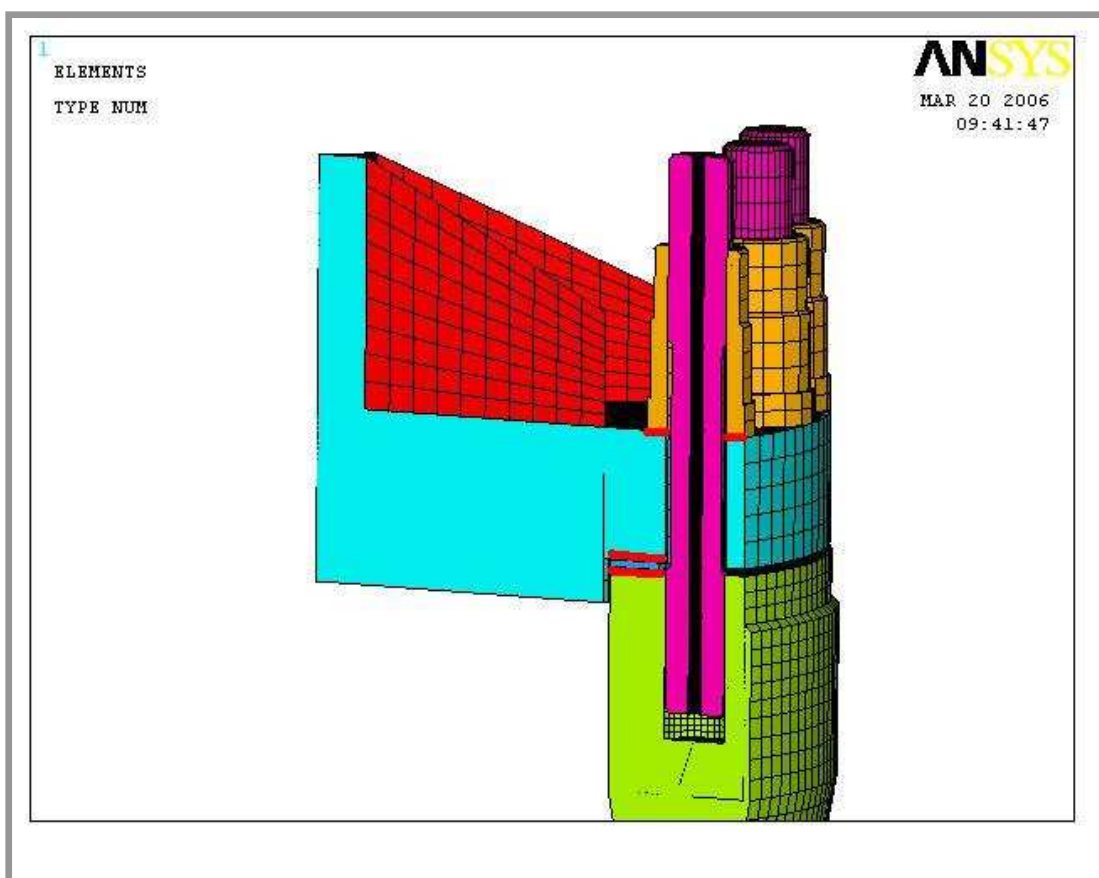
Kontakt těles je modelován pomocí kontaktních prvků. Tyto prvky se vkládají mezi povrchy, které se stýkají. Použité kontaktní prvky jsou TARGE170 + CONTA174, které se používají pro modelování kontaktů ve 3D, které spolu tvoří kontaktní pár.

Takto definovaný kontaktní pár si hlídá relace mezi posuvy kontaktních prvků.

Na hrubém modelu je definováno 7 kontaktních párů:

- mezi hrdlem a těsněním
- mezi těsněním a víkem
- mezi každou maticí a jí odpovídající plochou na víku

Na obr. 5.4.3.2.1 jsou zobrazeny plochy, které udržují vzájemnou polohu pomocí kontaktních prvků.



Obr. 5.4.3.2.1 Zobrazení definovaných kontaktních párů

## 5.4.3.3

## 5.4.3.3 Modelování předpětí

Modelování předpjetí je zásadním problémem hrubého modelu. Je modelováno tak, že před zahájením výpočtu jsou matice přesazeny o určitou hodnotu vzhledem k víku. Vzhledem k definovanému kontaktnímu páru se při zahájení výpočtu plochy dotyku mezi maticemi a víkem jakoby „přitáhnou“ k sobě, a takto vzniklá deformace vyvolá ve šroubu potřebné předpjetí.

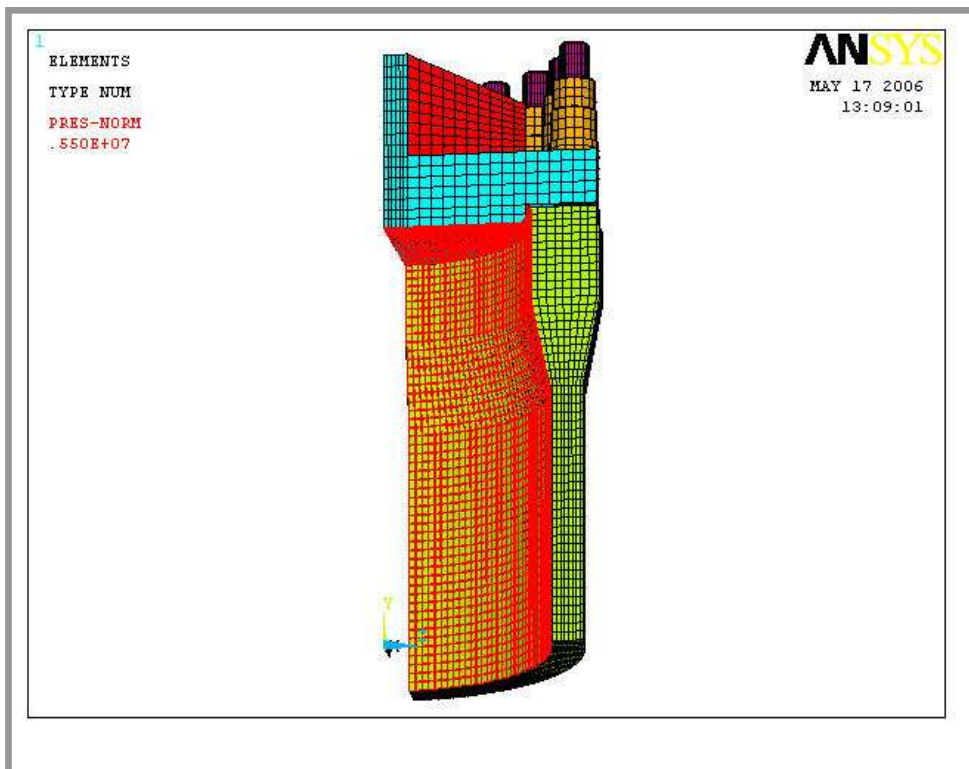
Hodnota, o kterou byla matice přesazena se určila následujícím způsobem:

- šrouby se předepírají na hodnotu  $0.75Re$ , což je pro náš případ 375 Mpa
- zvolí se zkušební hodnota přesahu a s touto hodnotou bez zatížení vnitřním přetlakem 5.5 Mpa se provede výpočet.
- jelikož chování pružného spoje je lineární, dá se jednoduchým výpočtem vypočítat hodnota potřebného přesazení pro dosažení potřebného předpětí

## 5.4.1.4

## 5.4.3.4 Modelování zatížení

Sestava byla zatížena vnitřním přetlakem 5,5 Mpa. Pro ukotvení modelu v prostoru byly spodní ploše hrdla odebrány všechny stupně volnosti. Na obr. 5.4.3.3.1 jsou červeně zobrazeny plochy, na nichž je tlak aplikován.



Obr 5.4.3.3.1 Zobrazení aplikovaného tlaku

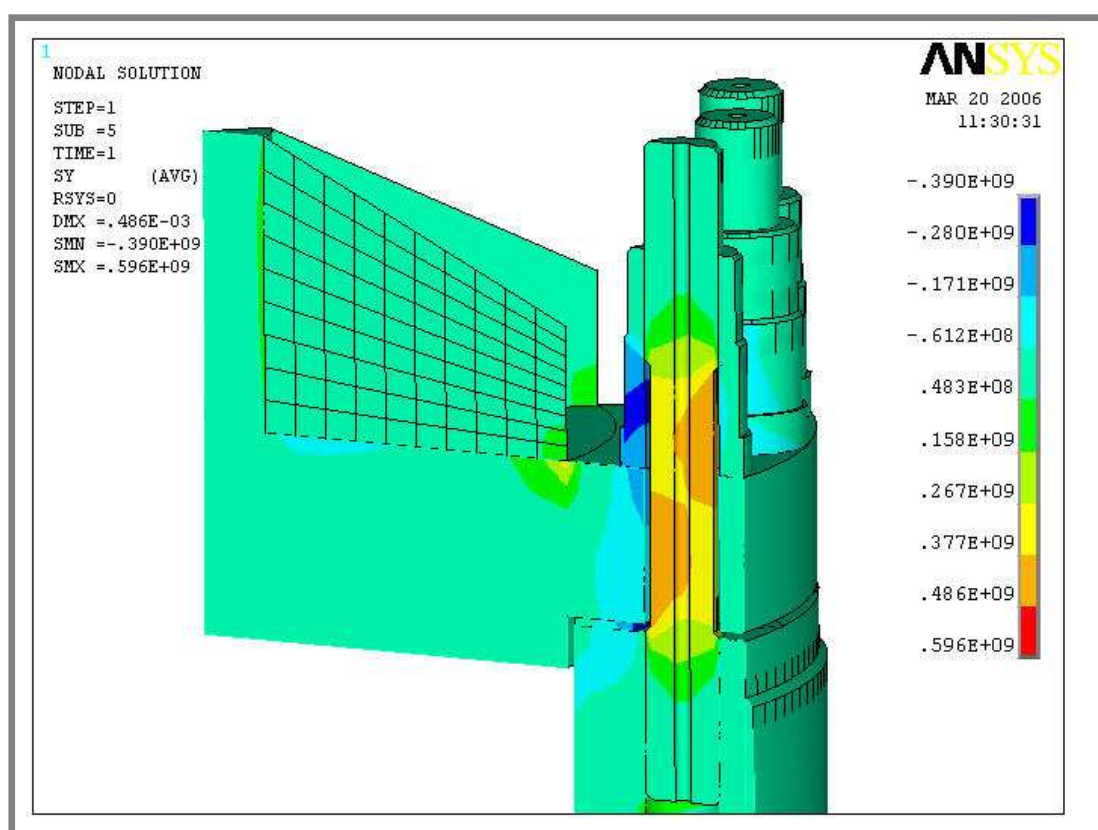
## 5.5 Analýza modelu sestavy

Po vymodelování sestavy a definování okrajových podmínek byl spuštěn výpočet. Byl prováděn na počítači Pentium4 2,4 GHz a trval asi 1,5 hodiny, což je doba velmi krátká.

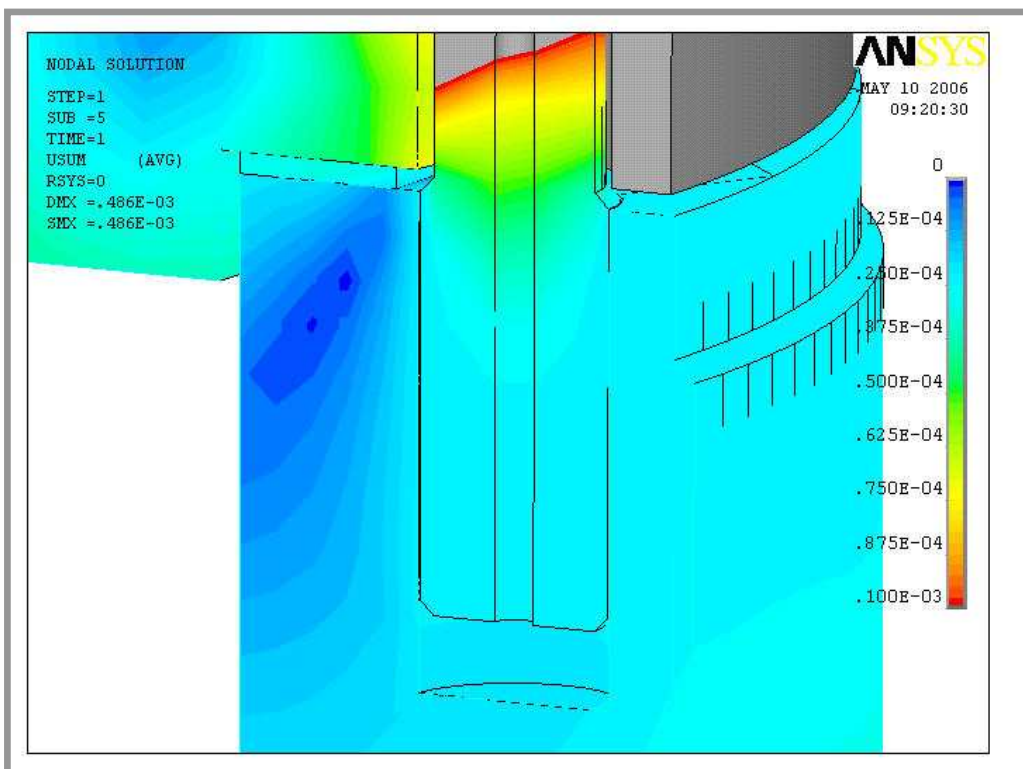
Na obr. 5.5.1 je zobrazeno napětí v ose šroubu. Dosahuje maximálního napětí 486 Mpa.

Na obr. 5.5.2 je zobrazen celkový posuv uzlových bodů spodního závitu, jehož analýza bude provedena v další části. Tyto posuvy budou použity jako okrajové podmínky pro samostatný model (submodel) spodního závitu. Šedé plochy představují plochy, na nichž nejsou vykresleny posuvy z důvodu použité palety hodnot pro vykreslení posuvů pro přehlednější zobrazení těchto hodnot na spodním závitu. Na těchto plochách jsou hodnoty mimo rozsah použité palety.

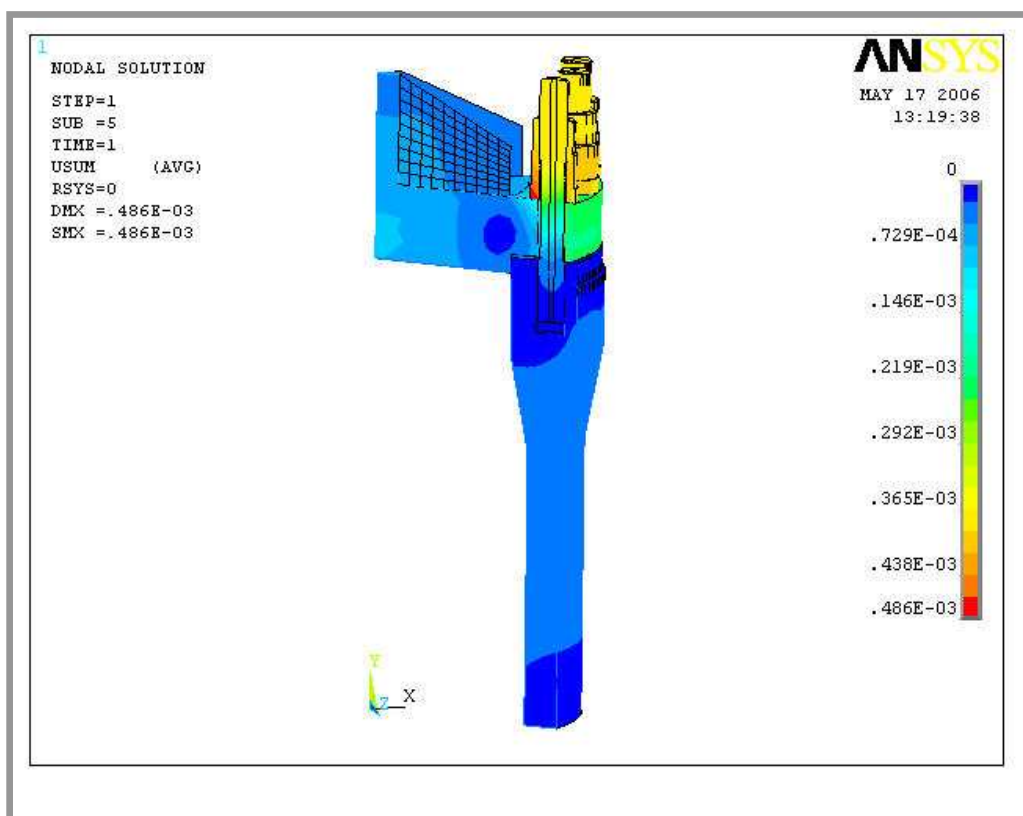
Na obr. 5.5.3. jsou zobrazeny celkové posuvy na modelu sestavy. Maximálního posuvu dosahuje část matice dotýkající se víka. Tato hodnota vznikla z důvodu použití přesazení matice proti víku za účelem vyvolání předpětí.



Obr. 5.5.1. Zobrazení napětí v ose šroubu



Obr. 5.5.2. Zobrazení celkových posuvů na spodním závitu



Obr. 5.5.3. Zobrazení celkových posuvů na modelu sestavy

## 5.6 Návrh submodelu

5.6

Na základě výsledků modelu sestavy byl vytvořen jemný model. Vzhledem ke složitosti a náročnosti byla vymodelována pouze spodní část šroubu v hrdle. Submodel se bude skládat pouze ze dvou částí, a to ze spodní části šroubu se závitem a z části hrdla se závitem. Na uzlové body, které leží na hraničních plochách (plochy řezů) těchto částí budou aplikovány okrajové podmínky z výsledků analýzy hrubého modelu.

## 5.7 Tvorba jednotlivých částí submodelu

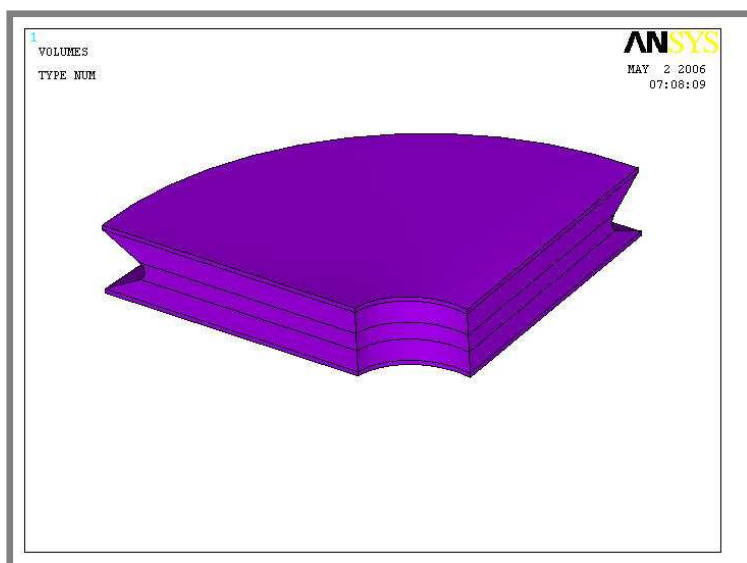
5.7

Jednotlivé části submodelu byly stejně jako v hrubém modelu vymodelovány každá jako samostatný soubor. Opět musel být dodržen stejný souřadný systém, ale navíc jednotlivé části musely být umístěny ve stejném místě jako v hrubém modelu. Tato podmínka musí být splněna, jinak by došlo k získání nesprávných okrajových podmínek z hrubého modelu, tudíž bychom výpočtem získali nesprávné výsledky. Modely byly opět tvořeny systémem zdola nahoru tj. od nejjednodušších prvků po objemy.

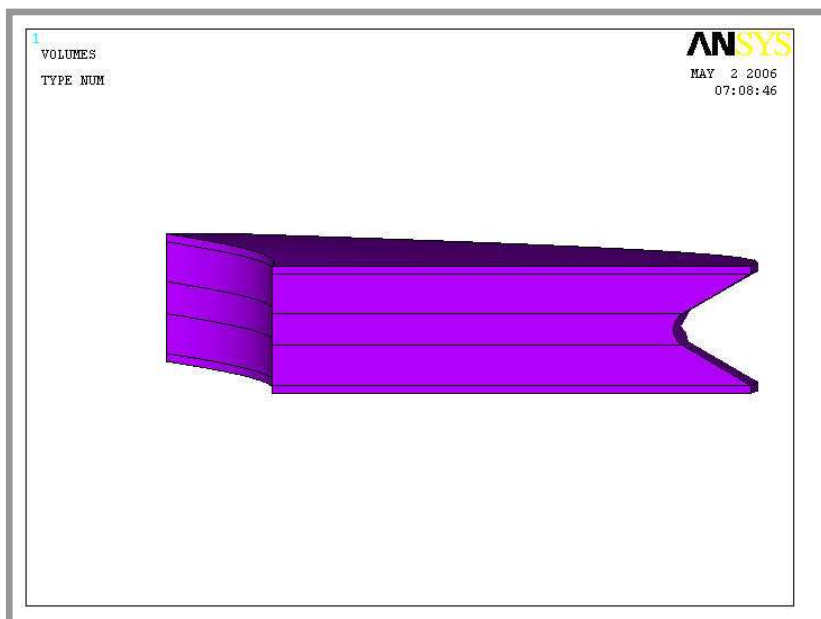
### 5.7.1 Tvorba šroubu

5.7.1

Hlavním problémem modelování šroubu i díry v hrdle bylo vymodelování závitu M48x5. Jelikož jsem neměl s modelování závitu v systému Ansys žádné zkušenosti, zvolil jsem za základní část jednu čtvrtinu jednoho stupání závitu. Pro tvorbu tohoto tvaru byl použit profil, který je na obr. 5.7.1.1. Skládá se z profilu závit na šroubu protaženého k ose šroubu. Profil byl opět rozdělen na čtyřúhelníky kvůli vytvoření mapované konečnoprvkové sítě. Z čar byly vytvořeny plochy. Tyto plochy byly následně zkopírovány a otočeny o 90° a zároveň posunuty v ose šroubu a hodnotu jedné čtvrtiny stoupání závitu. Dalším krokem bylo vytvoření ploch mezi těmito dvěma profily, které slouží pro tvorbu objemů, na nichž bude aplikována konečnoprvková síť. Na obr. 5.7.1.1 a 5.7.1.2. je zobrazen základní segment použitý k tvorbě závitu.

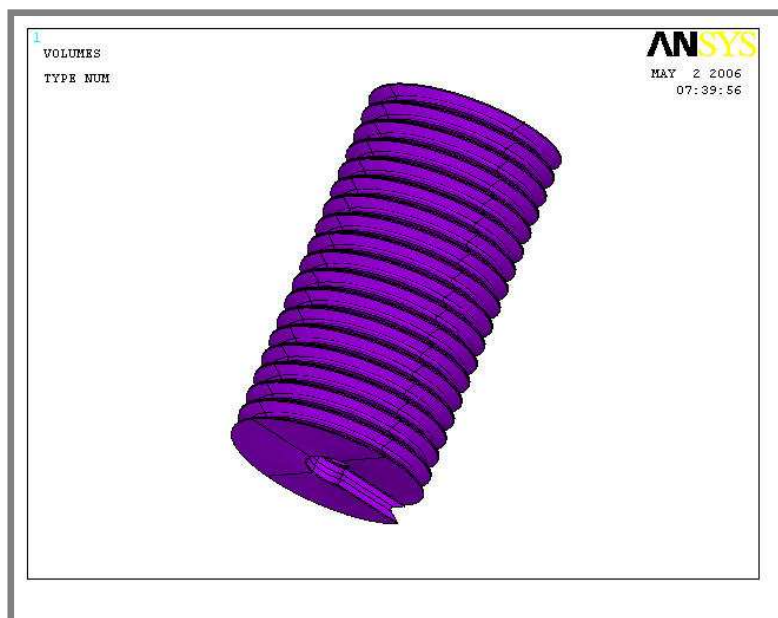


Obr. 5.7.1.1. Základní profil pro tvorbu závitu



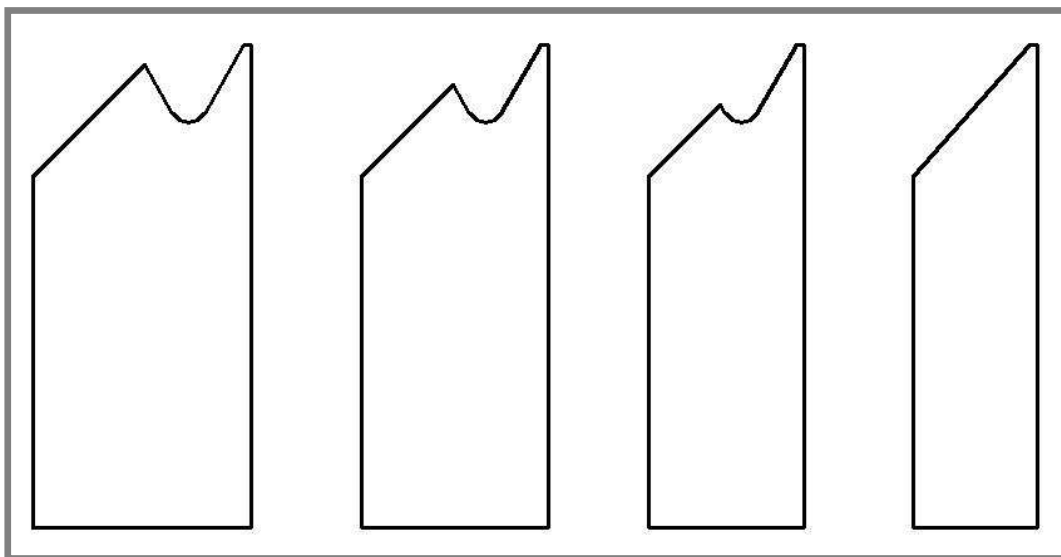
Obr. 5.7.1.2. Jiný pohled na základní profil pro tvorbu závitu

Tento segment byl zkopírován tak, aby vytvořil celou délku závitu šroubu. Po zkopírování vznikly na každé hranici segmentů dvě plochy, které je potřeba z důvodu návaznosti a sloučit v jednu tak, aby hranice objemů tvořících měly společné hranice a tedy byly jakoby navázané na sebe. To se docílí pomocí funkce MergeItem, která všechny prvky, které se nacházejí na stejné pozici nahradí jednou entitou. Na obr. 5.7.1.3 je zobrazena geometrie závitu po zkopírování a sloučení základního segmentu.



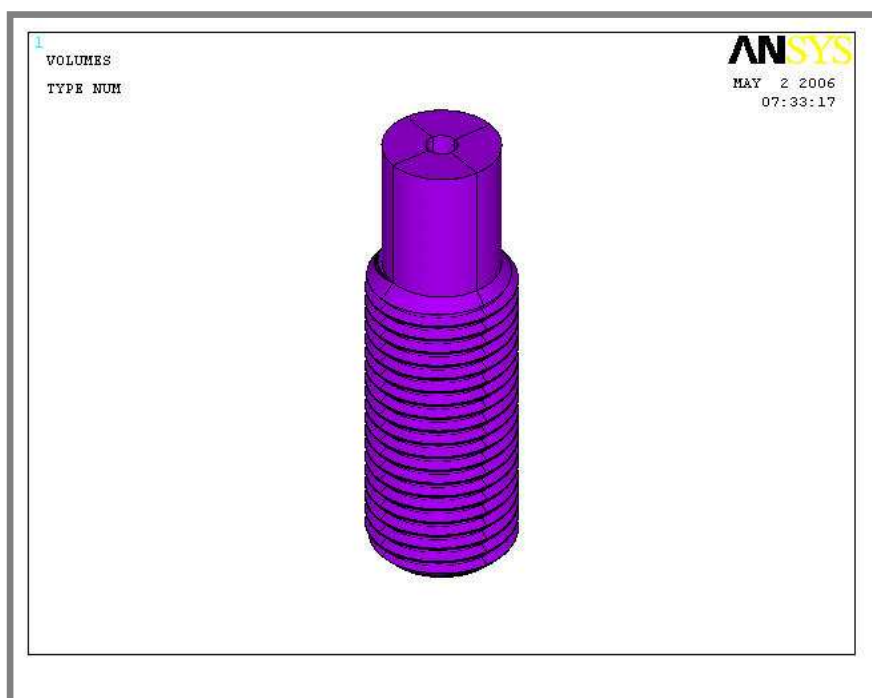
Obr. 5.7.1.3. Zobrazení základní geometrie závitu

Další částí bylo vytvoření výběhu závitů. Výběh byl opět tvořen pomocí čtyř profilů umístěných po kružnici na kružnici po 90°. Tyto profily jsou zobrazeny na obr. 5.7.1.4.



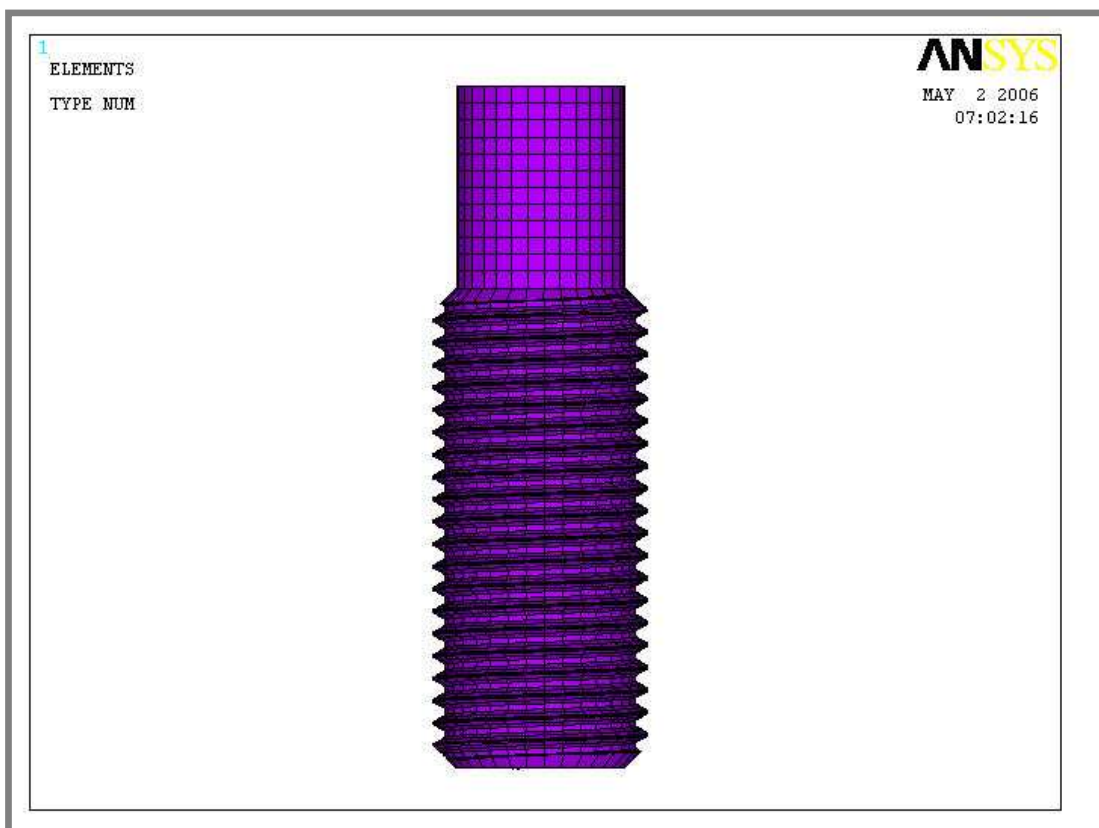
Obr. 5.7.1.4. Profily pro tvorbu výběhů

Z profilů, které tvořily křivky byly vytvořeny plochy, ze kterých byly následně vytvořeny objemy, které jsou základ pro konečnoprvkovou síť. Jelikož oba výběhy závitů jsou stejné, stačilo spodní výběh zkopírovat a pomocí funkce MergeItem sloučit entity, které se shodují. Posledním úkolem bylo vymodelování části dřívku. Byl použit příkaz vysunout plochu po křivce, v našem případě přímce. Vymodelovaný šroub je zobrazen na obr. 5.7.15.



Obr. 5.7.1.5. Hotový model šroubu

Pro vytvoření konečnoprvkové sítě byl použit opět prvek SOLID45. Postup tvorby je shodný s modelem sestavy. Nejdříve byla konečnoprvková síť aplikována na plochu, která tvořila profil pro síť, která bude na objemu. Na základě této plochy byla konečnoprvková síť vytvořena v celém objemu. Pro šroub byla použita mapovaná konečnoprvková síť, pouze pro konec výběhu šroubu bylo nutné použít volnou síť, protože výběh závitu obsahuje tvary, které neumožňují aplikovat mapovanou konečnoprvkovou síť. Na obr. 5.7.1.6 je celkový pohled na konečnoprvkovou síť šroubu.

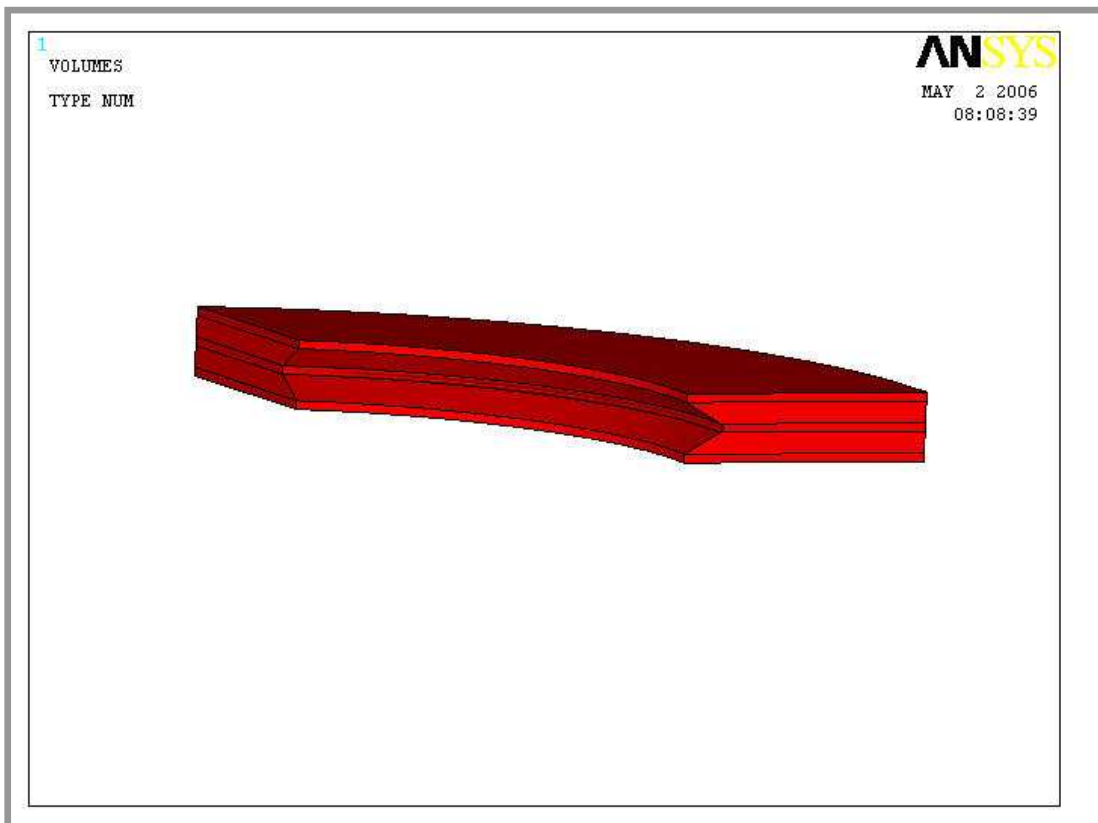


**Obr. 5.7.1.6.** Zobrazení konečnoprvkové sítě na šroubu

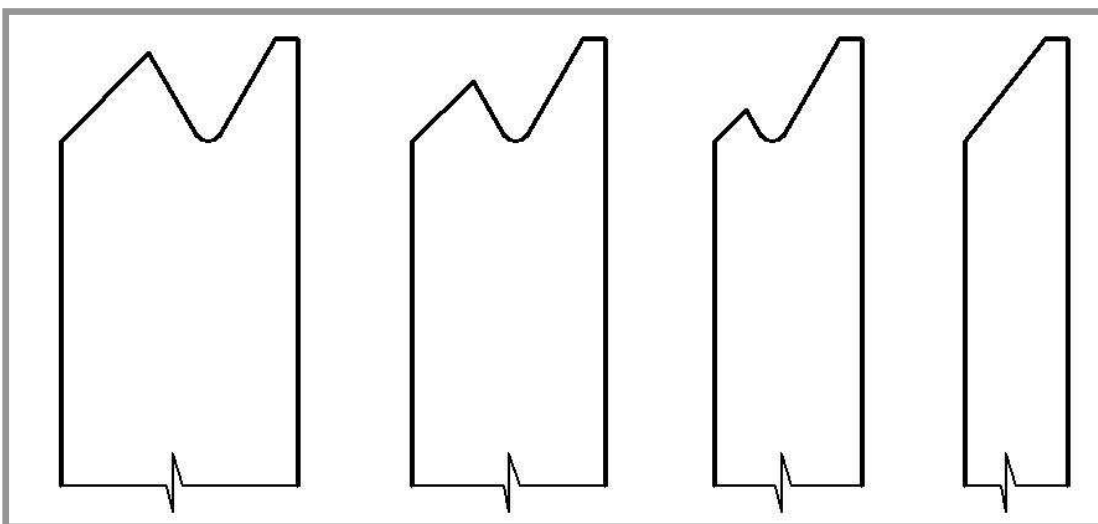
### 5.7.2 Tvorba díry se závitem

5.7.2

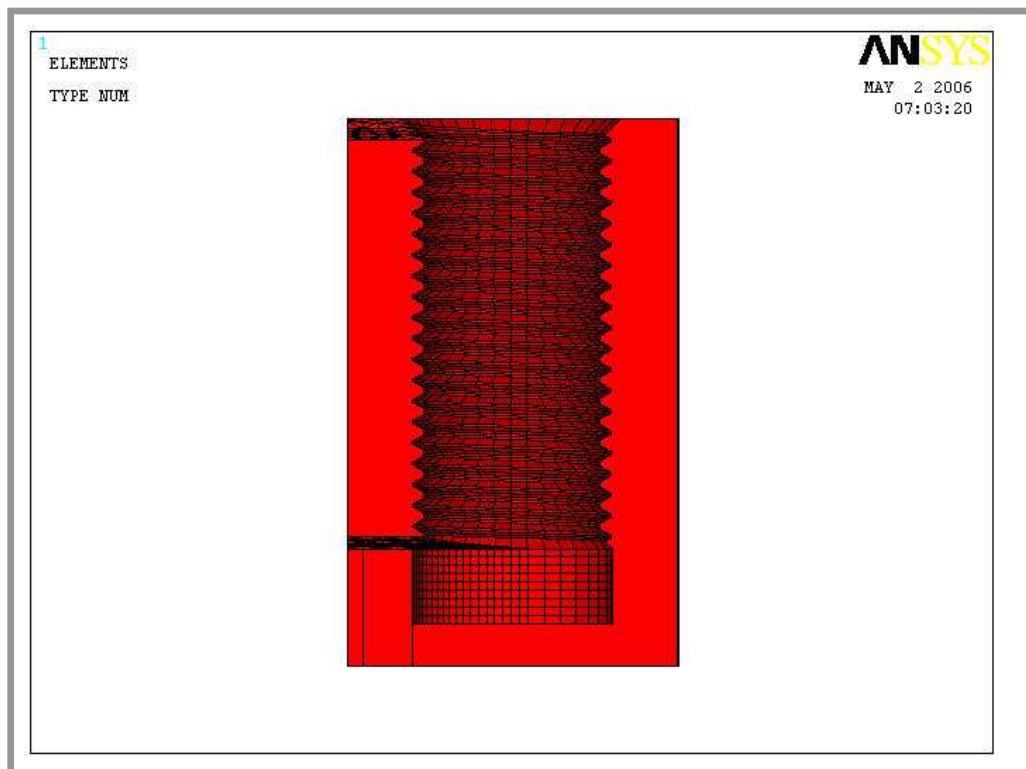
Díra se závitem byla vytvořena úplně stejným způsobem jako šroub. Na obr. 5.7.2.1 je zobrazen segment pro vytvoření díry a na obr. 5.7.2.2 jsou zobrazeny profily, které byly použity pro vytvoření výběhů závitu. Na obr. 5.7.2.3 je zobrazen hotový model.



Obr. 5.7.2.1. Základní profil pro tvorbu díry se závitem



Obr. 5.7.2.2. Profily pro výběh závitů v díře

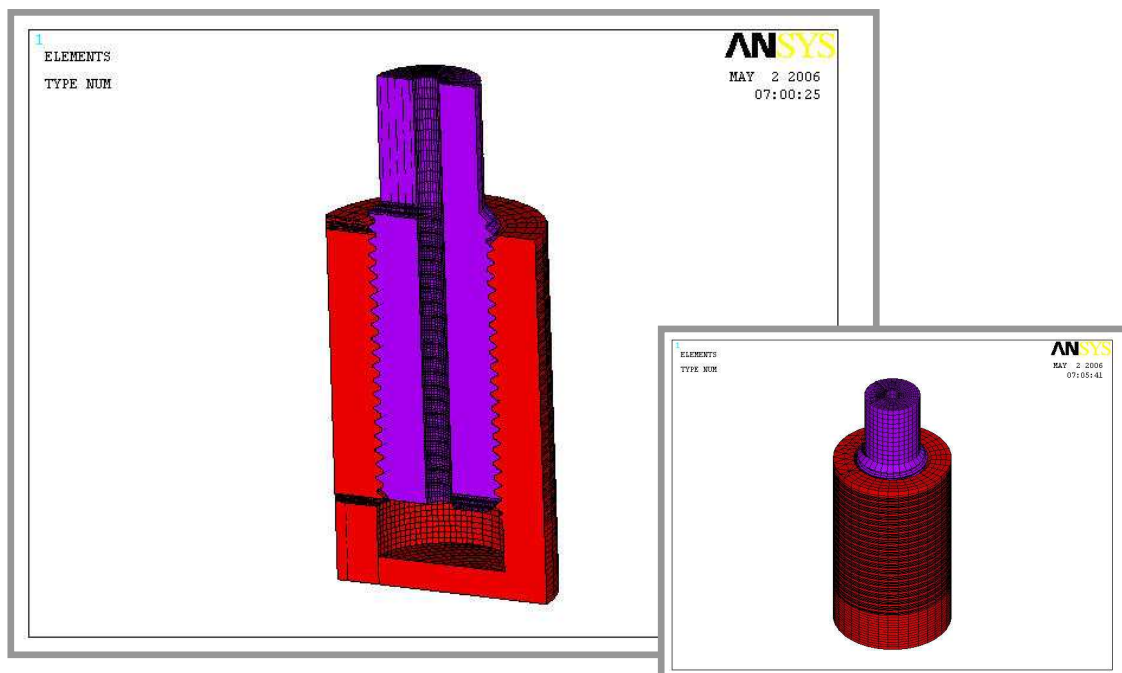


Obr. 5.7.2.3. Hotový model díry se závitem

## 5.8

## 5.8 Sestavování submodelu

Submodel byl složen stejným způsobem jako model sestavy. Nejdříve byly modely pomocí příkazu ArchiveModel/ Write uloženy do souborů \*.cdb a poté v novém souboru pomocí příkazu ArchiveModel/Read načteny. Celková sestava je vidět na obr. 5.8.1.



Obr. 5.8.1. Celková sestava submodelu

## 5.9 Okrajové podmínky

5.9

Protože submodel je analyzován na základě výpočtu hrubého modelu, budou použity pouze dvě okrajové podmínky. První je definování kontaktního páru, tzn. vytvořit relaci mezi závitem šroubu a díry. Druhá je aplikování posuvů na uzly na hraničních plochách (plochách řezu), které byly získány výpočtem hrubého modelu.

### 5.9.1 Definování kontaktního páru

5.9.1

Kontaktní pár byl definován mezi plochami tvořícími závit. Před vlastní definicí byly pro snazší výběr požadovaných ploch vytvořeny dva výběry těchto ploch – plochy závitu na šroubu a plochy závitu v díře. Potom už byl vytvořen kontaktní pár pomocí ContactWizardu.

### 5.9.2 Aplikace posuvů na hraniční plochy

5.9.2

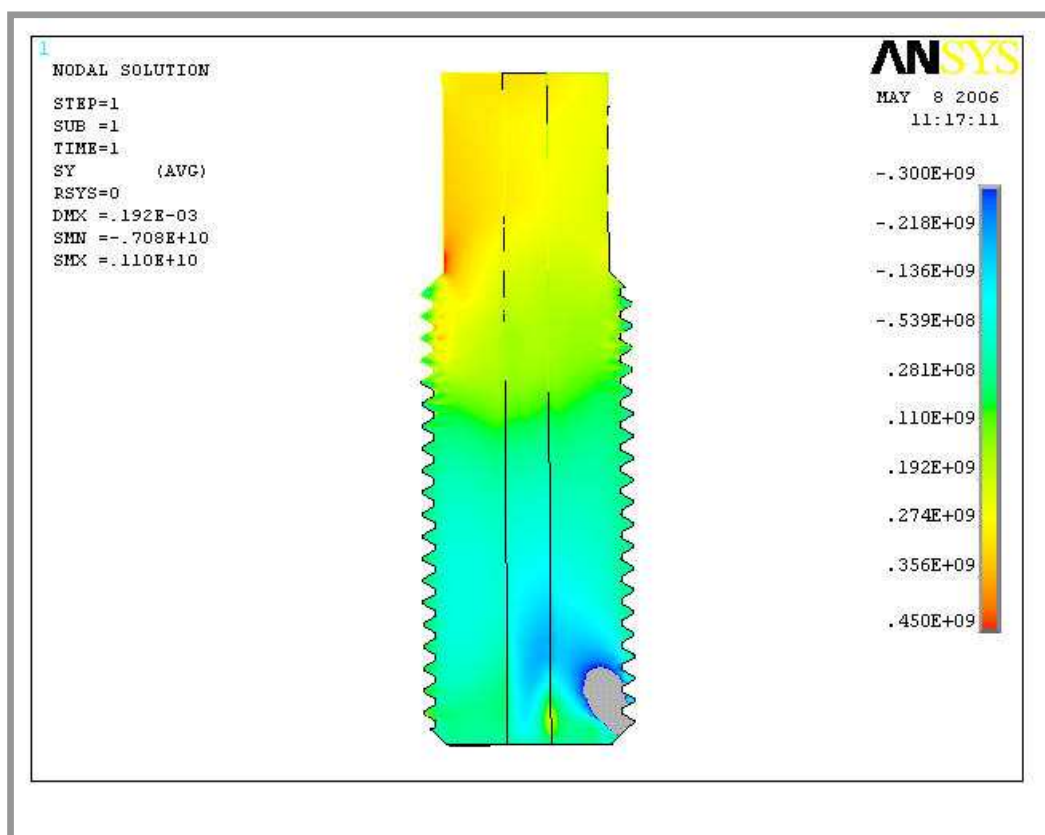
Postup pro aplikaci posuvů z výsledků hrubého modelu byl následující:

1. Definování a uložení uzlů ležících na hraničních plochách. To znamená vybrat uzly, které leží na hraničních plochách řezu submodelu a uložit jejich souřadnice do samostatného souboru s příponou \*.NODE.
2. Získání hodnot posuvů pro tyto uzly. K provedení tohoto kroku bylo nutné nejdříve otevřít databázi Ansysu s výsledky hrubého modelu. Na základě jeho souboru \*.NODE byly každému uzlu v tomto souboru na základě jeho souřadnic přiřazeny hodnoty posuvů X,Y,Z odpovídající jejich poloze v hrubém modelu.
3. Aplikace získaných posuvů jako okrajových podmínek v submodelu.

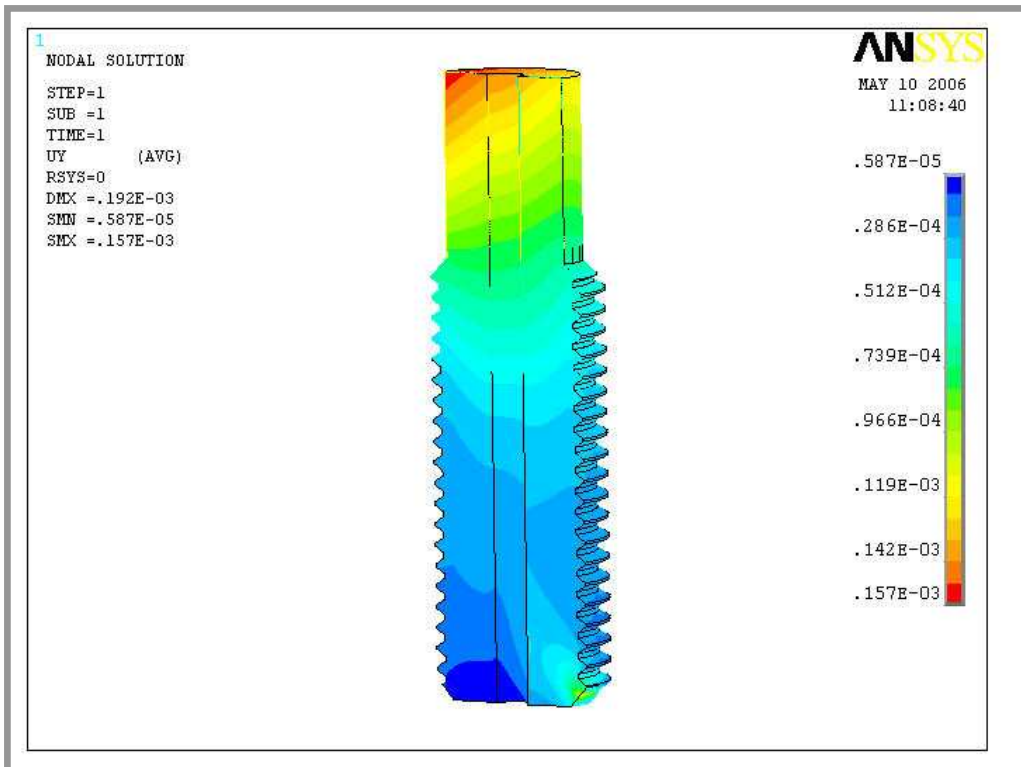
## 5.10 Analýza submodelu

Na obr. 5.10.1 je zobrazeno napětí v ose šroubu. Největší napětí se nachází ve spodním výběhu závitů, který působí jako koncentrátor napětí lze předpokládat, že v něm dochází k plastické deformaci. Dále je vidět, že ve šroubu dochází k ohybu. Tento ohyb je způsoben deformací víka. Výsledky potvrzují skutečnost, že deformace šroubu a matice jsou rozdílné, a proto není osové zatížení šroubu rovnoměrně rozděleno na všechny závity. Větší část zatížení přenášejí první závity ve styku se závitem v dřevě.

Na obr. 5.10.2. je jsou zobrazeny posuvy v ose šroubu. K největší deformaci dochází vlivem ohybu na dřívku. Je vidět nerovnoměrná deformace šroubu, vlivem které dochází k výše popsanému zatížení prvních závitů. K velké deformaci dochází opět ve výběhu závitů.

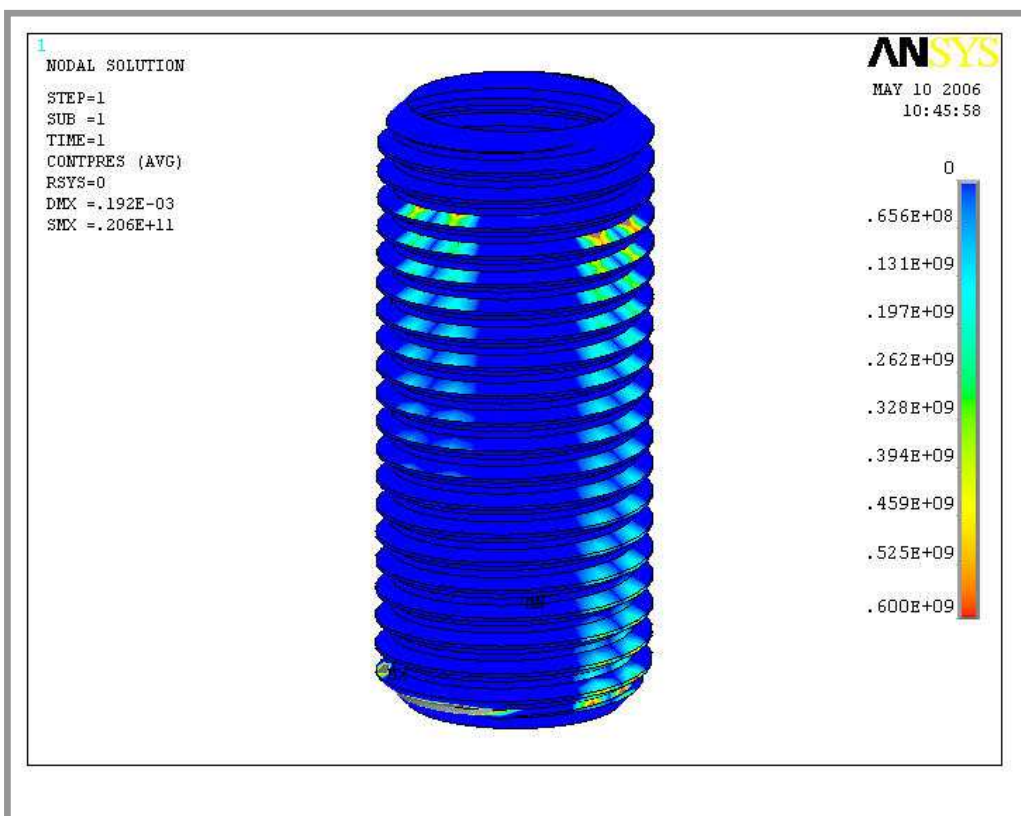


Obr. 5.10.1. Zobrazení napětí v ose šroubu

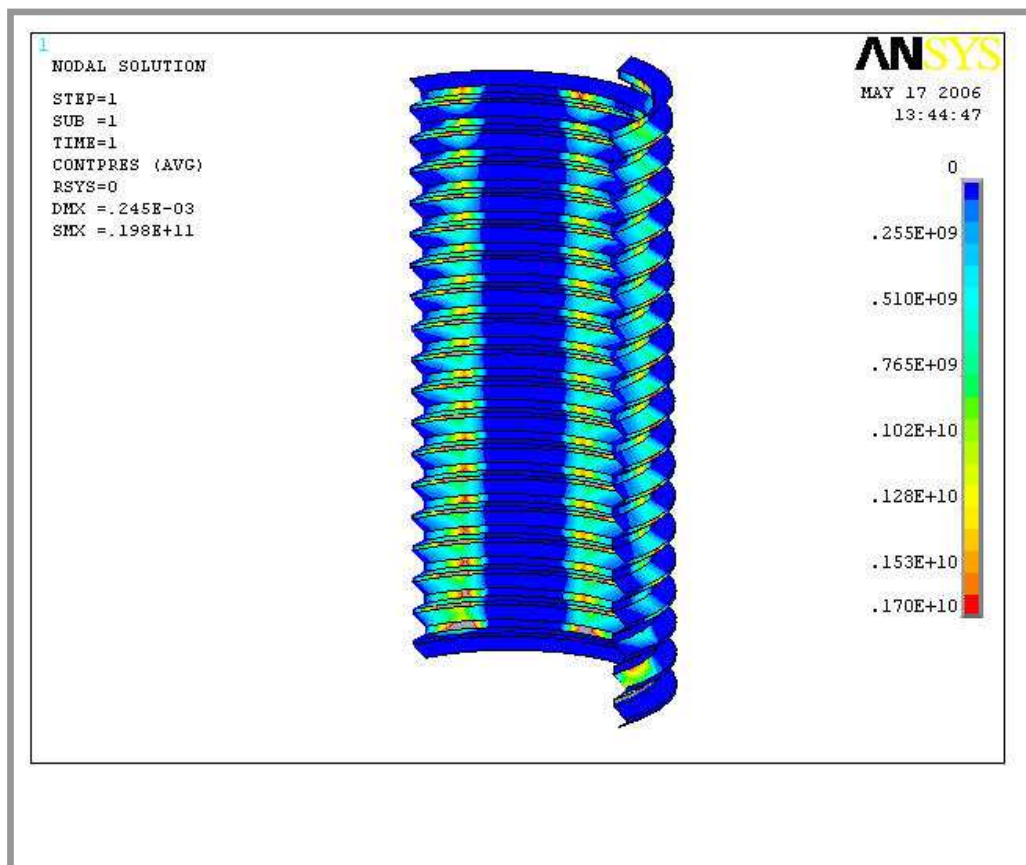


Obr. 5.10.2 Zobrazení posuvů v ose šroubu

Na obr. 5.10.3 jsou zobrazeny kontaktní tlaky na závitě šroubu. Na obr. 5.10.4 je detail kontaktních tlaků prvních závitů na šroubu. Opět je vidět že největších tlaků je dosaženo ve výběhu závitů a dále v prvních dvou závitech.



Obr. 5.10.3. Zobrazení kontaktních tlaků



**Obr. 5.10.4** Zobrazení kontaktních tlaků na závit v hrdle

Na obr. 5.10.4 jsou zobrazeny kontaktní tlaky na závit v hrdle. Je vidět, že proti závitů na šroubu dosahují mnohem větších hodnot a působí ve větším oblastech než na šroubu. Proto lze usoudit, že kritickým místem není závit na šroubu, ale závit v hrdle. K jeho zničení (stržení) by došlo dříve než ke zničení závitů na šroubu.

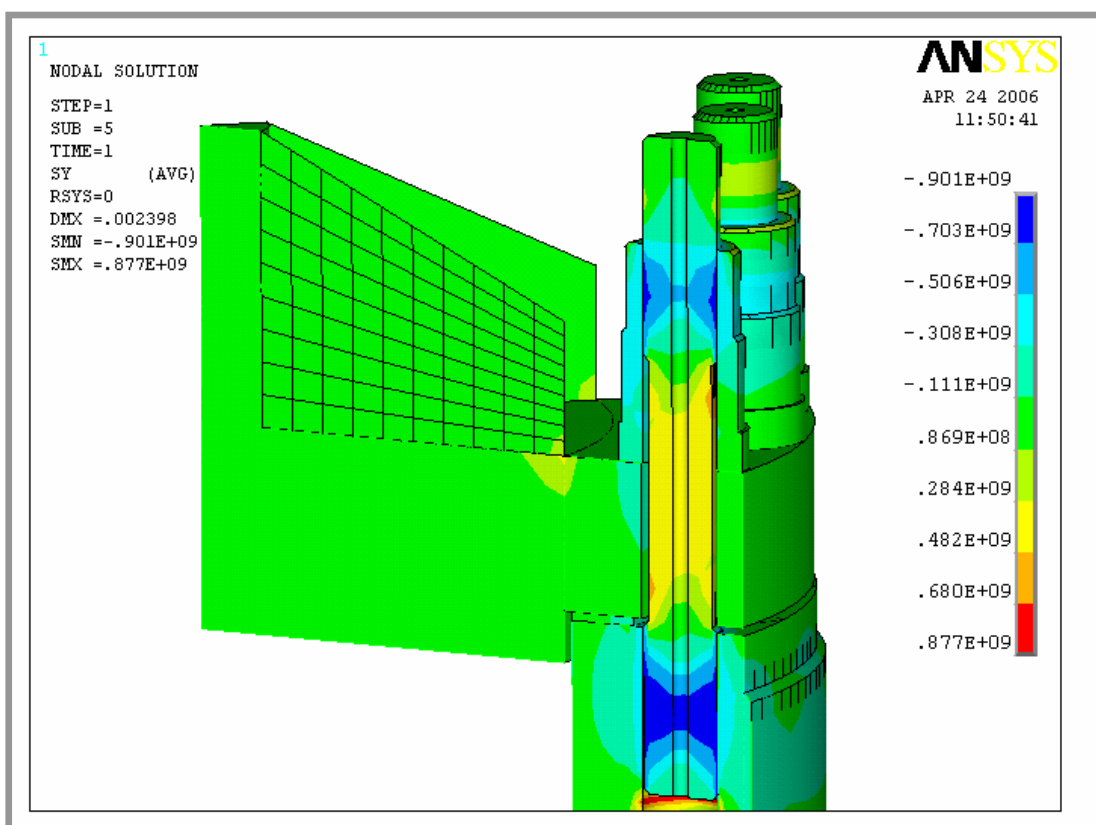
## 6 Analýza včetně uvažování teplotní roztažnosti

6

Analýza s uvažováním teplotní roztažnosti byla provedena na stejném modelu jako analýza předchozí. Pouze do materiálových charakteristik přibyla teplotní roztažnost  $\alpha$ . Dále bylo nutné definovat počáteční teplotu, což bylo v našem případě 20°C. Jelikož předpokládáme prohřátí celého objemu na 200°C, byla tato teplota nastavena pomocí funkce UniformTemperature. Výpočet dále probíhal stejně jako předchozí. To znamená nejdříve byl vypočten model sestavy a na základě něj vypočten submodel.

### 6.1 Analýza modelu sestavy

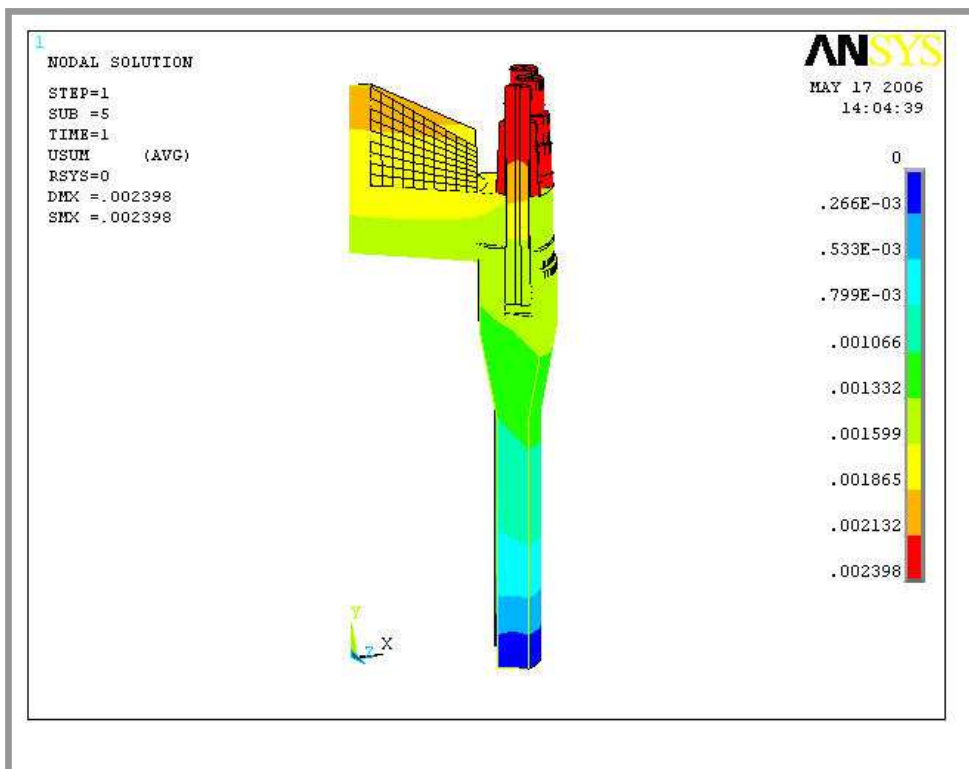
6.1



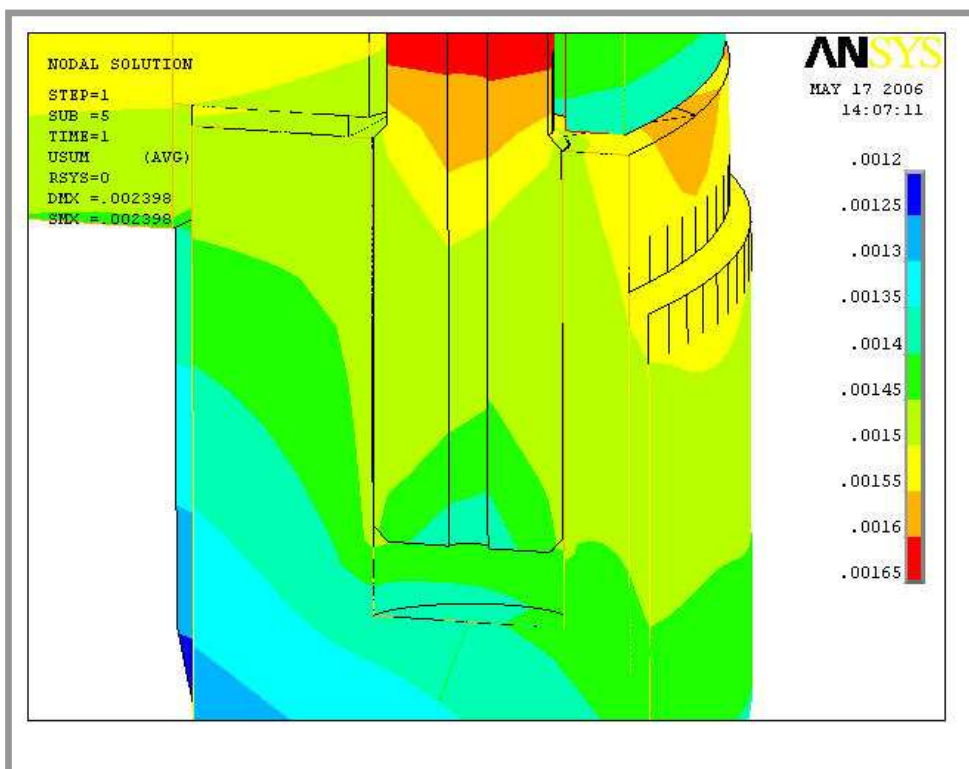
**Obr. 6.1.1.** Zobrazení napětí v ose šroubu

Na obr. 6.1.1 je zobrazeno napětí v ose šroubu stejně jako v analýze bez uvažování teplotní roztažnosti. Ve srovnání s výpočtem bez uvažování teplotní roztažnosti je vidět odlišné rozložení a hodnoty napětí. Z toho vyplývá, že teplotní roztažnost má velký vliv na napjatost a nelze ji při výpočtu tepelně zatížených zařízení zanedbat.

Na obr. 6.1.2 a 6.1.3 jsou pro srovnání s analýzou bez uvažování teplotní roztažnosti zobrazeny celkové posuvy. Tyto posuvy budou opět použity pro analýzu submodelu.



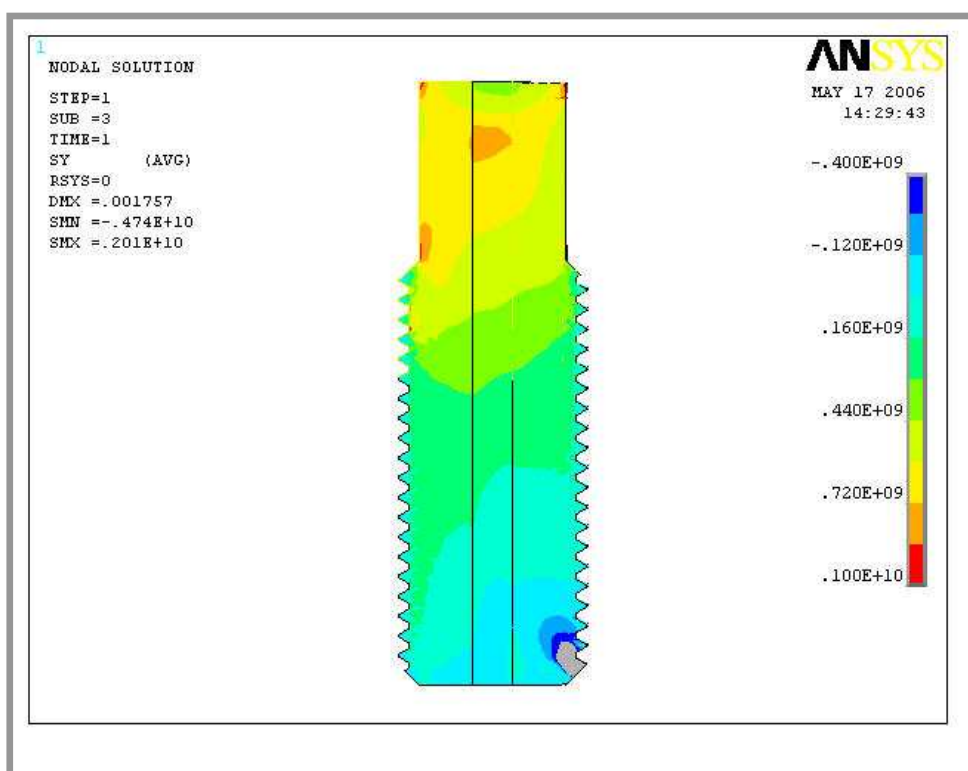
Obr. 6.1.2 Zobrazení celkových posuvů na modelu sestavy



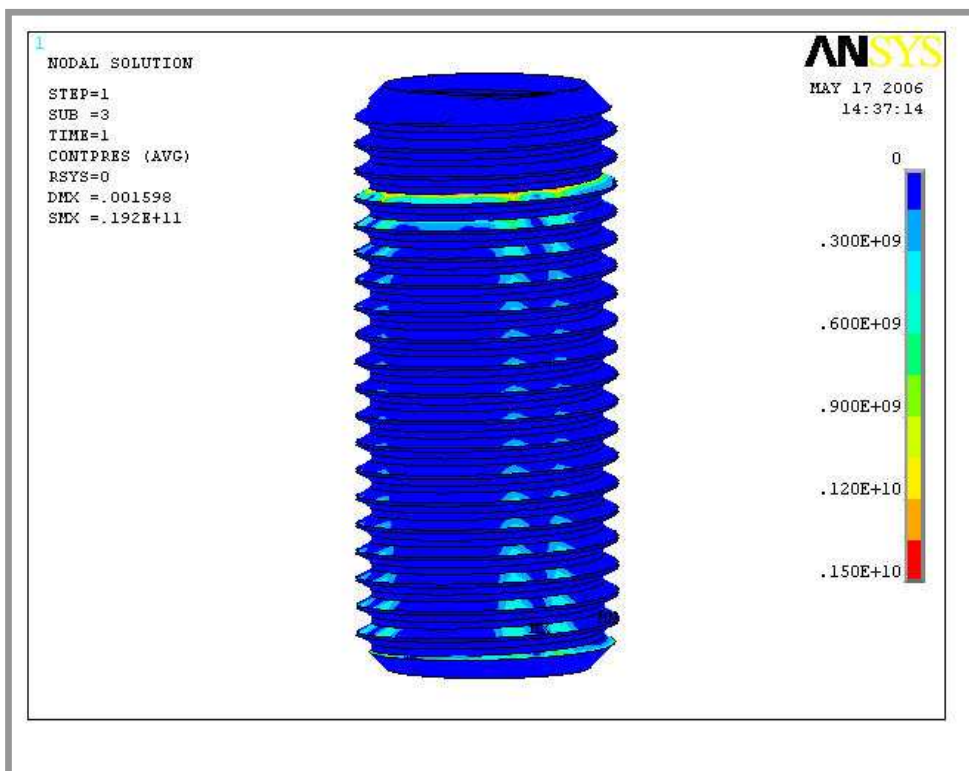
Obr. 6.1.3 Zobrazení celkových posuvů na modelu sestavy – detail spodního závitů

## 6.2 Analýza submodelu

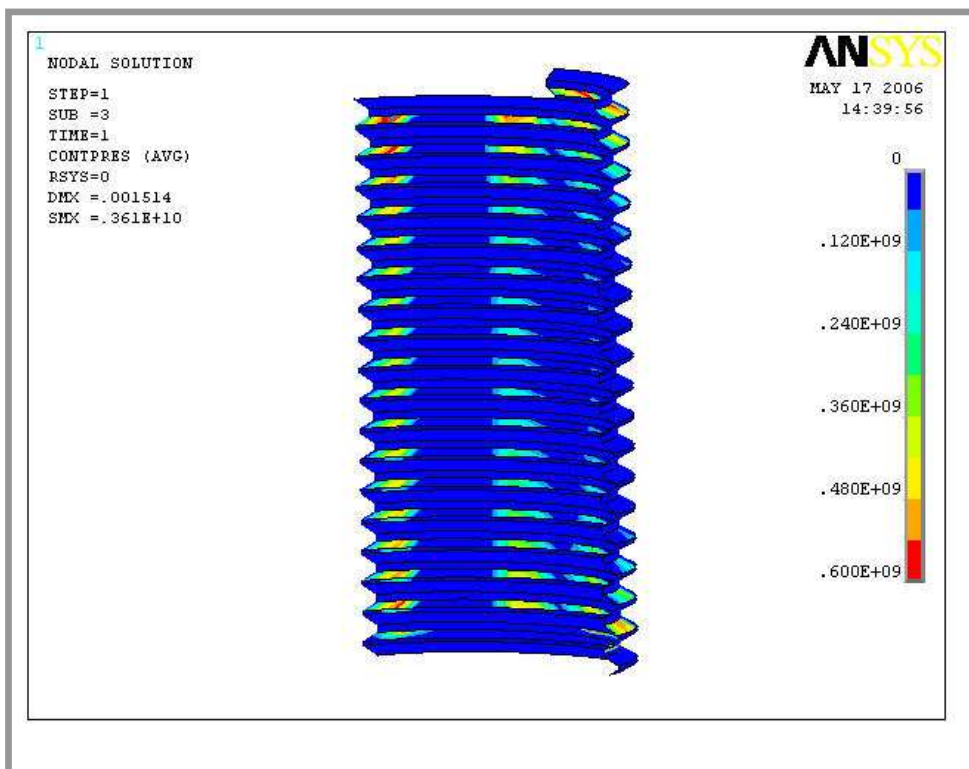
Na obr. 6.2.1 je zobrazeno napětí v ose šroubu. Je v něm vidět výrazný nárůst napětí vlivem teplotní roztažnosti. Na obr. 6.2.2 jsou zobrazeny kontaktní tlaky na šrouby. Tyto tlaky vlivem teplotní roztažnosti také vzrostly. Na obr. 6.2.3 jsou zobrazeny kontaktní tlaky na závitu v hrdle. Tyto tlaky naopak vlivem teplotní roztažnosti výrazně klesly. Tyto výsledky, stejně jako výsledky na modelu sestavy ukazují, že teplotní roztažnost je při návrhu tepelně zatížených zařízení velmi důležitý faktor, který nelze zanedbat. V daném případě byla uvažována pouze modelová, výrazně zjednodušená, varianta konkrétního problému. Pokud by se podařilo určit okrajové podmínky, které by se blížily skutečnosti, rozdíl ve výsledcích mezi případy, které uvažují, a které neuvažují teplotní roztažnost, by byl ještě výraznější.



Obr. 6.2.1 Zobrazení napětí v ose šroubu



Obr. 6.2.2 Zobrazení kontaktních tlaků na šroubu



## 7 Analytické řešení

Pro předpětí pro rozebíratelné šroubové spoje platí

$$\sigma_v = 0,75 \cdot Re = 0,75 \cdot 441 = 375 \text{ Mpa} \quad (7.1)$$

Plocha průřezu dířku

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 41^2}{4} = 1320 \text{ mm}^2 \quad (7.2)$$

Kde  $d_d$  je průměr dířku

Pro sílu předpětí platí

$$F_v = \sigma_v \cdot A_s = 375 \cdot 1320,3 = 495000 \text{ N} \quad (7.3)$$

Zatěžující síla od přetlaku

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4 \cdot s} = 5,5 \cdot \frac{\pi \cdot 480^2}{4 \cdot 20} = 49800 \text{ N} \quad (7.4)$$

kde  $p$  [Mpa] je provozní přetlak

$d_v$  [mm] – vnitřní průměr hrdla

$s$  [-] – počet šroubů

Deformační konstanta šroubu

$$C_1 = \frac{E_1 \cdot \pi \cdot d_d^2}{4 \cdot L_d} = \frac{187800 \cdot \pi \cdot 41^2}{4 \cdot 158} = 1569000 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (7.5)$$

Deformační konstanta spojovaných součástí

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_2} &= \frac{4 \cdot l_m}{E_1 \cdot \pi \cdot (d_m^2 - d_{vn}^2)} + \frac{4 \cdot l_{p1}}{E_1 \cdot \pi \cdot (d_p^2 - d_{vn}^2)} + \frac{4 \cdot l_{p2}}{E_2 \cdot \pi \cdot (d_p^2 - d_{vn}^2)} + \frac{4 \cdot l_v}{E_2 \cdot \pi \cdot (d_{p2} - d_{vn}^2)} + \\ &+ \frac{4 \cdot l_t}{E_1 \cdot \pi \cdot (d_{t2}^2 - d_{t1}^2) \cdot s} = \frac{4 \cdot 32,7}{187800 \cdot \pi \cdot (752 - 502)} + \frac{4 \cdot 11,4}{187800 \cdot \pi \cdot (80^2 - 50^2)} + \\ &+ \frac{4 \cdot 11,4}{186000 \cdot \pi \cdot (80^2 - 50^2)} + \frac{4 \cdot 90}{186000 \cdot \pi \cdot (802 - 502)} + \frac{4 \cdot 13}{186000 \cdot \pi \cdot (2852 - 2402) \cdot 20} = \\ &= 0,000000265 \frac{\text{mm}}{\text{N}} \end{aligned} \quad (7.6)$$

$$C_2 = \frac{1}{0,000000265} = 3770905 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (7.7)$$

kde  $l_m$ ,  $l_{p1}$ ,  $l_{p2}$ ,  $l_v$ ,  $l_t$ ,  $d_m$ ,  $d_{vn}$ ,  $d_p$ ,  $d_{t1}$  a  $d_{t2}$  jsou rozměry viz obr. 7.1.

Síla ve šroubu od zatěžující síly

$$\Delta F_1 = F \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} = 49800 \cdot \frac{1569000}{1569000 + 3770905} = 14633N \quad (7.8)$$

Největší provozní síla

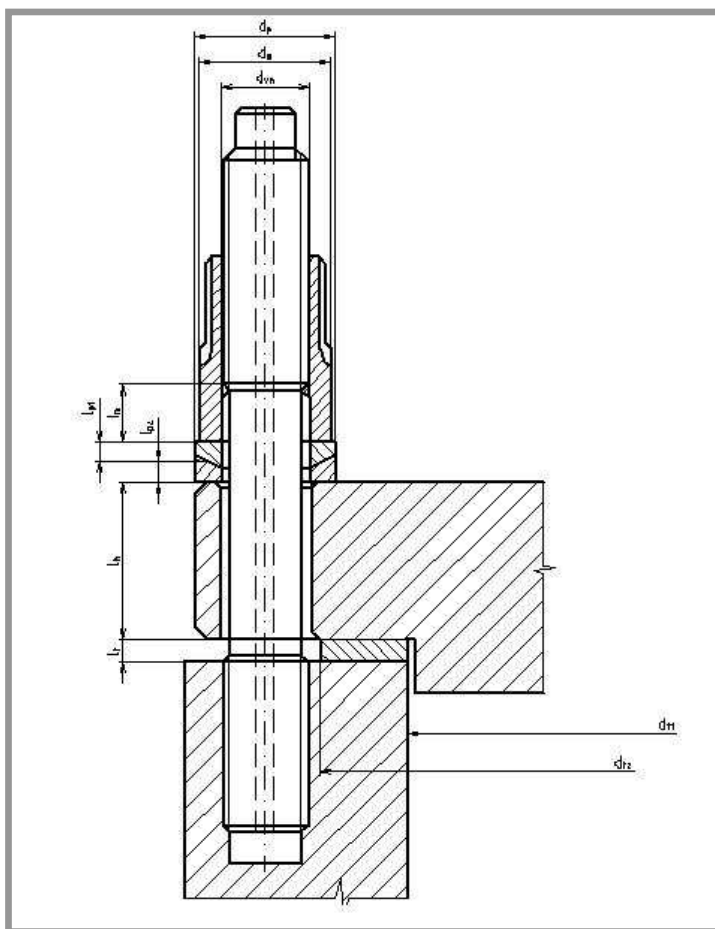
$$F_1 = F_v + \Delta F_1 = 495000 + 14633 = 509633N \quad (7.9)$$

Tahové napětí ve šroubu

$$\sigma_t = \frac{F_1}{A_s} = \frac{509633}{1320,3} = 387Mpa \quad (7.10)$$

Bezpečnost k mezi pružnosti

$$k_k = \frac{Re}{\sigma_t} = \frac{441}{387} = 1,14 \quad (7.11)$$



Obr. 7.1 Sestava šroubu s rozměry

## 8 Závěr

Hlavním úkolem této diplomové práce byl návrh, vytvoření a analýza výpočtových modelů pro metodu konečných prvků v CAE systému Ansys. Pro výpočet byly použity dva modely, Model sestavy, na který byly aplikovány okrajové podmínky vyplývající ze zadání a modelu spodní části šroubu se závitem, na který byly aplikovány jako okrajové podmínky výsledky analýzy modelu sestavy. Výpočet ukázal na hlavní přednost této techniky a to na schopnost provádět analýzu v přijatelném výpočtovém čase. Při použití jednoho modelu by výpočtový čas narostl na neúnosně dlouhou dobu.

Tyto výpočty byly provedeny ve dvou variantách. První varianta neuvažovala teplotní roztažnost. Druhá varianta teplotní roztažnost uvažovala. Ukázalo se, že teplotní roztažnost má na výsledky velmi výrazný vliv. Pokud by místo modelové situace byly použity okrajové podmínky odpovídající skutečnosti, rozdíl mezi těmito dvěma variantami by byl ještě výraznější.

Dále byl proveden jednoduchý analytický výpočet. Tento výpočet ale nedává žádné informace o deformačně-napjatostních poměrech v závitu. Dále velmi obtížně bere v úvahu vliv teplotní roztažnosti.

Pro takové komplexní úlohy jako je tahle je použití metody konečných prvků velmi vhodné a dává možnost zahrnout do výpočtu všechny vlivy, které analytický výpočet zahrnout nemůže.

## 9 Použitá literatura

1. Boháček a kol: Části a mechanismy strojů II, Spoje, FS VUT v Brně, 1957
2. Bolek, Kochman a kol.: Části strojů 2, SNTL, 1989
3. Schneider: Základy konstruování procesních zařízení, FS VUT v Brně, 1999
4. Petruška: Počítačové metody v mechanice 2 FSI VUT v Brně, 2003
5. SAS IP, Inc.:Nápověda programového systému Ansys 8.1
6. <http://www.npp.hu/mukodes/tipusok/tipusok-e.htm>