

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING INSTITUTE OF
MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

PŘÍLOHA Č. 2 - MKP ANALÝZA

APPENDIX 2 - FEA ANALYSIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. CSABA BEDEČ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MILAN OMASTA, Ph.D.

BRNO 2015

OBSAH

1	MKP ANALÝZA	4
1.1	Ojnice	4
1.1.1	Preprocessing	4
1.1.2	Mesh	4
1.1.3	Kontakty	5
1.1.4	Okrajové podmínky	5
1.1.5	Deformace ve svislém směru, tah	6
1.1.6	Napětí ve svislém směru, tah	8
1.1.7	Deformace ve svislém směru, tlak	11
1.1.8	Napětí ve svislém směru, tlak	13
1.2	Rám a podpůrná ložiska	16
1.2.1	Preprocessing	16
1.2.2	Mesh	16
1.2.3	Kontakty	16
1.2.4	Okrajové podmínky	17
1.2.5	Deformace ve svislém směru, tah	18
1.2.6	Napětí, tah	19
1.2.7	Deformace ve svislém směru, tlak	21
1.2.8	Napětí, tlak	23
1.2.9	Vlastní frekvence	25

1 MKP ANALÝZA

Pro ověření funkčnosti byla provedena kompletní analýza MKP všech důležitých prvků zařízení. Ty jsem rozdělil na dvě sestavy. V první skupině je ojnice, vidlice, pístní čep a naklápěcí ložisko. Druhá sestava je rozsáhlejší, obsahuje samotný zatěžovací rám, domek podpůrných ložisek, testovací hřídel a zjednodušené podpůrná ložiska.

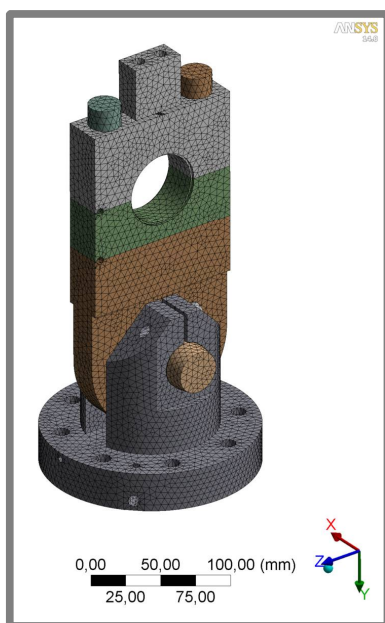
Modely jsem exportoval z programu Inventor do programu ANSYS Workbench 14.0, ve kterém jsem prováděl analýzy MKP. Všechny materiály jsem nastavil na ocel:

- hustota 7850 kg/m^3
- Poissonovo číslo 0,3
- Youngův modul pružnosti 200 GPa

1.1 Ojnice

1.1.1 Preprocessing

Jako součást preprocessingu jsem vymazal nepotřebné součásti – středící čepy, krytování, šrouby pro připevnění k snímači velikosti zatížení, atd. Dalším krokem bylo zjednodušení modelů, aby výpočet mohl být co nejrychlejší. Vymazáním nepotřebných ploch (vnitřní šestihran šroubů, mazací drážky naklápěcího ložiska, atd.) to bylo nejjednodušší. Taky jsem spojil testovaná ložiska s horní nebo prostřední částí ojnice. Výsledkem je jednoduchý model, čehož výpočet není časově náročný.



Obr. 1 Konečnoprvková síť modelu ojnice, vidlice a pístního čepu

1.1.2 Mesh

Konečnoprvkovou síť stačilo nastavit pro každý objemové těleso velikost 5 mm. Taková síť obsahovala 221 137 uzlů a 143 356 prvků.

1.1.3 Kontakty

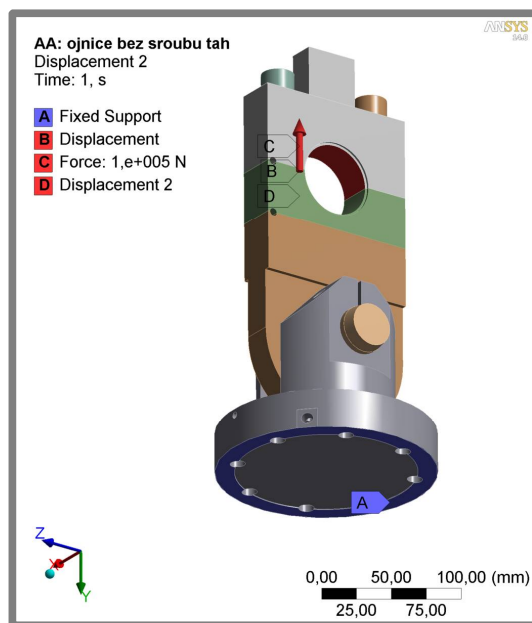
Kontakty jsem uvažoval podle reálného chování této sestavy.

- mezi částí ojnice kontakty Frictional, koeficient 0,2
- pod hlavy všech šroubů Frictional, koeficient 0,2
- mezi závit šroubů a ukotvení šroubů Bonded
- mezi dva díly naklápěcího ložiska Frictionless
- mezi vnější kroužek naklápěcího ložiska a spodní díl ojnice Frictional, koeficient 0,2
- mezi vnitřní kroužek naklápěcího ložiska a pístní čep Frictional, koeficient 0,2
- mezi vnitřní kroužek naklápěcího ložiska a vidlici Frictionless
- pod hlavu pístního čepu No separation – nemá vliv na výsledky, jenom pro zajištění statické určitosti sestavy
- mezi pístní čep a vidlici Rough

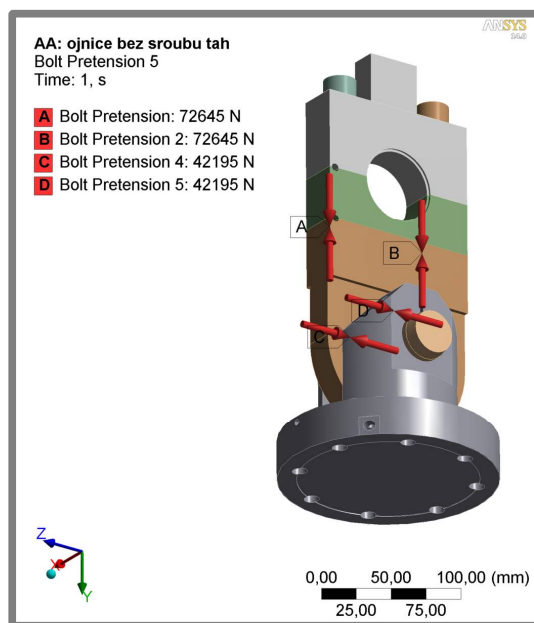
1.1.4 Okrajové podmínky

Na dosedací plochu vidlice se snímačem velikosti zatěžující síly jsem zadal vazbu Fixed, v případě zatížení na „tah“ displacement pro osy X a Z = 0 mm na vnitřní plochu horního dílu testovacího ložiska – zajistí, aby se ojnice neprotočila kolem pístního čepu. Na stejnou plochu je aplikována zatěžující síla velikosti 100 kN proti ose Y. Každý šroub je předepjato – šrouby pro svěrné spojení vidlice s pístním čepem M10 jsou předepjaty silou 42 195 N, šrouby M16 pro spojení třech dílů ojnice jsou předepjaty na sílu 72 645 N.

K výpočtům byl použit přímý řešič a bylo počítáno s velkými deformacemi.



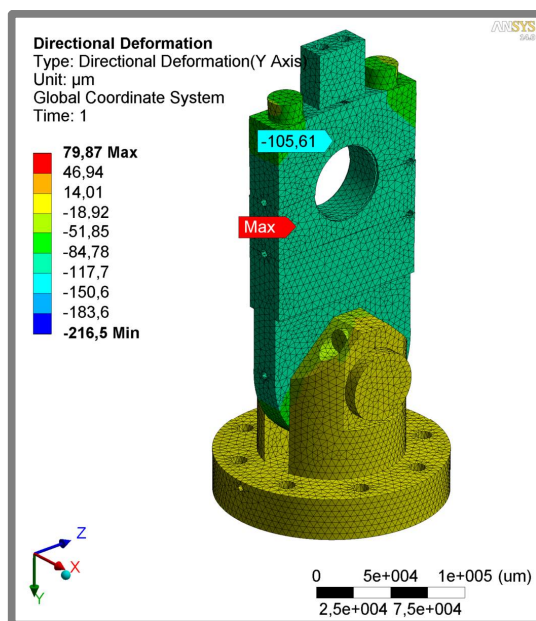
Obr. 2 Okrajové podmínky modelu



Obr. 3 Předpětí šroubů

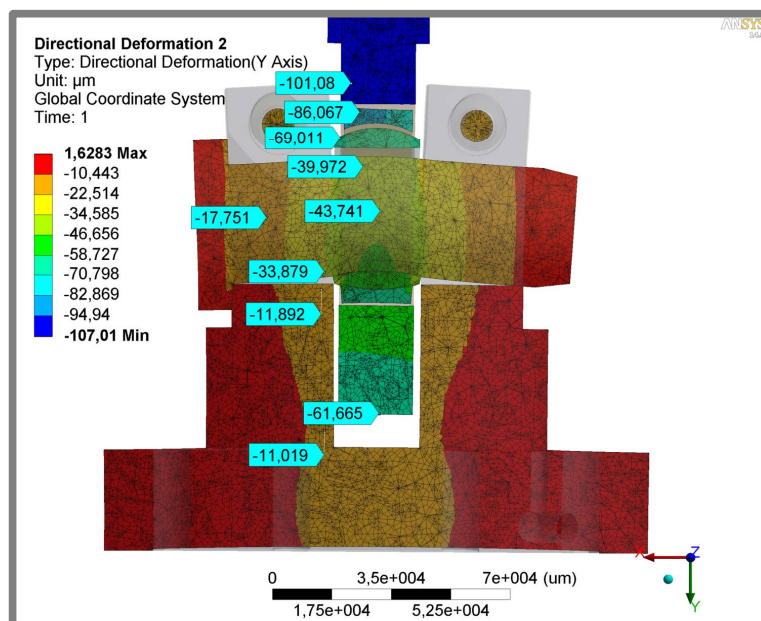
1.1.5 Deformace ve svislém směru, tah

Největší deformace pozorujeme v místech předepnutí šroubů M16, je to vlivem způsobu řešení předepnutí programem Ansys. Celkově se zdeformuje ojnice na tah o 105 μm .



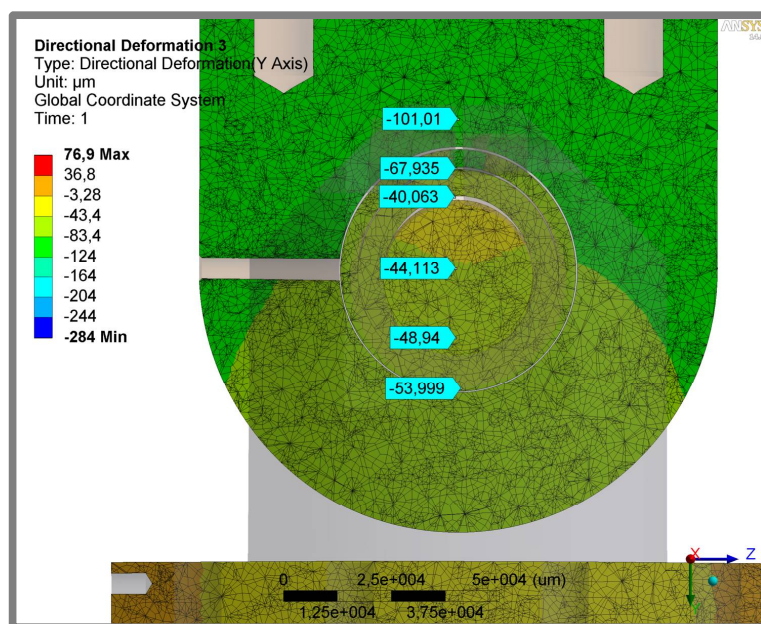
Obr. 4 Deformace ve směru osy Y

Většina deformací je kolem pístního čepu – pístní čep je zatížen na střih, oddělí se od naklápěcího ložiska i od vidlice. Další vyztužení by bylo možné použitím většího přesahu, to by bylo ale na úkor snadné vyměnitelnosti ojnice.

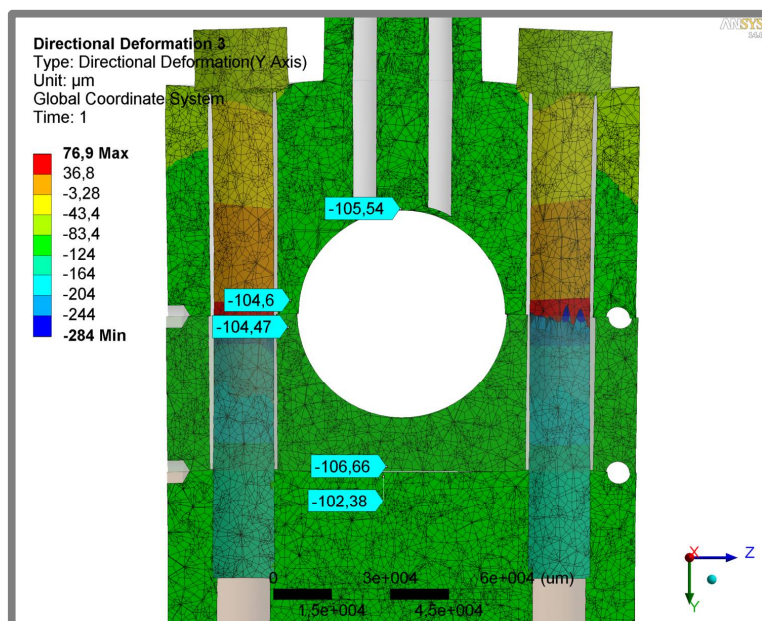


Obr. 5 Deformace ve směru osy Y, řez podél osy pístního čepu

V řezu kolmo na hřídel se opět potvrdí oddělení pístního čepu a naklápěcího ložiska od ojnice. Pro porovnání s jednou předchozí verzí, kde ojnice byla zaříznuta a stažena dvěma šrouby na maximum předpětí, co šrouby dovolovali, oddělení vnějšího kroužku ložiska od ojnice bylo mnohem výraznější.



Obr. 6 Deformace ve směru osy Y, řez skrze osu pístního čepu

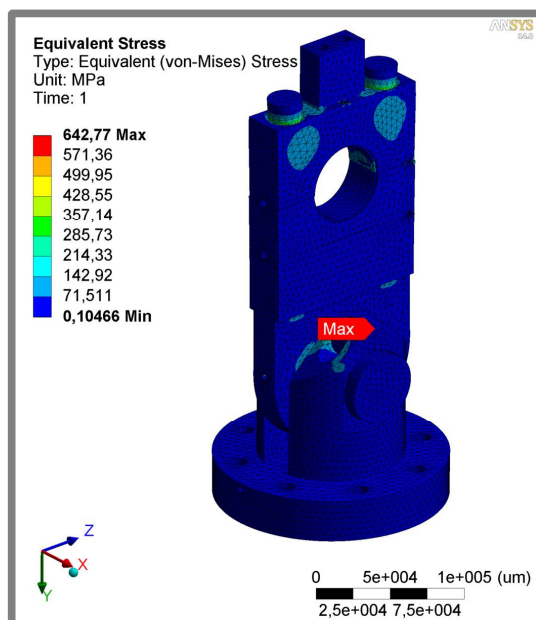


Obr. 7 Deformace ve směru osy Y, řez skrze osu pístitního čepu

V spojení horní části ojnice se střední a spodní částí není vidět oddělení částí ojnice, což je vyhovující.

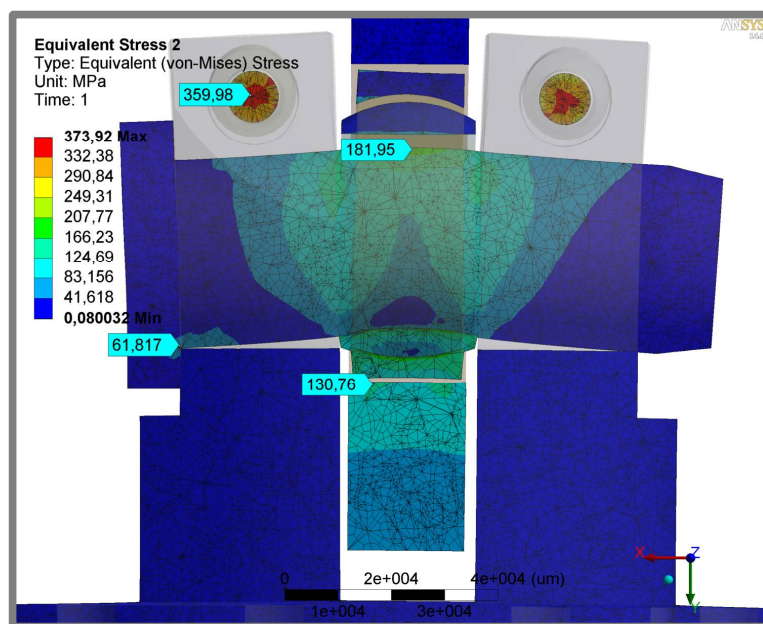
1.1.6 Napětí ve svislém směru, tah

Největší napětí je u šroubových spojů – kolem závitů, pod hlavou šroubů a ve šroubech dosahuje svých maxim. Vzhledem k použitým vysokopevnostním šroubům tyto hodnoty napětí jsou přijatelné.



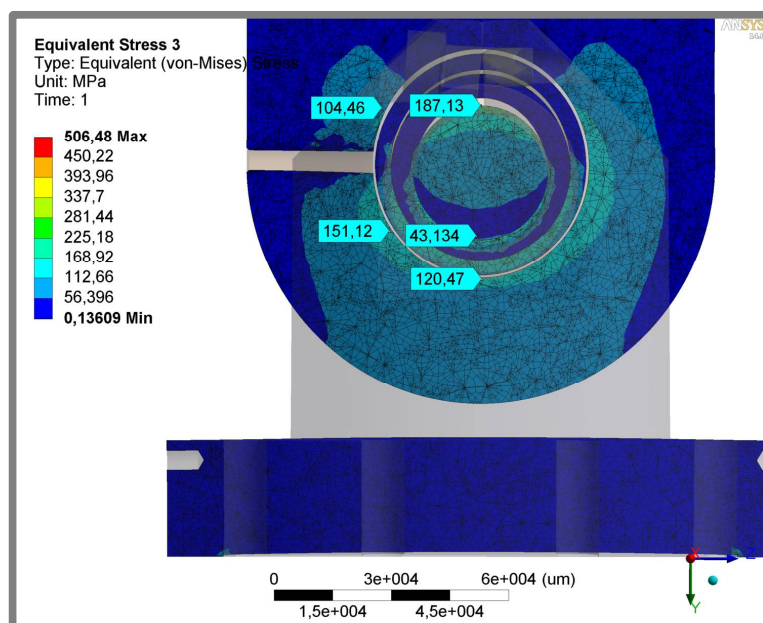
Obr. 8 Napětí na ojnici, tah

V řezu podél osy pístního čepu vidíme v nejvíce zdeformovaných místech pístního čepu velké napětí, až 181 MPa, v kontaktní ploše ojnice napětí v tlakovém namáhání 187 MPa. Opět jsou tady použity kvalitnější oceli s mezí kluzu 345 MPa pro pístní čep a ojnice má mez kluzu 410 MPa. Proto dosáhneme bezpečnosti 1,74 na ojnici a 1,68 na pístním čepu. Modifikovaná mez únavy pro pístní čep $\sigma_c = 219,6$ MPa je shodná s testovací hřídelí, bezpečnost vůči únavě materiálu je 1,21. Modifikovaná mez únavy pro materiál ojnice je rovna $\sigma_c = 223,2$ MPa, odtud je bezpečnost vůči meze únavy rovna 1,19.



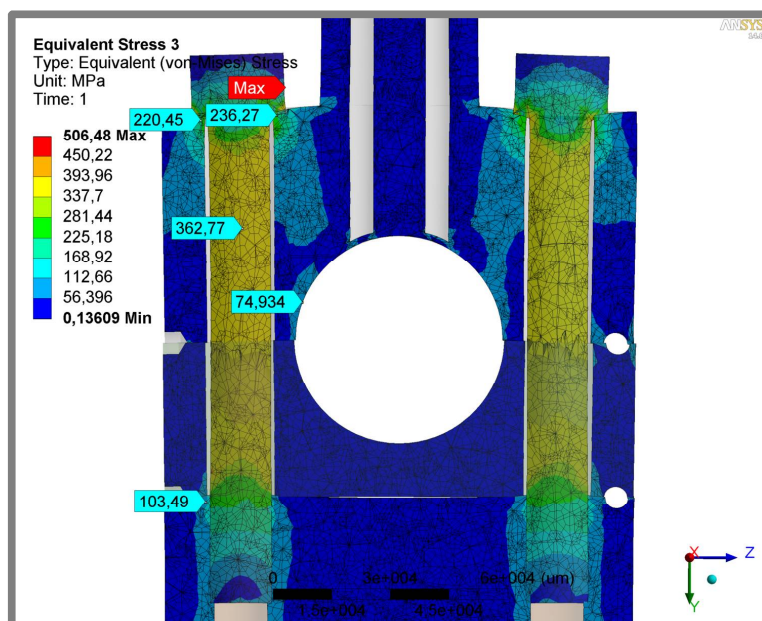
Obr. 9 Napětí, řez podél osy pístního čepu

V řezu kolmém na osu pístního čepu vidíme zvýšené napětí u naklápěcího ložiska s ojnici, ale vzhledem k mezi kluzu materiálu ojnice nemělo by dojít k poškození.



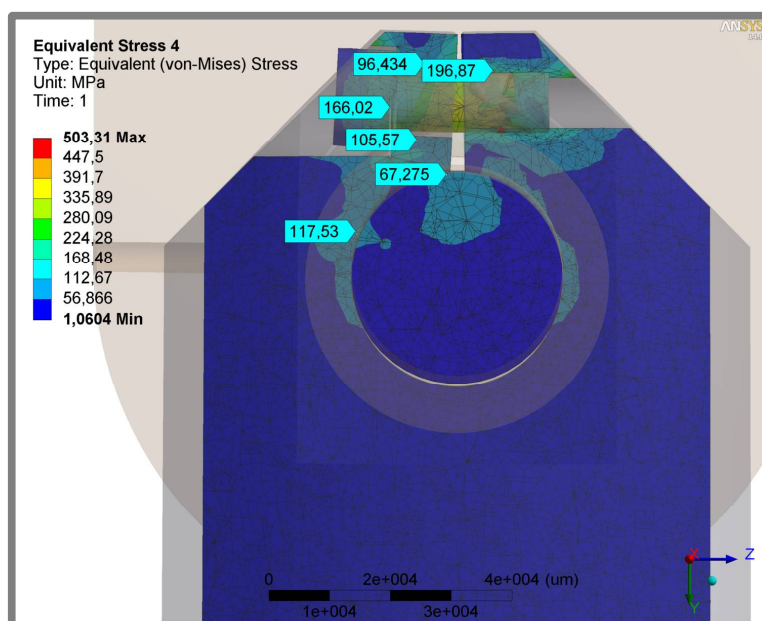
Obr. 10 Napětí, řez skrze pístním čepem

Z hlediska největších napětí je nejvíc kritické místo kolem šroubů M16, kde pod hlavou šroubů dochází k lokálnímu zvýšení napětí až na 236 MPa. Bezpečnost proti otlačení je v tomto případě rovno 1,5. Vzhledem k tomu, že toto napětí vyvolá předeptnutí šroubů, které není možné snížit, může dojít v prvních zkouškách k trvalému otlačení těchto ploch ojnice. V dalších zkouškách však toto otlačení by se nemělo zvyšovat, nemá vliv na pevnost upnutí testovaných ložisek.



Obr. 11 Napětí, řez skrze pístním čepem

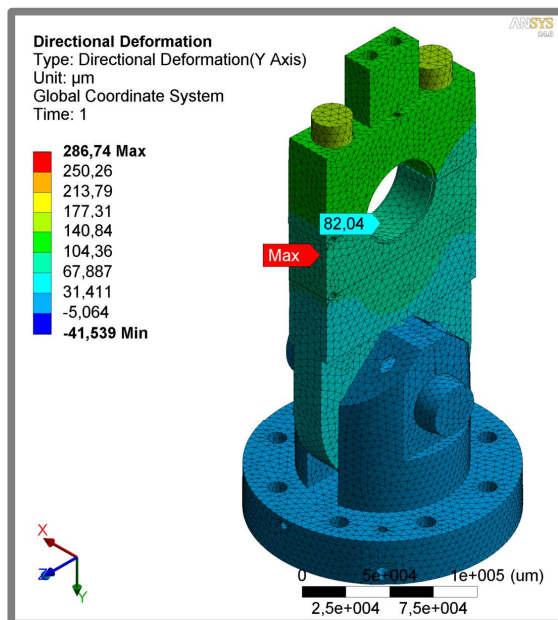
U spoje pístního čepu s vidlicí opět dochází k lokálnímu zvýšení velikosti napětí kolem šroubů, avšak zdaleka ne tak velkému, jak v případě ojnice docházelo. Vzhledem k mezi kluzu materiálů pístního čepu a vidlice tyto hodnoty jsou vyhovující.



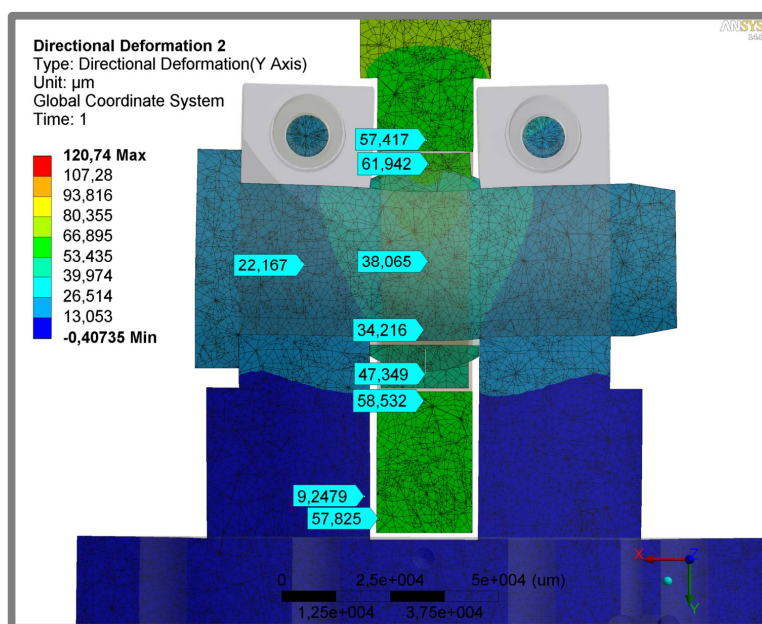
Obr. 12 Napětí, řez skrze stahující šroub

1.1.7 Deformace ve svislém směru, tlak

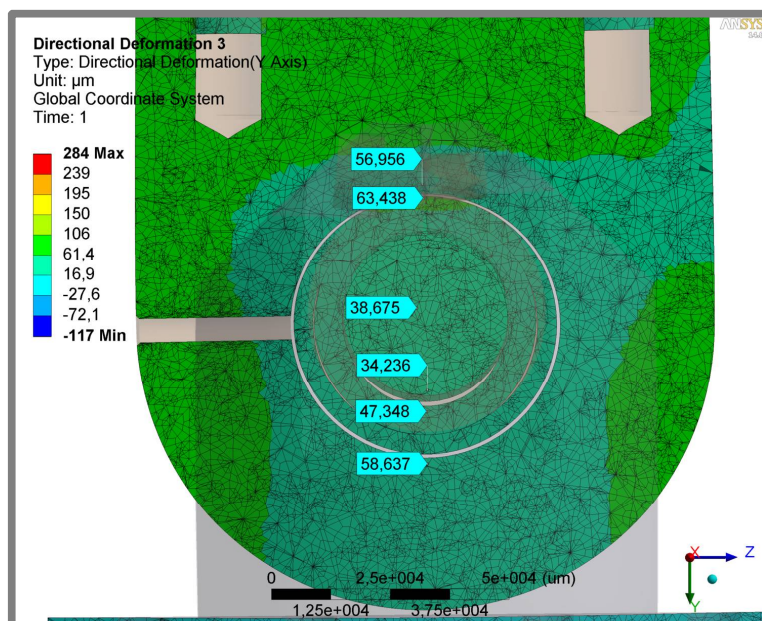
Celkové deformace v tomto směru zatížení je menší, než v opačném směru, v tomto směru se nezatěžuje šroubový spoj M16. Celková deformace v tomto případě má hodnotu 82 μm .



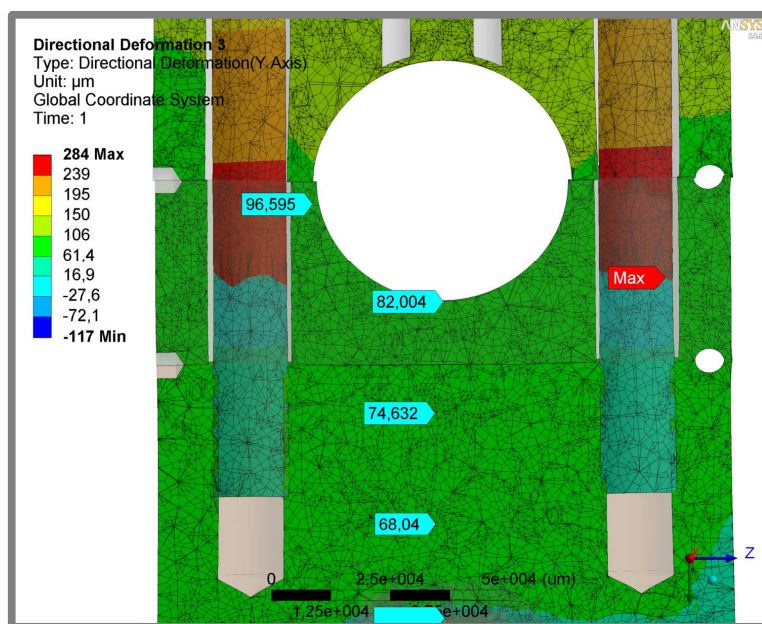
Obr. 13 Deformace ve směru osy Y



Obr. 14 Deformace ve směru osy Y, řez podél osy pístního čepu

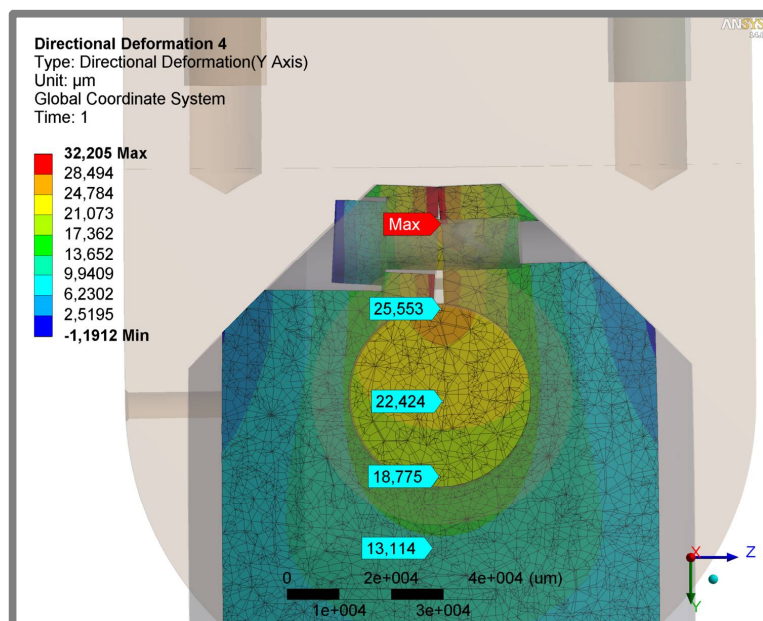


Obr. 15 Deformace ve směru osy Y, řez skrze osu pístního čepu



Obr. 16 Deformace ve směru osy Y, řez skrze osu pístního čepu

V tomto případě taky dochází k oddělení kontaktních ploch, ale není také výrazné, než v zatížení na tah.



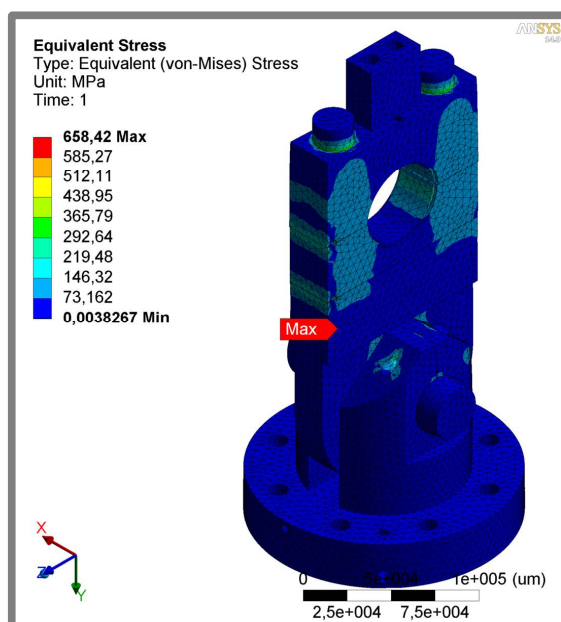
Obr. 17 Deformace ve směru osy Y, řez skrze upínací šrouby vidlice

V řezu skrze upínací šroub vidíme přijatelnější deformace v tomto směru zatížení.

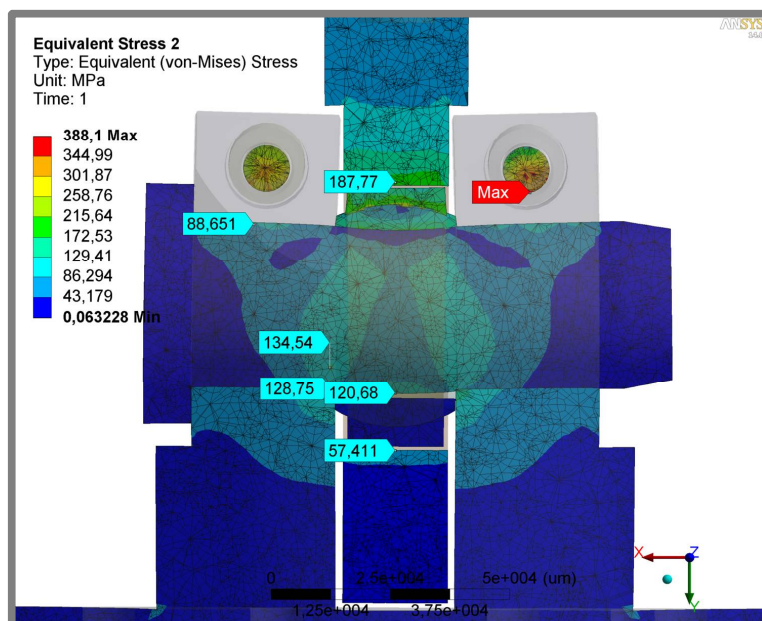
1.1.8 Napětí ve svislém směru, tlak

1.1.8

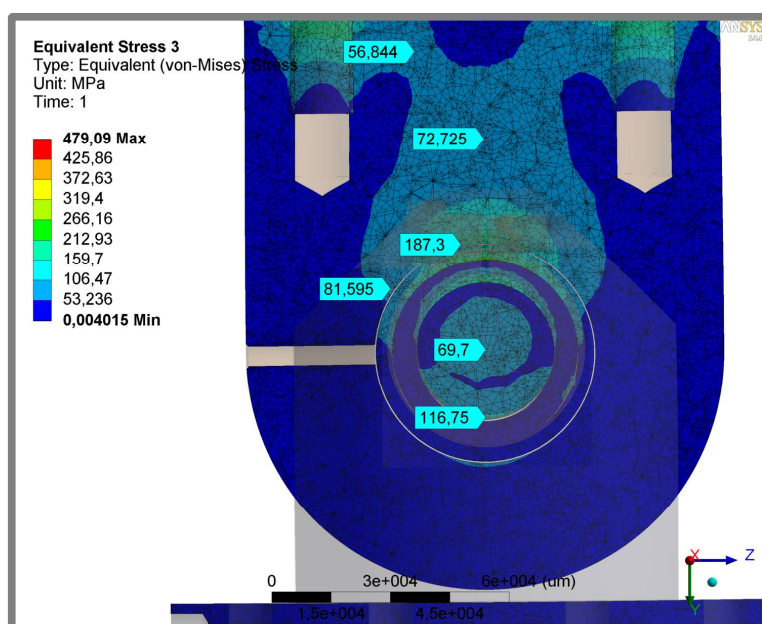
V tomto případě opět vidíme největší napětí kolem šroubových spojů.



Obr. 18 Napětí na ojnicí, tlak

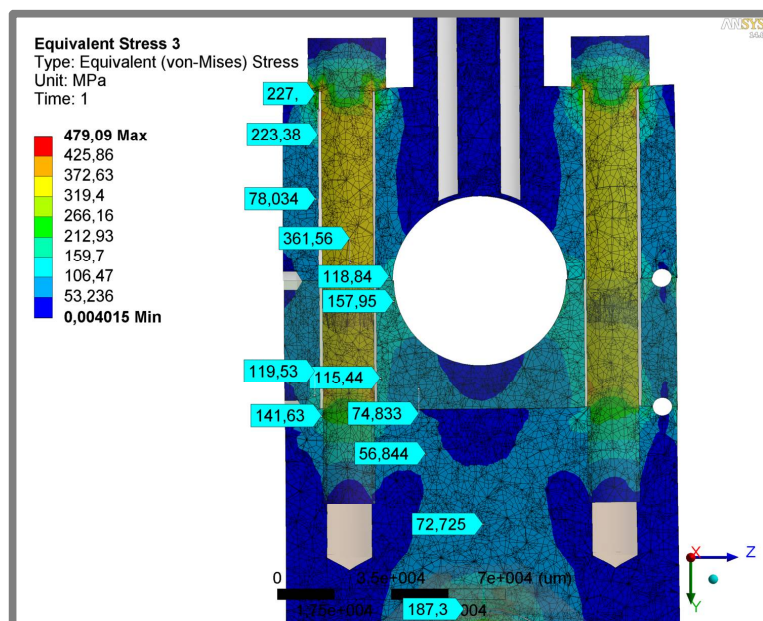


Obr. 19 Napětí, řez podél osy pístního čepu



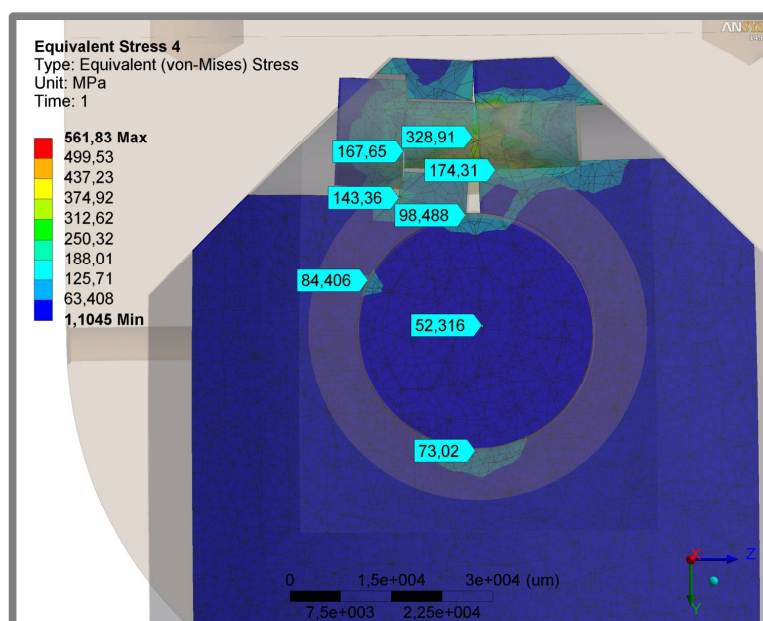
Obr. 20 Napětí, řez skrze osu pístního čepu

V tomto směru zatížení velikost napětí v pístním čepu je snížila, naopak napětí kolem kontaktních ploch ojnice se mírně zvýšila, avšak toto zvýšení napětí není podstatný.



Obr. 21 Napětí, řez skrze osu pístního čepu

Opět může dojít k otlacení kontaktních ploch kolem upínacích šroubů, kde je největší koncentrace napětí v ojnici.



Obr. 22 Napětí, řez skrze upínací šroub vidlice

Ve spoji pístního čepu s vidlicí je v některých místech vyšší napětí, než v zatížení na tah. K otlacení kontaktních ploch vidlice s pístním čepem by nemělo dojít, ani v kontaktech stahovacích šroubů M10.

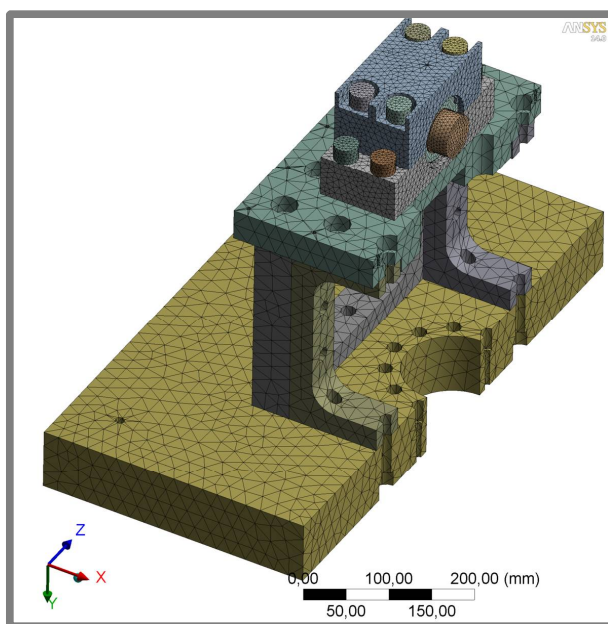
1.2 Rám a podpůrná ložiska

1.2.1 Preprocessing

Jako součást preprocessingu jsem vymazal nepotřebné součásti – středící čepy, krytování, nepotřebné šrouby, atd. Dalším krokem bylo zjednodušení modelů, aby výpočet mohl být co nejrychlejší. Nejprve jsem rozpůlil model, abych mohl využít symetrii, pak vymazáním nepotřebných ploch (např. vnitřní šestihran šroubů) to bylo nejjednodušší. Místo ložisek jsem použil dva plné válcové tělesa, jeden je spojen s distančním kroužkem. Pojistné kroužky hřídele jsem spojil s hřídelí, pojistné kroužky domků jsem rozpůlil a spojil s příslušnými částmi domku. Taký jednoduchý model nebyl náročný na výpočet.

1.2.2 Mesh

Pro rám jsem přiřadil velikost konečnoprvkové sítě 20 mm, pro dva díly domků velikost 8 mm a pro ostatní menší prvky velikost 5 mm. Výsledná konečnoprvková síť obsahovala 215 877 uzlů a 132 197 prvků.



Obr. 23 Konečnoprvková síť, model rámu, domku podpůrného ložiska a hřídele

1.2.3 Kontakty

Kontakty jsem uvažoval podle reálného chování této sestavy:

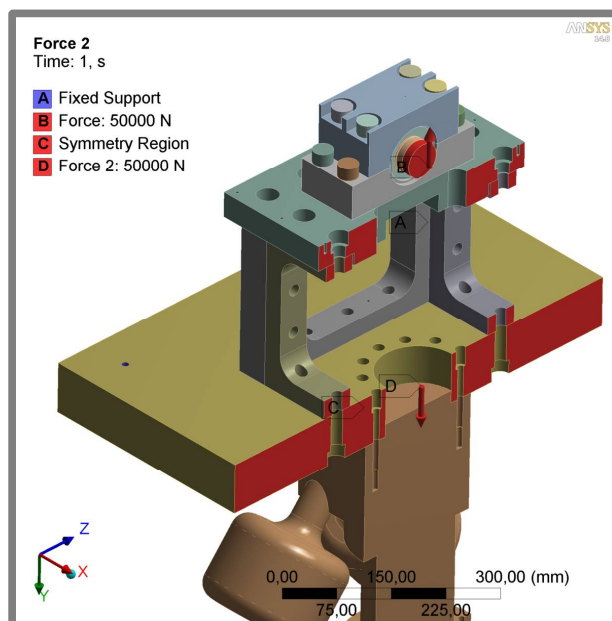
- na spojovací plochy prvků rámu kontakty Bonded – přesný odhad, deformace 15-ti předepjatých šroubů M20 jsou zanedbatelné
- mezi závity šroubů a závity rámu kontakty Bonded
- mezi dosedací plochy šroubů a ploch pod hlavy šroubů kontakty Frictional, koeficient 0,2
- mezi ložiska, hřídel a domky kontakty Frictional, koeficient 0,2
- mezi dva díly domku kontakt Frictional, koeficient 0,2
- mezi spodní díl domku a rám kontakt Frictional, koeficient 0,2

- pro zajištění tuhosti přípojné plochy pro hydraulický válec jsem vzal její model jako tuhý a připojil vazbou Bonded k přípojné ploše na rámu

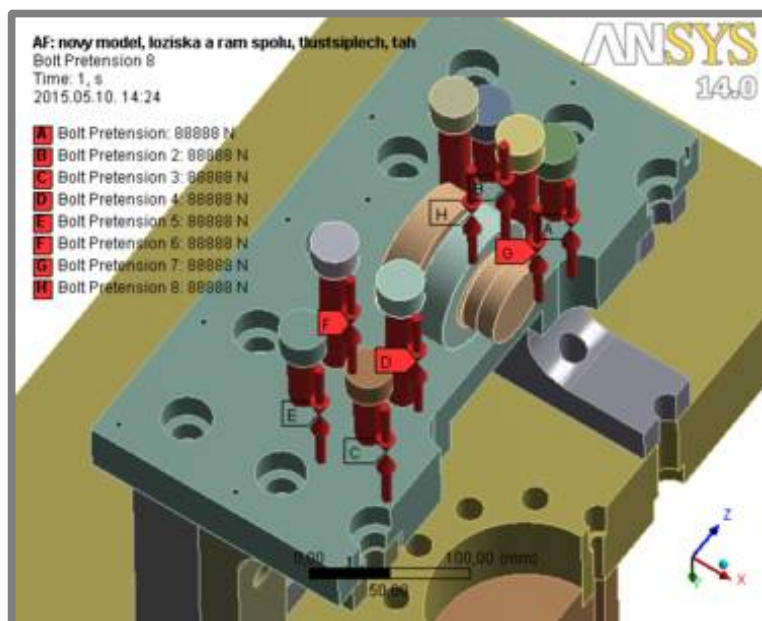
1.2.4 Okrajové podmínky

1.2.4

Okrajové podmínky jsem taky uvažoval podle reálné chování sestavy. Pro připojovací díry silentbloků jsem dal vazby Fixed, na kontaktní plochu testovací hřídele s testovaným ložiskem zatížení proti směru osy Y velikosti 50 000 N, na kontaktní plochu rámu s hydraulickým válcem zatížení ve směru osy Y sílu velikosti 50 000 N. Pro tuhý spoj hydraulického válce s rámem jsem přidal model hydraulického válce jako tuhý model. Všechny šrouby jsou rozměru M20, jejich předpětí je 88 888 N.



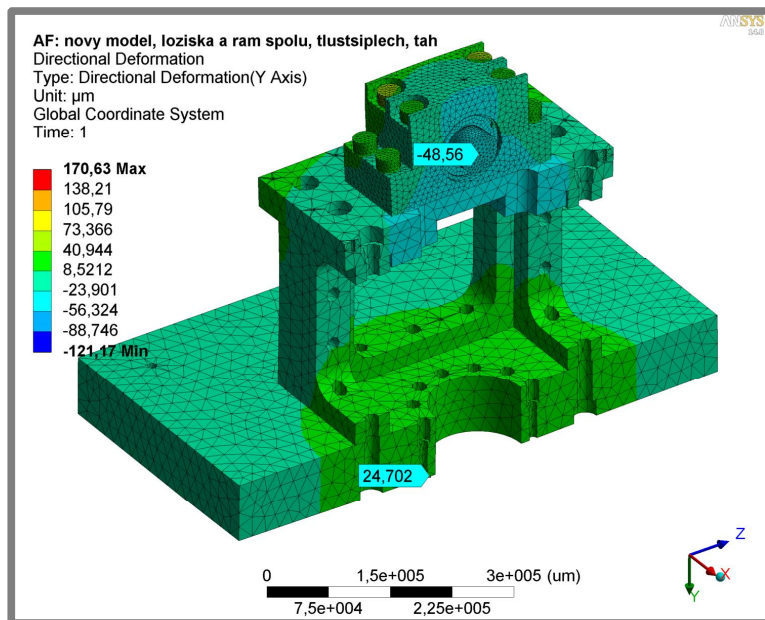
Obr. 24 Okrajové podmínky



Obr. 25 Předpětí šroubů

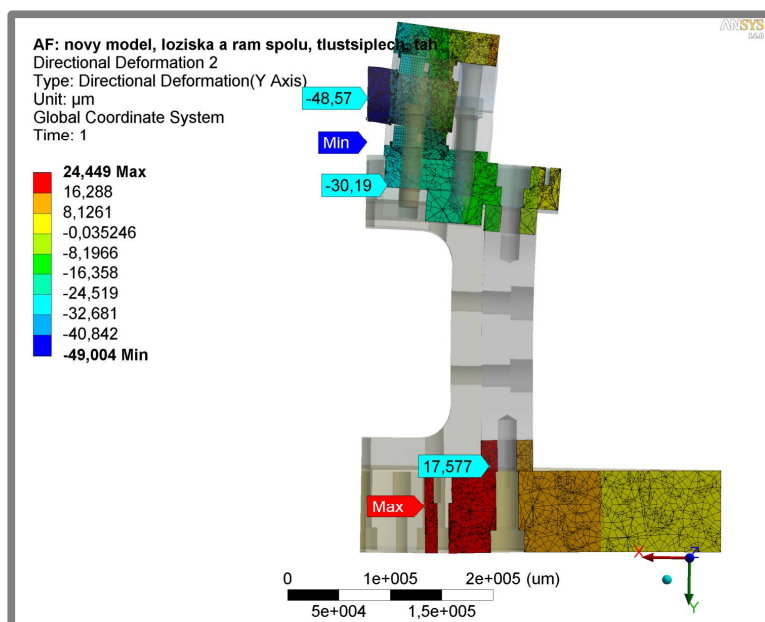
1.2.5 Deformace ve svislém směru, tah

Kvůli způsobu zadání zatížení celkovou deformací je nutno vypočítat – třeba sečíst hodnoty obou maxim, jako celková deformace rámu, podpurných ložisek a hřídele vychází na 73 μm .

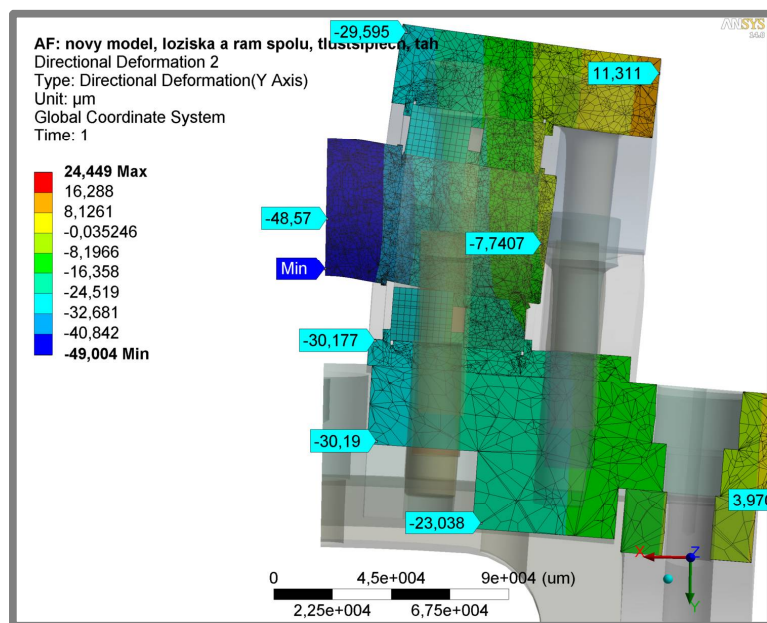


Obr. 26 Deformace ve svislém směru, zatíženo na tah

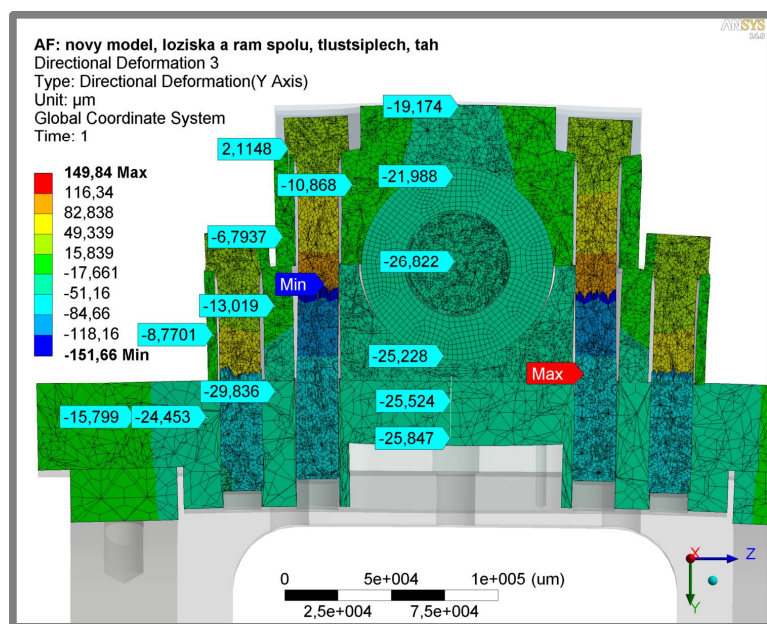
Největší deformace jsem očekával u horní desky a podpurných ložisek, co se potvrdilo. Na deformace má velký vliv naklonění hřídele a horní desky rámu.



Obr. 27 Deformace ve svislém směru, zatíženo na tah, řez podél hřídele



Obr. 28 Deformace ve svislém směru, zatíženo na tah, řez podél osy hřídele

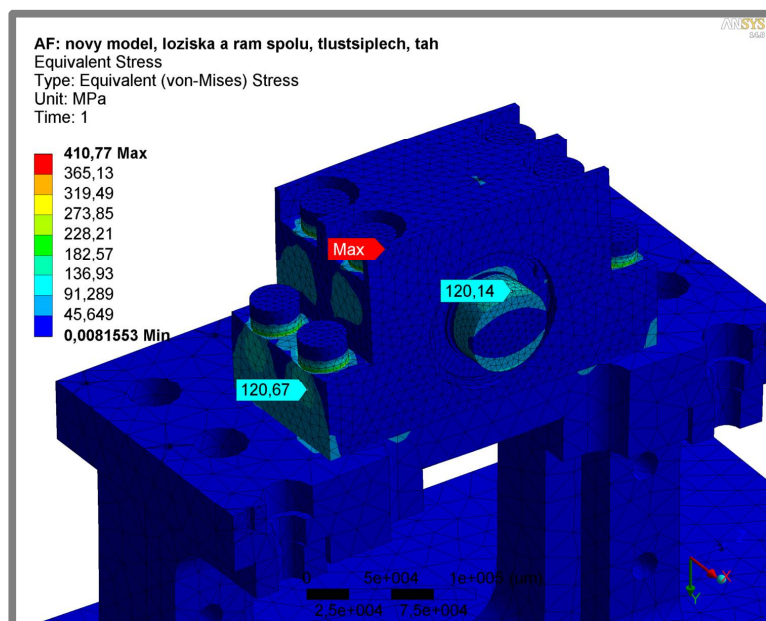


Obr. 29 Deformace ve svislém směru, zatíženo na tah, řez skrze

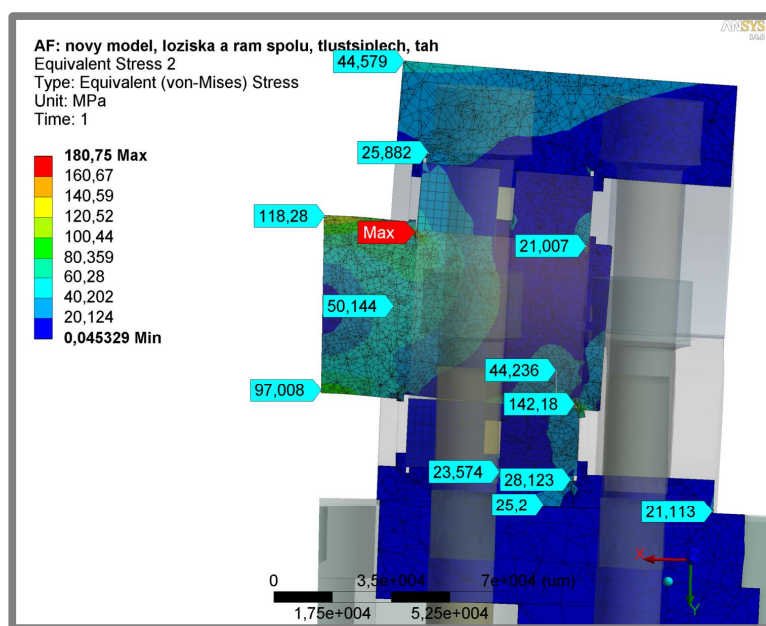
1.2.6 Napětí, tah

Největší napětí jsou na hřídeli a v blízkosti upínacích šroubů. Hřídel byl vypočítán podle obecné pružnosti a pevnosti na únavu, největší zatížení tedy dostávají upínací plochy pod hlavy šroubů, kde hodnota napětí může dosáhnout až 175 MPa. Vzhledem k mezi kluzu 285 MPa zvoleného materiálu to znamená bezpečnost 1,63.

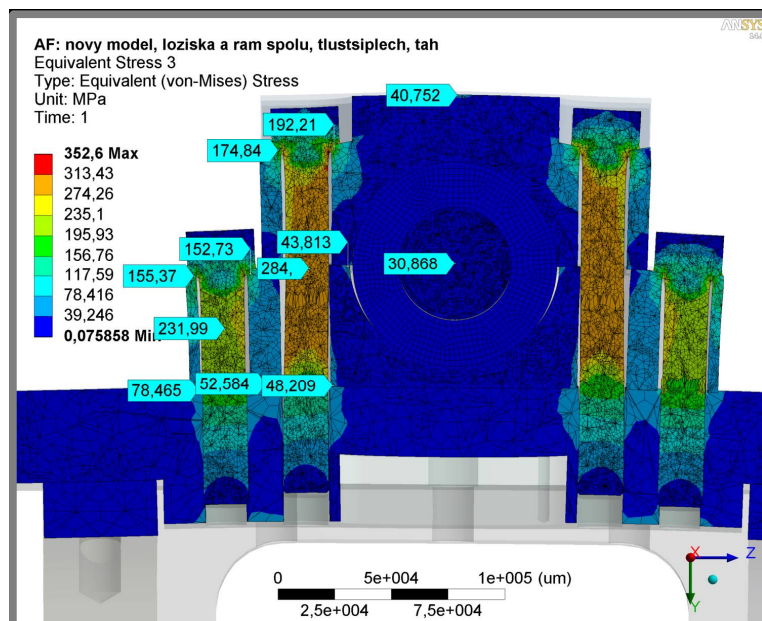
1.2.6



Obr. 30 Redukované napětí, zatíženo na tah



Obr. 31 Redukované napětí, zatíženo na tah, řez podél hřídele

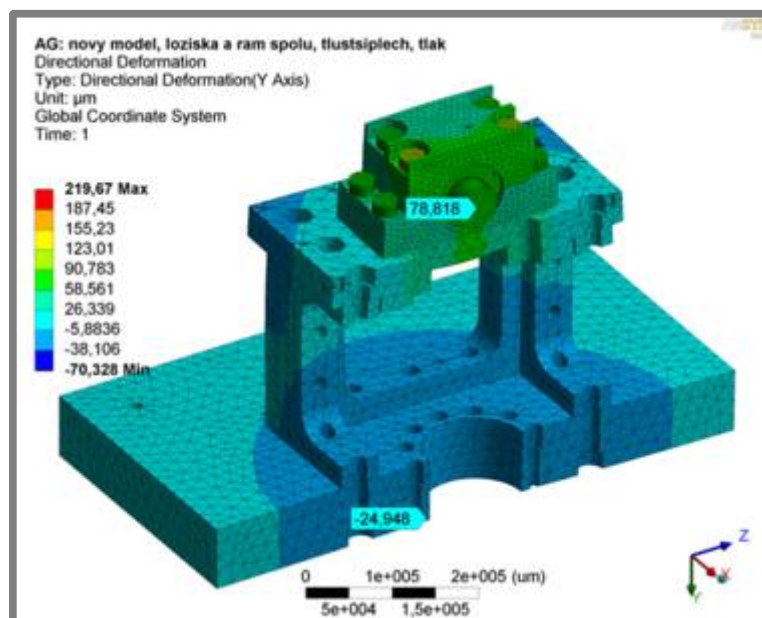


Obr. 32 Redukované napětí, řez skrze vnitřní šrouby

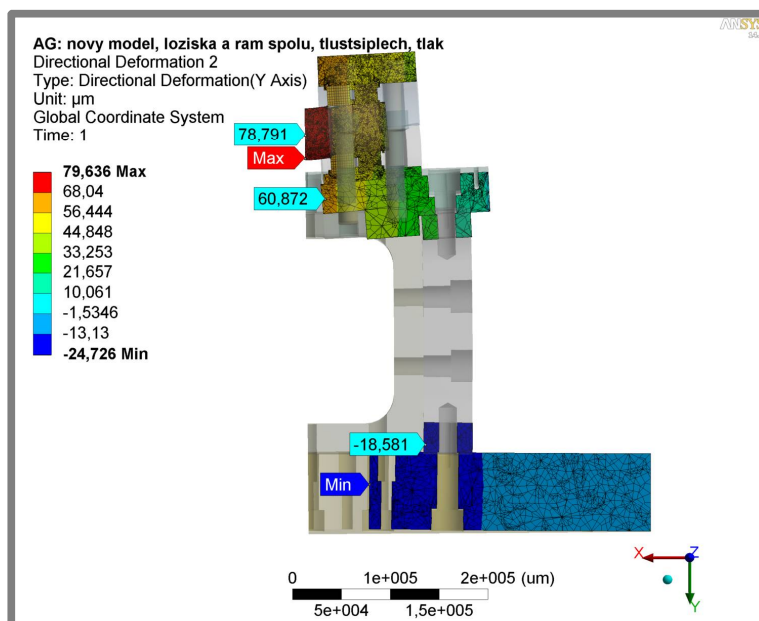
1.2.7 Deformace ve svislém směru, tlak

1.2.7

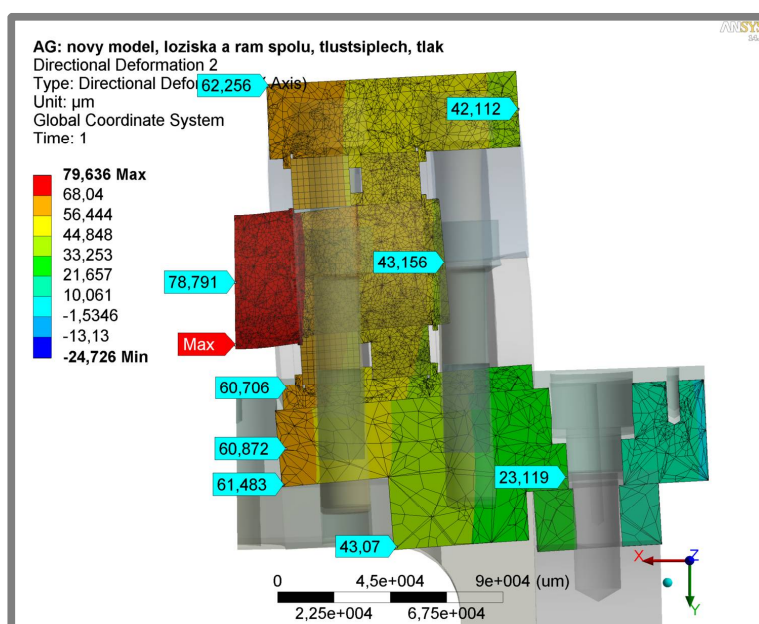
Kvůli způsobu zadání zatížení celkovou deformaci je nutno vypočítat – třeba sečíst hodnoty obou maxim, jako celková deformace rámu, podpurných ložisek a hřídele vychází na 104 μm .



Obr. 33 Deformace ve svislém směru, zatíženo na tlak

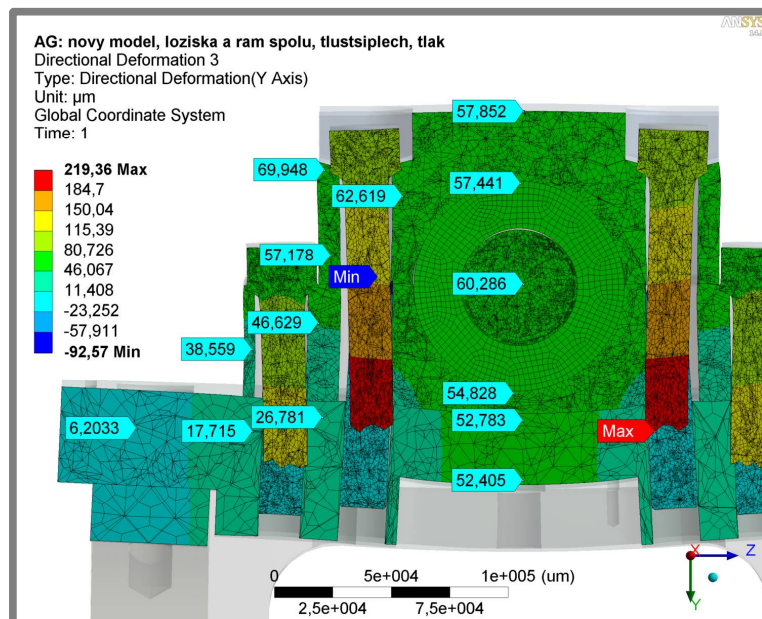


Obr. 34 Deformace ve svislém směru, zatíženo na tlak, řez podél hřídele



Obr. 35 Deformace ve svislém směru, zatíženo na tlak, řez podél hřídele

Největší deformace se sesbívají u horní desky rámu, která je uprostřed ztenčena, aby se dosáhlo osové vzdálenosti ojnice 130 mm a u hřídele. Další vyztužení v tomto místě je velmi obtížné – upínání podpurných ložisek přímo do horní desky rámu.

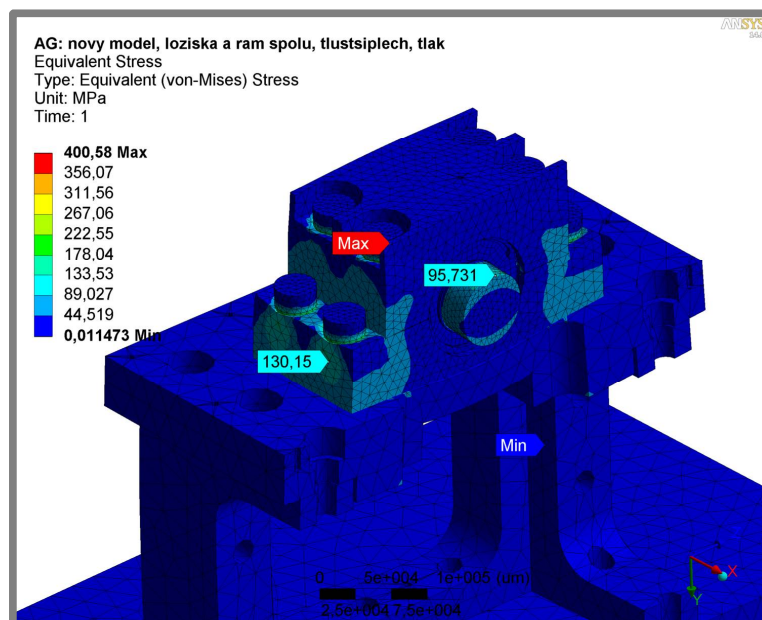


Obr. 36 Deformace ve svislém směru, zatíženo na tlak, řez skrze vnitřní šrouby

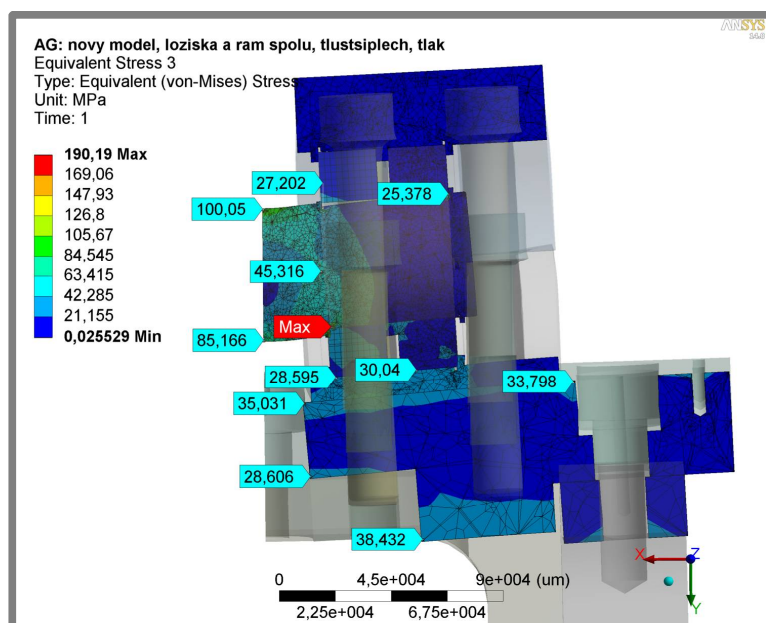
1.2.8 Napětí, tlak

1.2.8

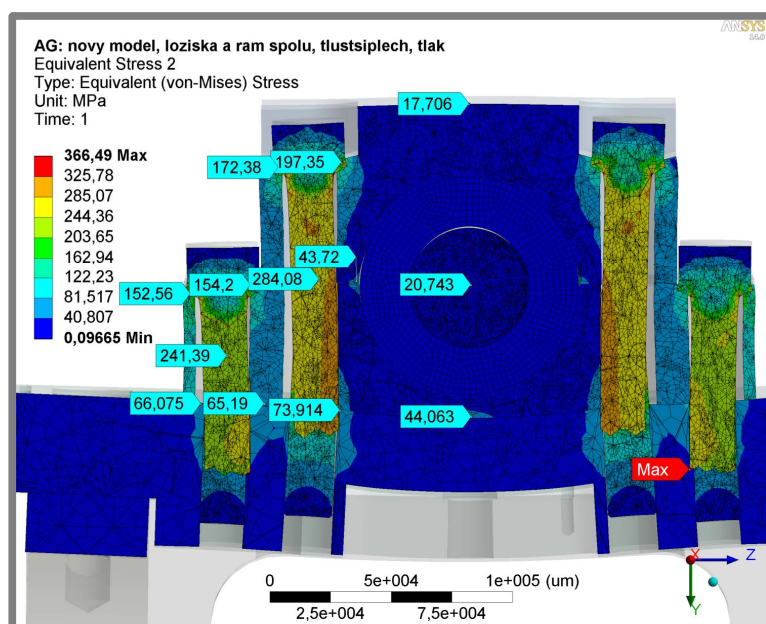
Největší napětí je opět kolem upínacích šroubů a hřídele. Hřídel v tomto případě má menší zatížení, ale plochy pod hlavou šroubů jsou zatížené více – až 197 MPa. Vzhledem k mezi kluzu zvoleného materiálu 285 MPa bezpečnost vychází na 1,44.



Obr. 37 Redukované napětí, zatíženo na tlak



Obr. 38 Redukované napětí, zatíženo na tlak, řez podél hřídele



Obr. 39 Redukované napětí, zatíženo na tlak, řez skrze vnitřní šrouby

1.2.9 Vlastní frekvence

1.2.9

Modální analýza byla provedena v modelu se zatížením na tlak – obecně ovlivnění výsledků modální analýzy velikostí zatížení je zanedbatelná. Tab. 1 obsahuje nejnižší vlastní frekvence podle uvažovaných hodnot.

Tab. 1 Vlastní frekvence rámu

	Frekvence
Mód 1	346
Mód 2	378
Mód 3	759
Mód 4	942
Mód 5	991
Mód 6	136