

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukce opěrného zařízení pro elektrohydraulický
zatěžovací válec s variabilním nastavováním směru

Autor: **Jiří MERTA**

Vedoucí práce: **Ing. Lukáš BARTOŇ, Ph.D.**

Akademický rok 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jiří MERTA**
Osobní číslo: **S13B0211P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Konstrukce opěrného zařízení pro elektrohydraulický zatěžovací válec s variabilním nastavováním směru**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Cílem práce je nový návrh konstrukce upínacího zařízení, které lze v současné době nastavovat pouze podélně nebo kolmo ke směru T-drážek upínacího pole. Nový návrh by měl umožňovat nastavení v jakémkoliv úhlu, nebo dovolovat nastavení po 10. Současné upínací zařízení umožňuje upnutí osy elektrohydraulického válce pouze rovnoběžně s upínacím polem.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

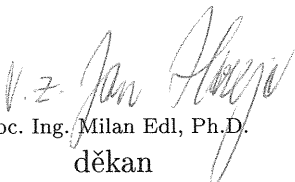
1. Rešerše, specifikace požadavků.
2. Konstrukční návrh.
3. Ověření pomocí MKP.
4. Zhodnocení, závěr.

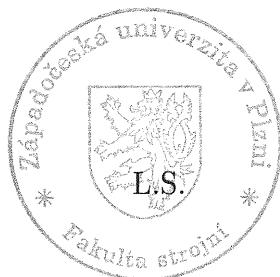
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

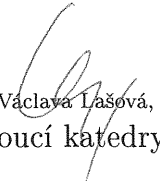
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Bartoň, Ph.D.**
Regionální technologický institut
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Lukáš Bartoň, Ph.D.**
Regionální technologický institut

Datum zadání bakalářské práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 21. září 2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Merta	Jméno Jíří		
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bartoň, Ph.D.	Jméno Lukáš		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Konstrukce opěrného zařízení pro elektrohydraulický zatěžovací válec s variabilním nastavením směru			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	57	TEXTOVÁ ČÁST	53	GRAFICKÁ ČÁST	4
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje návrh konstrukce opěrného zařízení pro elektrohydraulický zatěžovací válec ve dvou variantách, výpočty zatížení konstrukce a předepnutých šroubů. Výpočty metodou konečných prvků jsou zpracovány v software Siemens NX za pomoci řešiče NX Nastran.
KLÍČOVÁ SLOVA	opěrné zařízení, upínací zařízení, předepnuté šrouby, MKP, metoda konečných prvků, NX

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Merta	Name Jiří	
FIELD OF STUDY	2301R016 “Transport Vehicles and Handling Machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bartoň, Ph.D.	Name Lukáš	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of supporting device for an electrohydraulic cylinder with adjustable direction settings		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	57	TEXT PART	53	GRAPHICAL PART	4
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This Bachelor's Thesis describes two design variants of supporting device for an electrohydraulic cylinder used for fatigue testing. Calculations of structural loads and bolt preload are included. Analysis and simulation were carried out using the NX Nastran finite element analysis software.
KEY WORDS	supporting device, clamping device, preloaded bolts, FEM, finite element analysis, NX

Obsah

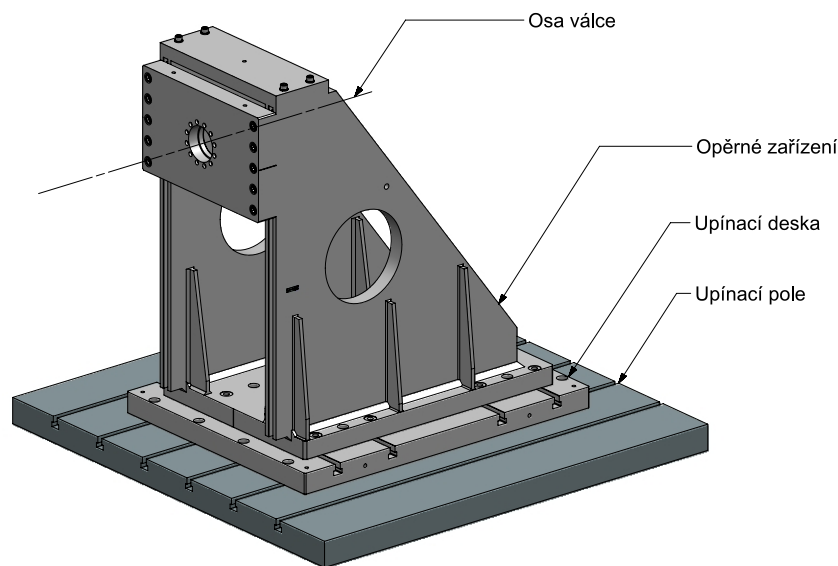
Úvod	1
1 Metody upínání	2
1.1 Šroubové spoje s předpětím	2
1.2 Výpočtové modely předepnutých spojů	2
1.2.1 Tuhost šroubu	2
1.2.2 Tuhost součásti	3
1.3 Únavová životnost předepnutých spojů	8
1.4 T-drážky	10
1.5 Další způsoby upínání	10
2 Varianty řešení	14
2.1 Využití rovných drážek	14
2.2 Využití kruhové T-drážky	16
2.3 „Kombinovaný“ přístup	19
2.4 Posouzení variant	20
3 Varianta s dvěma upínacími deskami	21
3.1 Analýza pomocí MKP	21
3.1.1 Deformace	21
3.1.2 Konstrukční úprava	23
3.1.3 Napětí	26
3.2 Zatížení šroubových spojů	27
3.2.1 Šrouby mezi opěrným zařízením a horní upínací deskou	27
3.2.2 Šrouby mezi upínacími deskami	34
3.2.3 Šrouby mezi upínací deskou a upínacím polem	36
3.3 Modální analýza	37
3.4 Závěr kapitoly	37
4 Varianta s jednou upínací deskou	38
4.1 Analýza pomocí MKP	38
4.1.1 Vytvoření výpočtového modelu	38
4.1.2 Deformace	41
4.1.3 Napětí	42
4.2 Zatížení šroubových spojů	43
4.2.1 Šrouby mezi opěrným zařízením a upínací deskou	43
4.2.2 Šrouby mezi upínací deskou a upínacím polem	44
4.3 Modální analýza	47
4.4 Závěr kapitoly	48
Závěr	48

Seznam tabulek	49
Seznam obrázků	50
Seznam použité literatury	52
Seznam příloh	53

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí upínání zkušebního zařízení pro únavové zkoušky. Současné řešení upínání nabízí pouze omezené možnosti upnutí zatěžovacího elektrohydraulického válce a tím i směru působící síly. Z důvodu větší variabilnosti únavových zkoušek je potřeba umožnit upnutí i v jiných směrech.

Zkušební zatěžovací válec je upevněn k upínacímu poli pomocí opěrného zařízení. Upínací pole je opatřeno T-drážkami, které umožňují nastavení polohy zařízení v podélném směru. Při použití přídatné upínací desky s příčnými T-drážkami lze polohu nastavit i ve směru příčném, viz obr.1.



Obr. 1: Opěrné zařízení s upínací deskou

Zařízení je možno k upínací desce upnout rovněž tak, že je osa válce kolmá k drážkám upínacího pole. V tom případě není možné použít upínací desku (z důvodu různé rozteče šroubů) a polohu zařízení tedy lze nastavit pouze v rámci T-drážek upínacího pole.

Cíle práce

Cílem práce je nový návrh konstrukce upínacího zařízení. Současné upínací zařízení umožňuje upnutí osy elektrohydraulického válce pouze rovnoběžně s T-drážkami upínacího pole, případně kolmo na ně. Nový návrh by měl umožňovat nastavení v libovolném úhlu, nebo dovolovat nastavení po 10° a 45° . Zároveň musí upínací mechanismus zajistit dostatečně pevné a tuhé spojení zkušebního zařízení s upínacím polem.

1 Metody upínání

1.1 Šroubové spoje s předpětím

Pokud se v konstrukci vyskytuje střídavé zatížení šroubů, je vhodné použít předepnuté šrouby. Dle kritérií NASA[6] používaných v programu Space Shuttle musí spoj splňovat následující požadavky:

- Šroub musí mít pevnost přiměřenou dané aplikaci,
- Spoj musí zajistit určitý stupeň bezpečnosti proti odlehnutí, tzn. obecně spoj musí zajistit neodlehnutí spojovaných součástí při maximálním zatížení,
- Šroub musí mít přiměřenou únavovou životnost.

Použitím předepnutých šroubů lze předejít rázovému zatížení (převedením střídavého zatížení na pulzující), snížit amplitudu zatížení v ose šroubu a zvýšit tak dlouhodobou (únavovou) životnost spoje. Rovněž dochází ke zvýšení „těsnosti“ spoje (odolnosti proti odlehnutí součástí) a jeho tuhosti[2]. Šrouby se při montáži utahují takovým způsobem, aby v nich ještě před působením provozní síly vzniklo předpětí, které je ekvivalentní ke zkrácení aktivní délky šroubu o hodnotu

$$\delta = np, \quad (1)$$

kde n je počet otáček klíče a p je stoupání závitu. Zkrácení aktivní délky šroubu je rozloženo mezi stlačení spojovaných součástí a skutečné prodloužení šroubu, tedy

$$\delta = \delta_1 + \delta_2, \quad (2)$$

kde δ_1 je stlačení součástí a δ_2 prodloužení šroubu. Tlakové zatížení spojovaných částí a tahové zatížení šroubu od předepínací síly přitom nabývají stejné hodnoty, protože se jedná o akci a reakci[10].

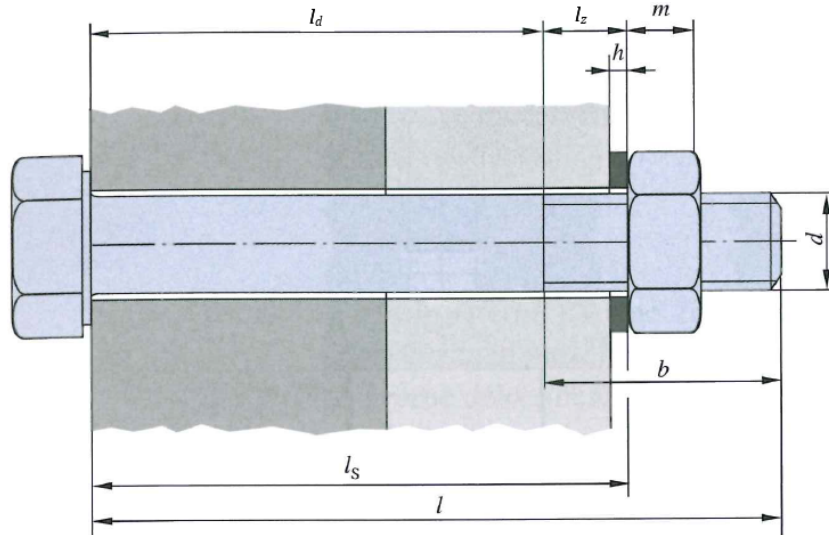
1.2 Výpočtové modely předepnutých spojů

Obecně lze předepnutý spoj idealizovat jako soustavu paralelně řazených pružin. První pružina je šroub a druhá pružina je spojovaný materiál (resp. sériově řazené pružiny, z nichž každá reprezentuje jeden ze spojovaných materiálů). Zjišťuje se tuhost obou pružin (triviální pro šroub, poměrně obtížné pro spojované materiály) a rozložení zatížení mezi nimi.

1.2.1 Tuhost šroubu

Tuhost šroubu lze dle Shigleyho[1] stanovit z tuhostí jeho částí jako soustavy sériově řazených pružin, tj. tuhosti válcové části dříku bez závitu k_d a tuhosti části dříku se závitem nacházející se v sevření (mezi dosedacími plochami hlavy šroubu a matice) k_z . Tuhost šroubu dostaneme jako

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_z} \quad \text{neboli} \quad k = \frac{k_d k_z}{k_d + k_z}. \quad (3)$$



Obr. 2: Výpočet tuhosti šroubů[1]

Jednotlivé tuhosti lze přitom spočítat jako

$$k_d = \frac{S_d E}{l_d}, \quad k_z = \frac{S_z E}{l_z}, \quad (4)$$

kde S_d je plocha průřezu válcové části šroubu bez závitu, l_d délka válcové části šroubu bez závitu, S_z je výpočtový průřez šroubu, l_z je délka závitu šroubu nacházející se v sevření a E je modul pružnosti materiálu. Výpočtový průřez šroubu S_z lze spočítat jako

$$S_z = \frac{d_2 + d_3}{2}, \quad (5)$$

kde d_2 je střední průměr závitu a d_3 je malý průměr závitu šroubu.

1.2.2 Tuhost součástí

Zatímco výpočet tuhosti šroubu je relativně jednoduchý a přímočarý, při výpočtu tuhostí spojovaných součástí už je situace složitější. Existuje vícero metod, jak tyto tuhosti určit. První metoda je založena na napěťovém poli ve tvaru dutého komolého dvojkužele s většími podstavami proti sobě[1]. Mezi jednodušší patří metoda, která aproximuje napěťové pole ve spojovaných materiálech jako dutý válec[2]. Poslední zde diskutovaná metoda využívá modelování spoje pomocí metody konečných prvků (MKP) [8, 9].

Kuželové napěťové pole

Tato metoda (dle Shigleyho[1]) využívá náhradu spojovaných součástí komolými kuželami s neproměnným vrcholovým úhlem. Podstavy obou kuželů jsou přitom v polovině svěrné délky. Metoda je znázorněna na obr. 3. Úhel α , tedy polovina vrcholového úhlu, je $\alpha = 30^\circ$. Z obrázku vyplývá, že stlačení elementárního prvku kužele o tloušťce dx , zatíženého tlakovou silou F se rovná

$$d\delta = \frac{F dx}{E S}, \quad (6)$$

kde E je modul pružnosti v tahu elementárního prvku. Plocha průřezu elementárního prvku se rovná

$$\begin{aligned} S &= \pi r^2_{\text{vnější}} - \pi r^2_{\text{vnitřní}} = \pi \left[\left(x \tan \alpha + \frac{D_k}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] = \\ &= \pi \left(x \tan \alpha + \frac{D_k + d}{2} \right) \left(x \tan \alpha + \frac{D_k - d}{2} \right). \end{aligned} \quad (7)$$

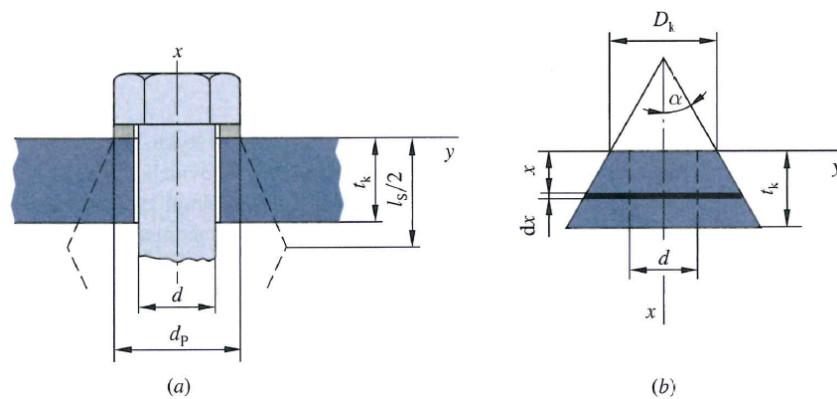
Dosazením tohoto vztahu do předchozí rovnice a integrací dostaneme celkové stlačení

$$\delta = \frac{F}{\pi E} \int_0^{t_k} \frac{dx}{\left[x \tan \alpha + \frac{D_k + d}{2} \right] \left[x \tan \alpha + \frac{D_k - d}{2} \right]}. \quad (8)$$

Pak tuhost samotného kužele je

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t_k \tan \alpha + D_k - d)(D_k + d)}{(2t_k \tan \alpha + D_k + d)(D_k - d)}}. \quad (9)$$

Tímto výpočtem získáme tuhosti pro jednotlivé komolé kužely ve spoji, které se potom sečtou jako sériově řazené pružiny, jak bylo ukázáno výše.



Obr. 3: Výpočet tuhosti spojovaných součástí[1]

Válcové napěťové pole

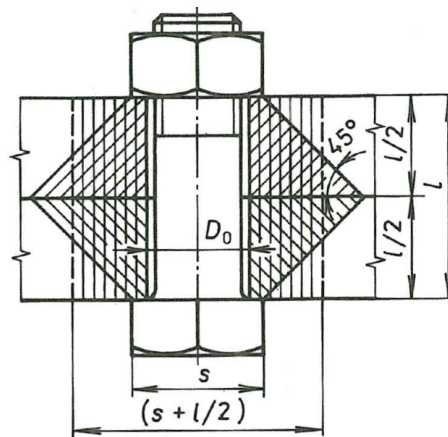
Tato metoda (dle Bolka a Kochmana[2]) vychází opět z dvojkužele, ale s větším vrcholovým půlúhlem - 45° . Výpočet je navíc zjednodušen předpokladem, že toto napěťové pole může být aproximováno jako dutý válec. Vnitřní průměr tohoto válce se rovná rozměru otvoru pro šroub, vnější průměr válce se rovná velikosti šestihranného klíče použitého k utažení zvětšeného o polovinu tloušťky obou spojovaných součástí, viz obr. 4. Plocha podstavy tohoto válce je rovna

$$S_r = \frac{\pi}{4} \left[\left(s + \frac{l}{2} \right)^2 - D_0^2 \right], \quad (10)$$

kde s je velikost klíče, l tloušťka spojovaných součástí, D_0 je průměr otvoru pro šroub. Tuhost desek je tedy

$$k = \frac{E \cdot S_r}{l}, \quad (11)$$

kde E je modul pružnosti v tahu.



Obr. 4: Výpočet tuhosti spojovaných součástí[2]

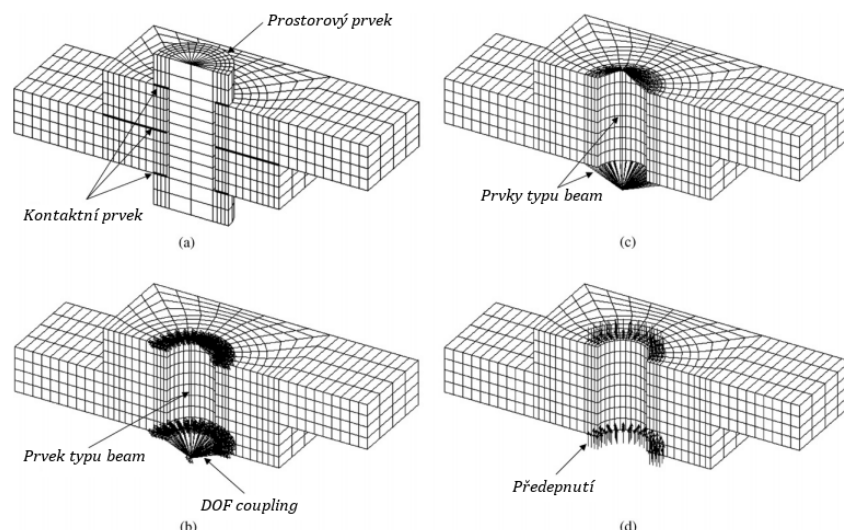
Hosnedl a Krátký[3] považují tento výpočet jako vhodný pouze pro poměr $\frac{l}{s} \leq 0,1$ a uvádí další doporučení:

- zpřesnění pro $\tan \alpha = 0,4 \div 0,5$: $D \cong s + \frac{l}{4 \div 5}$
- zpřesnění pro $\tan \alpha = 0,4 \div 0,5$ a více válců : $D_i \cong D_{i-1} + \frac{l}{4 \div 5}$; $D_0 = s, i = 1 \div n$
- dle Weisse-Wallnera a Fritsche pro $\tan \alpha$ dle druhu materiálu:
 - $D \cong s + \frac{l}{10}$ pro ocel,
 - $D \cong s + \frac{l}{8}$ pro litinu,
 - $D \cong s + \frac{l}{6}$ pro Al slitiny.

Collins[4] uvádí hodnotu průměru D mezi 1,5 a 2,5 násobkem průměru otvoru pro šroub, přičemž „typická“ hodnota 2 je často volena pro předběžné výpočty.

Metoda konečných prvků

Při zjišťování tuhosti spojovacích desek pomocí metody konečných prvků (MKP) je použit diskrétní model šroubového spoje. Kim, Yoong a Kang[9] uvádí čtyři možné způsoby modelování takového spoje.



Obr. 5: Konečnoprvkové modely šroubového spoje. (a) model prostorového šroubu, (b) model se spojenými stupni volnosti, (c) síťový model, (d) model bez šroubu.[9]

- **Model prostorového šroubu** (obr. 5(a)) je nejvíce realistický ze všech metod použitelných k diskretizaci spoje. Je modelován za použití trojrozměrných elementů typu BRICK. Každý element je definován osmi uzly, z nichž každý má tři stupně volnosti. Na rozhraní mezi hlavou šroubu a horní deskou, mezi oběma deskami a mezi maticí a spodní deskou jsou použity kontaktní elementy typu surface-to-surface. Předepnutí je v tomto modelu dosaženo za pomoci virtuální teplotní deformace. Koeficient teplotní roztažnosti je považován za jednotný a rozdíl teplot ΔT se spočte dle vztahu

$$\Delta T = \frac{4F_0}{\pi d^2 E}, \quad (12)$$

kde E je modul pružnosti materiálu, d je výpočetní průměr šroubu a F je upínací síla.

- **Model se spojenými stupni volnosti** (obr. 5(b)) je mnohem jednodušší než model plného šroubu. Dřík šroubu je aproximován jednorozměrným prvkem typu beam a uzly odpovídající hlavě šroubu a matici jsou k němu připojeny pomocí tzv. DOF couplingu, neboli spojování stupňů volnosti. Prvek typu beam, v software ANSYS zvaný BEAM4, je jednorozměrný prvek schopný reprezentovat tah, tlak, krut a ohyb. Uzly připojené pomocí DOF couplingu přejímají stejné posunutí ve specifickém souřadnicovém systému jako má prvek beam, takže dojde k zatížení desek při předepnutí. Tento přístup díky zjednodušené reprezentaci dříku šroubu

výrazně snižuje počet konečných prvků použitých k vytvoření modelu ve srovnání s modelem prostorového šroubu. Předepnutí může být přímo aplikováno na dřík jako počáteční deformace ε_0 :

$$\varepsilon_0 = \frac{4F_0}{\pi d^2 E}, \quad (13)$$

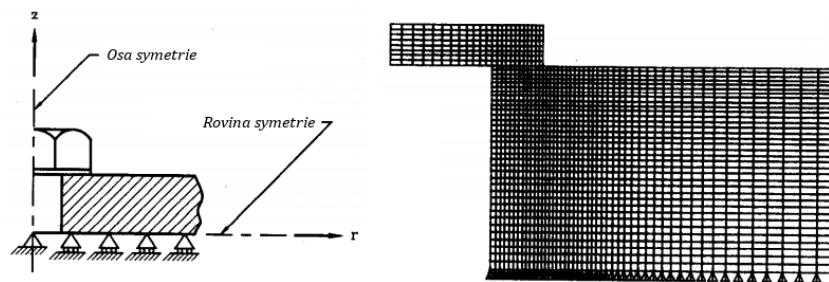
kde E je modul pružnosti materiálu, d je výpočetní průměr šroubu a F je upínací síla. Tento model nicméně nezahrnuje kontakt mezi šroubem, maticí a deskami.

- **Síťový model** (obr. 5(c)) se skládá z třírozměrných prvků typu beam pro všechny komponenty šroubu - matici, dřík i hlavu šroubu. Dřík je tedy reprezentován stejným způsobem jako v případě modelu se spojenými stupni volnosti a hlava a matice jsou modelovány jako síť. Díky připojení matice (resp. hlavy šroubu) k desce pomocí prvků typu beam mohou být přenášena různá zatížení a může být zahrnuta rovněž tuhost matice (resp. hlavy šroubu). Fyzikální vlastnosti prvku typu beam, jako průřez, statický moment plochy, výška atd. musí být nastaveny tak, aby přesně odpovídaly tuhostem matice a hlavy šroubu. Autoři[9] k dosažení této podmínky předpokládají, že celkový objem prvků typu beam v matici (resp. hlavě šroubu) je rovný objemu skutečné matice (resp. hlavě šroubu).
- **Model bez šroubu** (obr. 5(d)) nevyužívá žádný konečný prvek k přímému popsání šroubu. Šroub je nahrazen tlakem na plochu pod maticí (resp. hlavou šroubu) odpovídající předepínací síle. Tato simulace je tedy nejjednodušší z popsáných metod. Model bez šroubu nicméně nedokáže zahrnout vliv tuhosti šroubu, stejně jako změnu zatížení šroubu od konstantní upínací síly. Tento model je vhodné použít pokud není nutné brát v úvahu tuhost šroubu a pokud nedochází k odlehnutí mezi deskami.

V článku Wilemana, Choudhuryho a Greena[8], který se zabývá přímo určováním tuhosti spojovaných částí na základě metody konečných prvků, je použita metoda, která by se dala označit jako kombinace modelu (a) a (d). Zatížení se na desky přenáší pomocí podložky, jenž má modul pružnosti o tři řády vyšší než spojovací desky, dá se tedy prakticky považovat za tuhý prvek. Na horní stranu podložky působí zatížení ve formě hydrostatického tlaku. Tuhost je získána zjištěním velikosti posunutí nejhornějšího uzlu v ose podložky, vynásobením hodnoty dvěma (model představuje polovinu spoje) a dosazením do základního vzorce

$$k = \frac{F}{\Delta l}. \quad (14)$$

Autoři pokládají šroubový spoj za symetrický podle osy šroubu a podle roviny dělicí obě desky. Symetrie podle osy umožňuje vytvořit pouze průřez spojem a převést tedy úlohu na 2D, viz obr. 6. Symetrie podle dělicí roviny navíc umožňuje uvažovat jen polovinu spoje. Tyto předpoklady vedou ke snížení výpočetního času.



Obr. 6: Předpoklady symetrie použité v modelu a samotný konečnoprvkový model[8]

Výsledkem konečnoprvkové analýzy byly hodnoty tuhosti, které poměrně přesně odpovídají tuhostem spočteným dle Shigleyho[1] pomocí kuželového napětového pole. Z grafického znázornění těchto hodnot potom autoři odvodili vzorec

$$\frac{k_p}{Ed} = A \cdot e^{\left(\frac{B \cdot d}{l}\right)} \quad \text{neboli} \quad k_p = EdAe^{\left(\frac{B \cdot d}{l}\right)}, \quad (15)$$

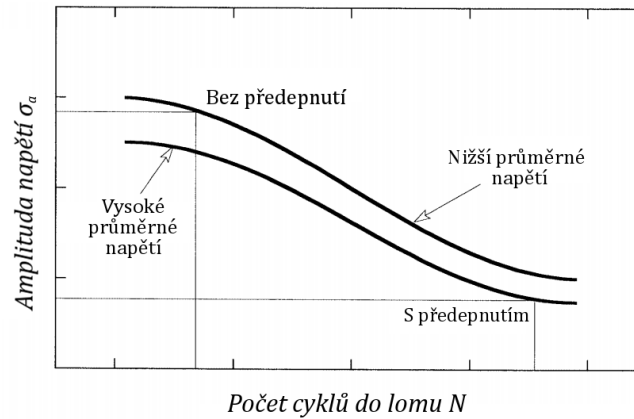
kde k_p je tuhost součásti, E je modul pružnosti, d je průměr otvoru pro šroub, l je tloušťka součásti (resp. obou součástí) a A a B jsou parametry pro různé materiály dle tabulky 1:

Tab. 1: Výpočtové parametry pro různé materiály

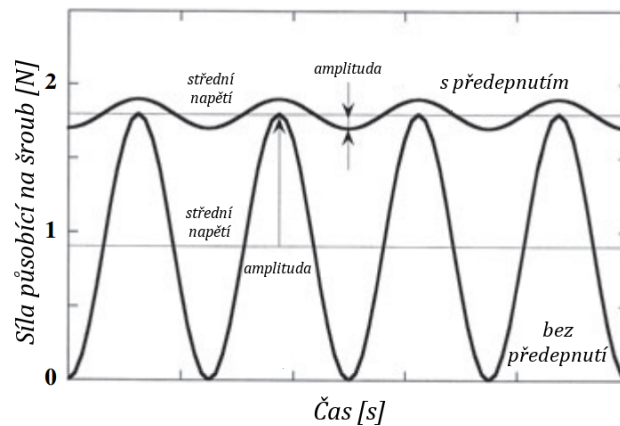
Materiál	Poissonovo číslo	Modul pružnosti v tahu	Konstanty pro výpočet tuhosti	
	$\mu[-]$		A[-]	B[-]
ocel	0.291	206.8	0.78715	0.62873
hliník	0.334	71.0	0.7967	0.63816
měď	0.326	118.6	0.79568	0.63553
šedá litina	0.211	100.0	0.77871	0.61616
ostatní			0.78952	0.62914

1.3 Únavová životnost předepnutých spojů

Je dobře známo, že ve vztahu k únavě má velikost střídavého zatížení větší důležitost než velikost celkového zatížení. Únavová životnost konstrukčního prvku zatěžovaného proměnlivou silou je ve skutečnosti závislá především na amplitudě napětí, což je vidět na $S - N$ diagramu (Wöhlerově křivce), viz obr.7. N je počet cyklů, tj. zatížení a odlehčení v tahu a zatížení a odlehčení v tlaku, které konstrukční prvek vydrží do selhání, σ_a je amplituda střídavého napětí. Jednotlivé křivky v diagramu reprezentují únavovou životnost vyšetřované součásti při proměnlivém zatěžování pro různé hodnoty středního napětí. Je zřejmé, že při snižování středního napětí se křivka posouvá směrem nahoru, což značí delší únavovou životnost. Při předepnutí šroubu se střední napětí zvyšuje, což by ukazovalo na zkracování životnosti. Zásadním důvodem pro předepnutí šroubu je ale výrazné snížení amplitudy napětí, viz obr. 8[10].



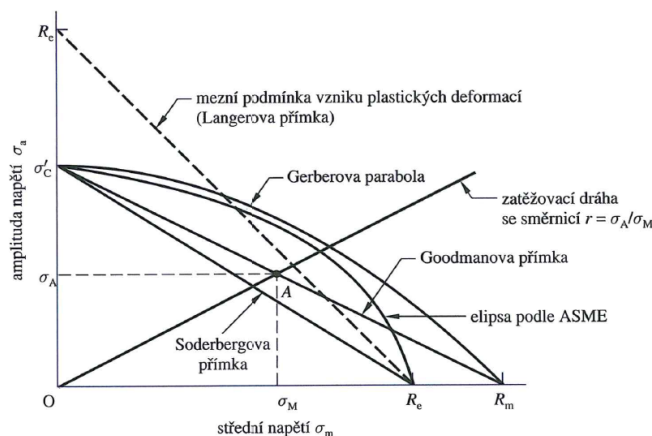
Obr. 7: S-N diagram (Wöhlerova křivka) pro předeptutý a nepředeptutý šroubový spoj[10]



Obr. 8: Zatížení šroubu ve dvou případech. Bez předeptutí: nízké střední napětí a vysoká amplituda napětí; s předeptutím: vysoké střední napětí, nízká amplituda napětí[10]

Vztah mezi amplitudou napětí a středním napětím vyjadřuje Haighův (někdy zvaný Goodmanův) diagram. Tento diagram je v praxi často využíván, protože jeho konstrukce není složitá a je možné z něj přímo odečítat řešení. V tomto diagramu vodorovná osa představuje střední napětí σ_m , svislá osa amplitudu napětí σ_a . Do diagramu se pak zakreslí křivka odpovídající zvolenému kritériu, viz obr.9. Křivka rozděluje diagram na oblast bezpečných pulzujících kmitů a na oblast, kde již dochází k porušení¹.

¹Shigley[1] k diagramu dodává: „S přibývajícím množstvím experimentálních údajů však bylo stále zřejmější, že kritérium porušení spíše než jednoduchou 'hranicí' představuje pásmo či oblast s jistou pravděpodobností únavového porušení. [...] Kritérium má deterministickou povahu, je zkreslující, přičemž míru zkreslení neumíme určit, a není konzervativní. Představuje však kus historie, který slouží jako odrazový můstek pro další chápání.“



Obr. 9: Haighův diagram[1]

Na svislou osu v diagramu vynášíme mez únavy σ_c korigovanou příslušnými koeficienty (koeficient vlivu jakosti povrchu, vlivu velikosti tělesa, vlivu teploty atd.), případně (je-li dostupná) mez únavy reálné součásti pro mívivý cyklus zatížení v tahu, označovanou jako σ_c^* . Tyto meze únavy jsou známe mimo jiné i pro šrouby s válcovaným závitem, viz tabulka 2.

Tab. 2: Meze únavy pro šrouby s válcovaným závitem zatěžované mívivým cyklem v tahu[1]

Pevnostní třída	Rozsah průměrů M_d [mm]	Mez únavy σ_c^* [Mpa]
ISO 8.8	M16 - M36	129
ISO 9.8	M1.6 - M16	140
ISO 10.9	M5 - M36	162
ISO 12.9	M1.6 - M36	190

1.4 T-drážky

Stůl nebo upínací deska stroje je často vybavena upínacími drážkami ve tvaru „T“. Pro nejjednodušší a nejméně přesné aplikace bývají tyto drážky v toleranci H12, standardní provedení má šířku v toleranci H8; jsou popsány normami ČSN 011029 a ČSN 021030. Do těchto drážek se zakotvují T-hlavy upínacích šroubů nebo tvarově odpovídající matice, jejichž pomocí se na stůl stroje uchytní vlastní upínač[14].

Kruhové T-drážky Z hlediska možnosti natočení upínaného zařízení či obrobku jsou zajímavé kruhové T-drážky, pomocí kterých lze plynule nastavit úhel. Na obr.10 je příklad použití těchto drážek na stole pro opracování lodních šroubů.

1.5 Další způsoby upínání

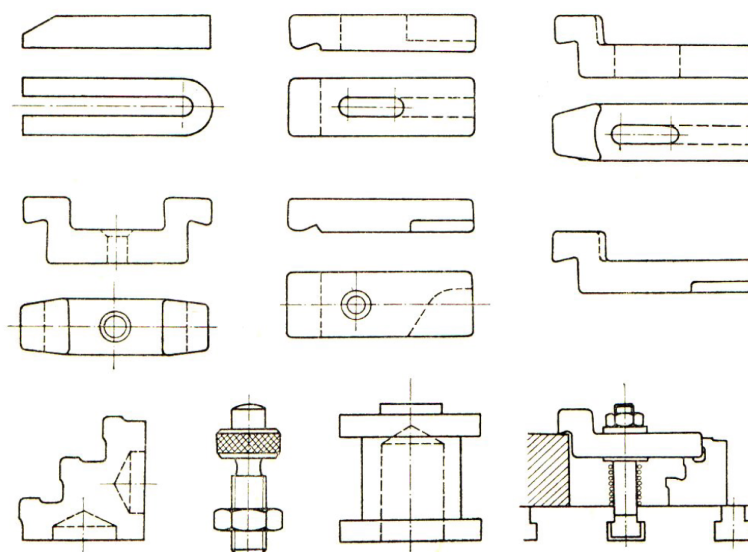
Upínání pomocí upínek

Zatímco k upínání menších obrobků se obvykle používají rozličné druhy strojních svěráků, k upínání větších obrobků se používají různé upínací pomůcky, jako jsou upínky,



Obr. 10: Příklady použití kruhových T-drážek[11]

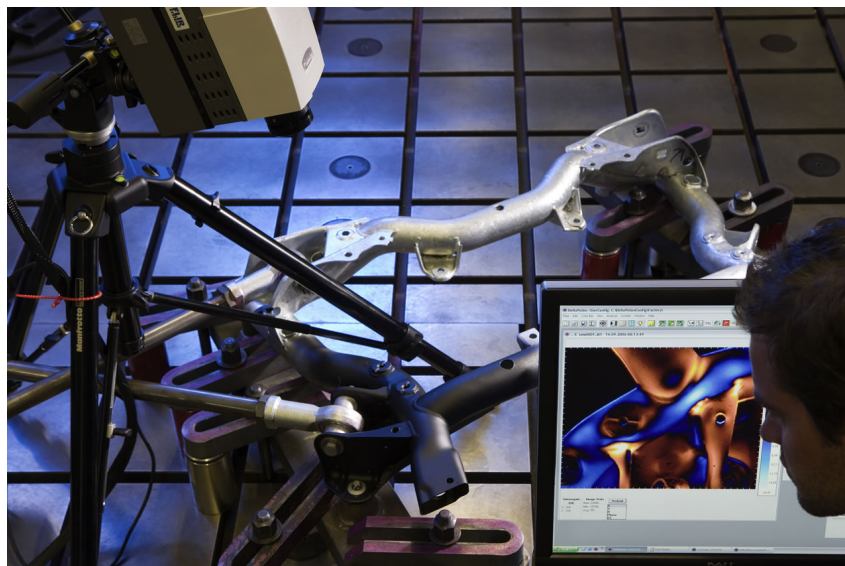
opěrky, podpěry a podobně, viz obr.11. Všechny tyto upínací pomůcky jsou upevňovány do T-drážek stolu obráběcího stroje pomocí speciálních šroubů s čtvercovou hlavou[12].



Obr. 11: Základní upínky a podpěry používané v obrábění[12]

Upínky představují nejjednodušší způsob upínání nerotačních obrobků. Jejich výhodou je univerzalita a flexibilita. Většina typů upínek, upínacích úhelníků, podpěr a stojánků je detailně popsána technickými normami (ČSN 243230, 243588, 243589, 243635, DIN 6314, 6315 a další)[14].

Upínání pomocí upínek se používá rovněž v automobilovém průmyslu, např. při napěťových a deformačních analýzách, viz obr.12.



Obr. 12: Upnutí při napěťové analýze nosného rámu vozidla[13]

Hydraulické upínače

Hydraulické upínání se používá tam, kde je potřeba velká upínací síla v kombinaci s rychlým a spolehlivým ovládním. Hydraulický systém se skládá ze zdroje tlakové kapaliny, řídicích ventilů a upínacích hydraulických válců. K vyvíjení tlaku v hydraulické kapalině může být použita ruční pumpa, pneumaticko-hydraulický převodník nebo čerpadlo poháněné elektromotorem. Při upínání obrobků se používá nejčastěji tlakový hydraulický agregát poháněný elektrickým motorem. Základní části agregátu jsou čerpadlo, elektromotor, zásobník oleje, tlakový omezovací ventil, tlakový spínač, cestný ventil a manometr. Hydraulický upínací válec lze našroubovat do upínacího přípravku, případně je možné jej použít jako tažnou jednotku, která přitahuje obrobek či jiné upínané zařízení přes průchozí otvory, upevněné na přípravku. Válců se vyrábí jednočinné i dvojčinné. Výhodou hydraulického upínání jsou vysoké upínací síly v poměrně malém upínacím prvku a možnost ovládat dálkově více prvků najednou. Hydraulické upínače zkracují podstatně přípravné a mezioperační doby a proto se často používají při sériové výrobě[5].

Pneumatické upínače

Pneumatické upínací válce je možné použít pro rychlé zavírací a otvírací pohyby upínacích přípravků. Oproti hydraulickým upínacím jsou tyto systémy „měkké“ kvůli stlačitelnosti vzduchu, jsou proto často kombinovány se samosvornými pákovými mechanismy. Za pomoci tzv. pneumaticko-hydraulického multiplikátoru lze vytvořit vysoký tlak oleje za použití standardního pneumatického rozvodu.

Magnetické upínače

Magnetické upínače využívají k upnutí obrobku či jiného zařízení magnetických sil. Slouží k upínání feromagnetických obrobků na bruskách, frézkách, vrtačkách, hoblovkách i soustruzích nebo mohou být využity jako nosná či přídržná zařízení nebo k manipu-

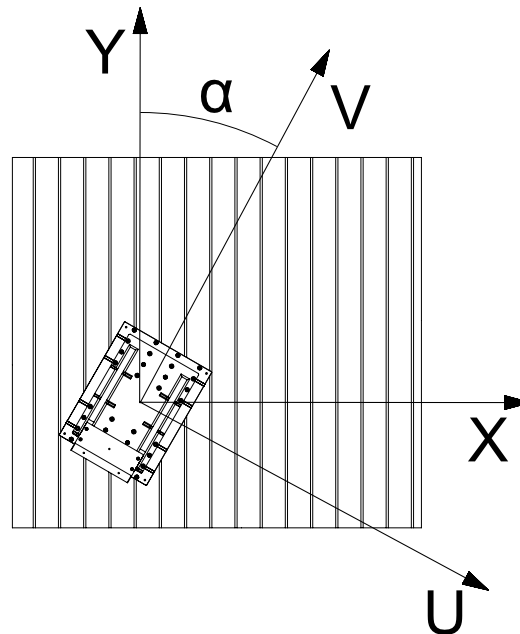
laci s feromagnetickým materiálem. Magnetické upínání je výhodné svojí jednoduchostí, rychlostí a variabilitou.

V praxi se používají tři principy magnetického upínání. Nejstarším upínačem je elektromagnetický upínač, který k vytvoření magnetického pole využívá cívky napájené stejnosměrným proudem. O něco novější upínač pracuje s permanentními magnety a za nejmodernější lze považovat elektropermanentní upínač, který kombinuje výhody obou předchozích systémů[15].

- **Elektromagnetické upínání** je nejstarší z principů používaných v magnetickém upínání. Přesto je dodnes velmi rozšířený, zejména u rovinných brusek. Základem metody je vytvoření elektromagnetického pole pomocí cívky za průchodu stejnosměrného elektrického proudu. Cívky upínače jsou umístěny v tělese z feromagnetického materiálu. Od obrobku nebo jiného upínaného zařízení je navíc cívka oddělena pólovou deskou, která ji chrání před poškozením, vlhkostí a podobně. Pólová deska zároveň slouží jako pólový nástavec, pomocí kterého lze upínání magnetického pole dle aktuální potřeby. Nevýhodou elektromagnetického upínání je, že při průchodu elektrického proudu dochází k zahřívání cívky i celého upínače, což při obrábění může způsobit nepřesnost upínací plochy. Intenzivní zahřívání u některých méně kvalitních upínačů může negativně ovlivnit životnost zařízení. Další nevýhodou je, že při odpojení elektrického proudu nebo při výpadku energie magnetické pole v cívice zaniká. Zejména při přenášení těžkých břemen je proto třeba zajistit stálý přísun elektrické energie.
- **Upínání permanentními magnety** je na rozdíl od elektromagnetického upínání na elektrické energii nezávislé a magnety se nijak nezahřívají. Na druhou stranu v obrobku či zařízení po sejmutí z upínače zůstává zbytkový magnetismus, který je obvykle potřeba odstranit. Pro vznik upínací síly jsou použity silné permanentní, nejčastěji neodymové magnety. „Zapnutí“ či „vypnutí“ upnutí pracuje na mechanickém principu, nejčastěji s ručním pákovým ovládním. Pomocí páky se uvnitř upínače přesouvá tzv. zkratovací planžeta. Ta je vyrobena z feromagnetického materiálu a nachází se mezi magnety a pólovou deskou. V závislosti na poloze desky magnetické indukční čáry vystupují nad pólovou desku (zapnuto) nebo zůstávají uvnitř upínače (vypnuto). Upínání pomocí permanentních magnetů je obecně vhodnější spíše pro menší dílce, mezní rozměr je cca 300x600 mm.
- **Upínání elektropermanentními magnety** je nejnovějším principem používaným pro magnetické upínání. Kombinuje výhody obou předchozích systémů. Ke spuštění potřebuje elektrickou energii, za pomoci které se vytvoří elektromagnetický impuls (řádově milisekundový), který aktivuje magnetický materiál. Ten se po svém nasycení stává zdrojem permanentního magnetického toku. K vypnutí je pak potřeba opačně orientovaný energetický impuls. Výhodou je minimální odběr elektrické energie (až o 95% méně než tradiční elektromagnety), prakticky žádné zahřívání a bezpečnost - upínací síla je zajištěna i při výpadku elektrické energie[15].

2 Varianty řešení

Pro lepší orientaci v problému je vhodné zavést si souřadnicový systém. Souřadnicový systém X, Y bude spojen s upínací základovou deskou, souřadnicový systém U, V s opěrným zařízením. Posledním parametrem je úhel α , který definuje natočení souřadnicových systémů vůči sobě.



Obr. 13: Souřadnicový systém

2.1 Využití rovných drážek

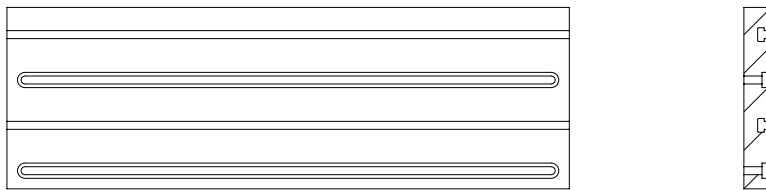
Princip

Upínací deska obsahuje dva typy drážek. První je průchozí skrz celou desku a slouží k upnutí desky k poli; druhá je T drážka pro upnutí desky k opěrnému zařízení. Pomocí natáčení desky vůči upínacímu poli lze měnit úhel α . Posunutím desky lze měnit polohu v ose Y a pohybem v T drážkách v ose U , resp. V u druhé varianty upnutí.

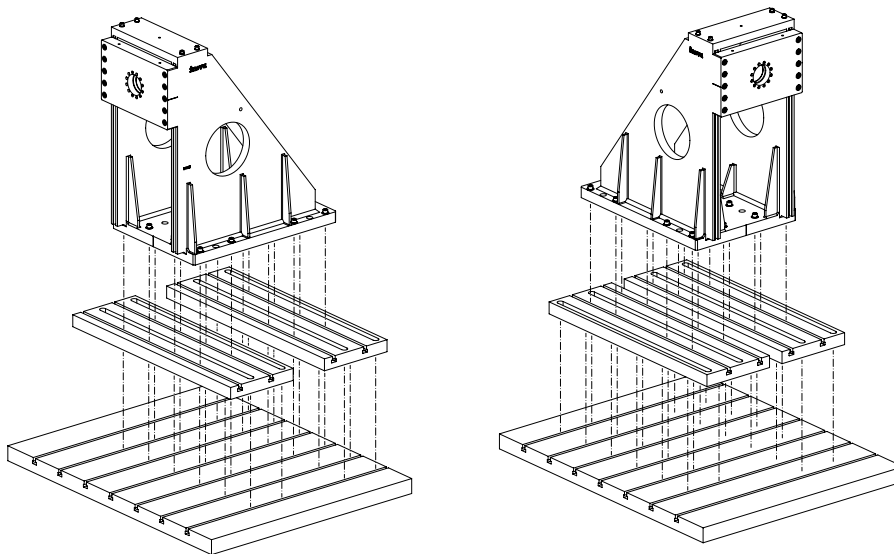
Konstrukce

Podstava opěrného zařízení obsahuje 16 děr pro šrouby, stejně jako původní upínací deska. Nová upínací deska by tedy v každé své poloze měla být upevněna alespoň takovým počtem šroubů. V základní poloze jsou drážky desky orientovány kolmo k drážkám upínacího pole. Průchozí drážky musí být navrženy dostatečně dlouhé, aby umožnily upnutí v jakémkoli úhlu. Je zřejmé, že při velkých úhlech natočení ($\alpha > \text{cca } 45^\circ$) se potřebná délka drážky neúměrně zvyšuje. Možným řešením je použití dvou desek, které lze natočit vůči poli o $\pm 45^\circ$, a používáním dvou různých variant upnutí, viz obr.15.

- A. pro úhly $\alpha = 0 \pm 45^\circ$ (resp. $\alpha = 180 \pm 45^\circ$),
- B. pro úhly $\alpha = 90 \pm 45^\circ$ (resp. $\alpha = 270 \pm 45^\circ$).



Obr. 14: Varianta č.1 - upínací deska



Obr. 15: Varianta č.1, způsoby upnutí A a B

Postup při upínání zařízení je následovný:

1. Dle předpokládaného úhlového nastavení se zařízení upne k deskám dle varianty (A) či (B).
2. Celek se pomocí jeřábu přesune do polohy, ve které bude zařízení upnuto.
3. Zařízení se odšroubuje od desek a zvedne do dostatečné výšky.
4. Desky se přišroubují k základu.
5. Zařízení se přišroubuje zpět k deskám. Lze dodatečně nastavit posun zařízení do stran.

Výhody

- Zařízení je možné nastavit v libovolném směru.
- Je použito původní opěrné zařízení.

Nevýhody

- Při upnutí opěrného zařízení k desce dochází k zakrytí šroubů spojujících desku s upínacím polem. Pozdější úpravy polohy jsou tím ztíženy - je nutné zvednout opěrné zařízení do dostatečné výšky a umožnit přístup ke šroubům.
- Při velké změně úhlu α je nutné vyšroubovat všechny šrouby spojující desku s polem.

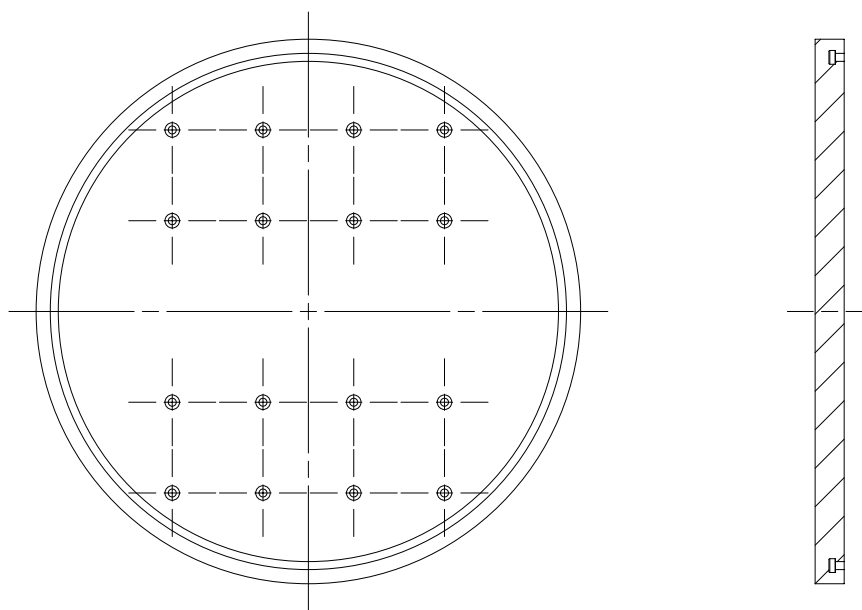
2.2 Využití kruhové T-drážky

Princip

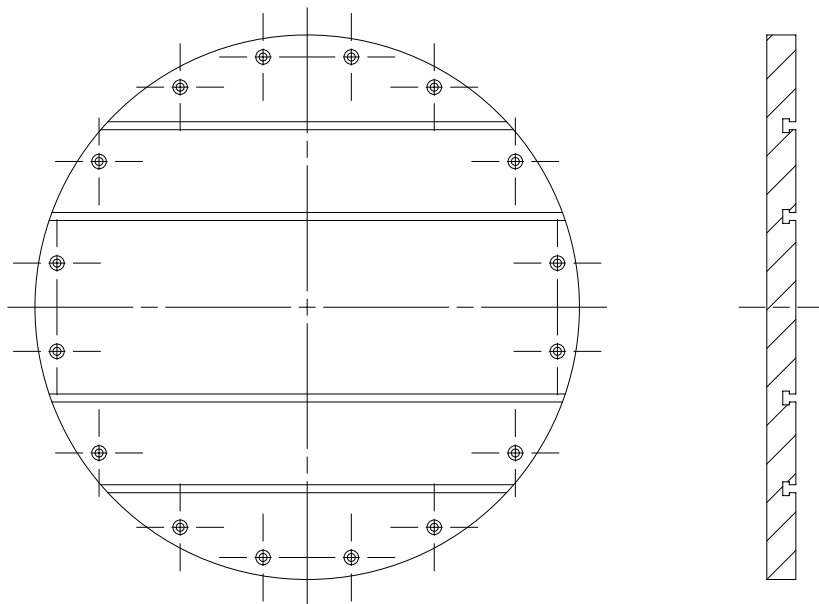
Tento návrh využívá dvou upínacích desek položených na sobě. Ty lze vůči sobě natočit a tak nastavit úhel α . Přesunutím spodní desky lze měnit polohu v ose Y a pomocí drážek v horní desce nastavit polohu v ose U.

Konstrukce

Obě dvě upínací desky mají kruhový tvar stejného průměru. Spodní deska obsahuje stejně jako původní upínací deska 16 děr pro šrouby, kterými se upne k poli. Kromě těchto děr je v ní vytvořena kruhová T-drážka, pomocí které se obě desky spojí dohromady. Horní deska kromě šestnácti děr pro šrouby obsahuje čtyři podélné T-drážky, za které se upne samotné opěrné zařízení.



Obr. 16: Návrh č.2 - spodní upínací deska



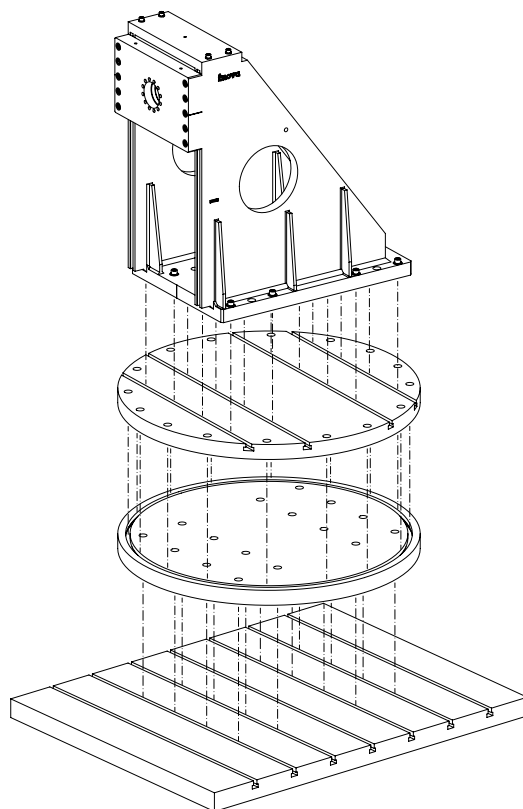
Obr. 17: Návrh č.2 - horní upínací deska

Postup při upínání zařízení je následovný:

1. Zařízení se přišroubuje k oběma deskám.
2. Celek se pomocí jeřábu přesune do polohy, ve které bude zařízení upnuto.
3. Horní deska se odšroubuje od spodní desky a zařízení se zvedne.
4. Spodní deska se přišroubuje k základu.
5. Horní deska se přišroubuje zpět ke spodní desce. Lze dodatečně nastavit posun zařízení do stran a úhel α .

Výhody

- Zařízení je možné nastavit v libovolném směru.
- Natočení o úhel a posun v ose U je velmi jednoduchý.
- Je použito původní upínací zařízení.



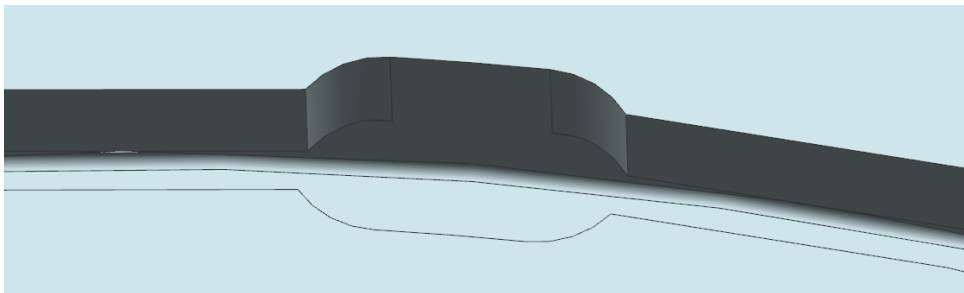
Obr. 18: Návrh č.2

Nevýhody

- Desky jsou dvě, dochází proto ke zvýšení minimální možné výšky nastavení osy válce.
- Při upnutí horní desky ke spodní dochází k zakrytí šroubů spojujících desku s upínacím polem. Pro další úpravu polohy je nutné zvednout opěrné zařízení včetně horní desky do dostatečné výšky a umožnit přístup ke šroubům.

Vkládání matic do T-drážky

Vkládání matic do drážky je zajištěno pomocí otvoru, viz obr.19.



Obr. 19: Otvor pro vkládání matic

2.3 „Kombinovaný“ přístup

Princip

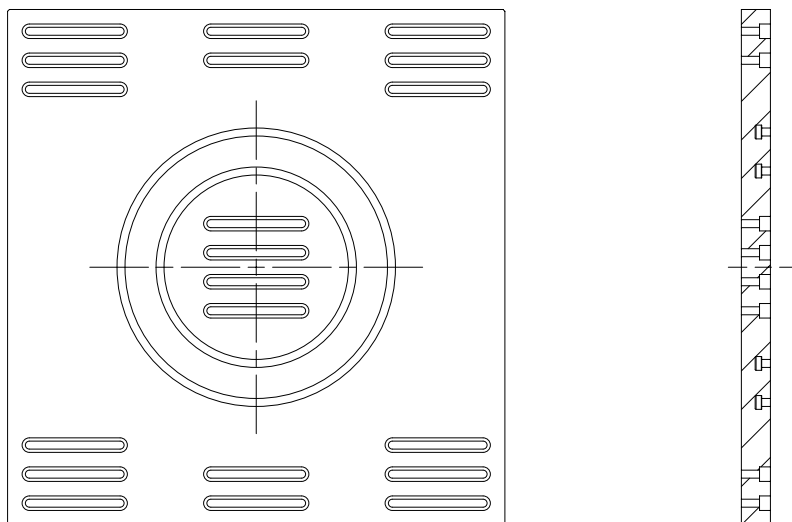
Třetí návrh kombinuje rovné drážky a kruhovou T-drážku. Rovné drážky ale neslouží k natočení zařízení, pouze k posuvu v osách X a Y.

Konstrukce

Podstava opěrného zařízení je upravena takovým způsobem, aby díry pro šrouby byly v zákrytu se dvěma kruhovými T-drážkami v upínací desce. Pomocí této drážky lze natočit zařízení o úhel α .

Upínací deska obsahuje průchozí drážky, kolmé na drážky upínacího pole. Tyto jsou dostatečně dlouhé, aby bylo desku možné upnout v jakékoli poloze. Při určitých úhlových natočeních zařízení dochází k zakrytí některých drážek. Deska je navržena tak, aby bylo možné ji použít i v tomto případě.

Umístění všech drážek tak, aby nedocházelo v žádném natočení k jejich zakrytí je možné, ale dochází k nevhodnému zvětšování rozměrů desky. Některé průchozí drážky jsou proto umístěny i pod samotným opěrným zařízením. Pro přístup k nim je v zařízení vytvořen manipulační otvor.



Obr. 20: Návrh č.3 - upínací deska

Postup při upínání zařízení je následovný:

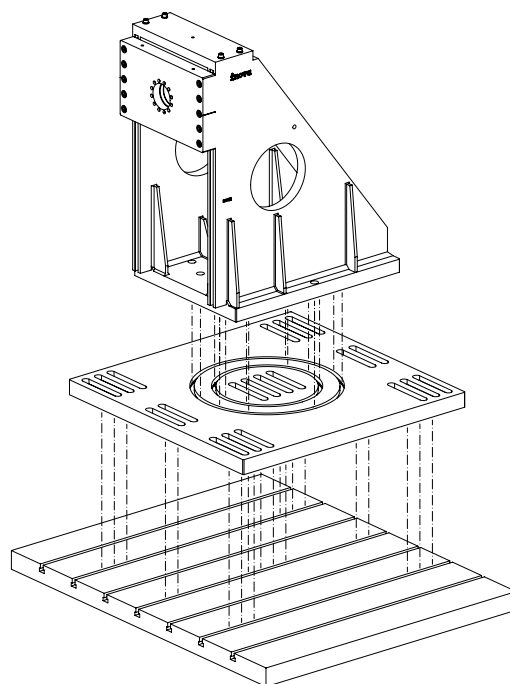
1. Opěrné zařízení se přišroubuje k desce.
2. Celek se pomocí jeřábu přesune do polohy, ve které bude zařízení upnuto.
3. Deska se přišroubuje k poli. Lze dodatečně nastavit polohu i úhel.

Výhody

- Zařízení je možné nastavit v libovolném směru.
- Nedochozí k zakrytí šroubů. Nastavení polohy i úhlu α se obejde bez zvednutí zařízení.

Nevýhody

- Není použito původní opěrné zařízení.



Obr. 21: Návrh č.3

2.4 Posouzení variant

Manipulace se zařízením upnutým k deskám v první variantě je poměrně problematická. Je-li potřeba upravit polohu zařízení, je potřeba ho zvednout kvůli přístupu ke

šroubům spojujícím desky s upínacím polem. Toto pravidlo platí s výjimkou posunu v ose U, tedy posunu zařízení do boku.

U druhého způsobu upnutí je situace lepší. Bez zvednutí zařízení lze upravit jeho polohu ve směru U a zároveň úhlové natočení. Při posunu po upínacím poli je stále nutné zařízení zvednout.

U třetí varianty už k zakrytí šroubů nedochází. Polohu lze dodatečně upravit bez zvednutí zařízení.

Cena se dá předpokládat nejnižší u první varianty. Jde o dvě kvádrové desky, které by neměl být velký problém vyrobit. U druhé varianty jsou už rozměry mnohem větší, problémy může působit jak samotný kruhový tvar desky tak výroba kruhové drážky. Nejvyšší cena se dá předpokládat u poslední varianty, kde je nutné vyrobit nové opěrné zařízení.

Závěr

Z důvodu velmi obtížné manipulace nebude dále posuzována první varianta řešení. Dále jsou tedy uvažovány varianty „využití kruhové drážky“ a „kombinovaný přístup“.

3 Varianta s dvěma upínacími deskami

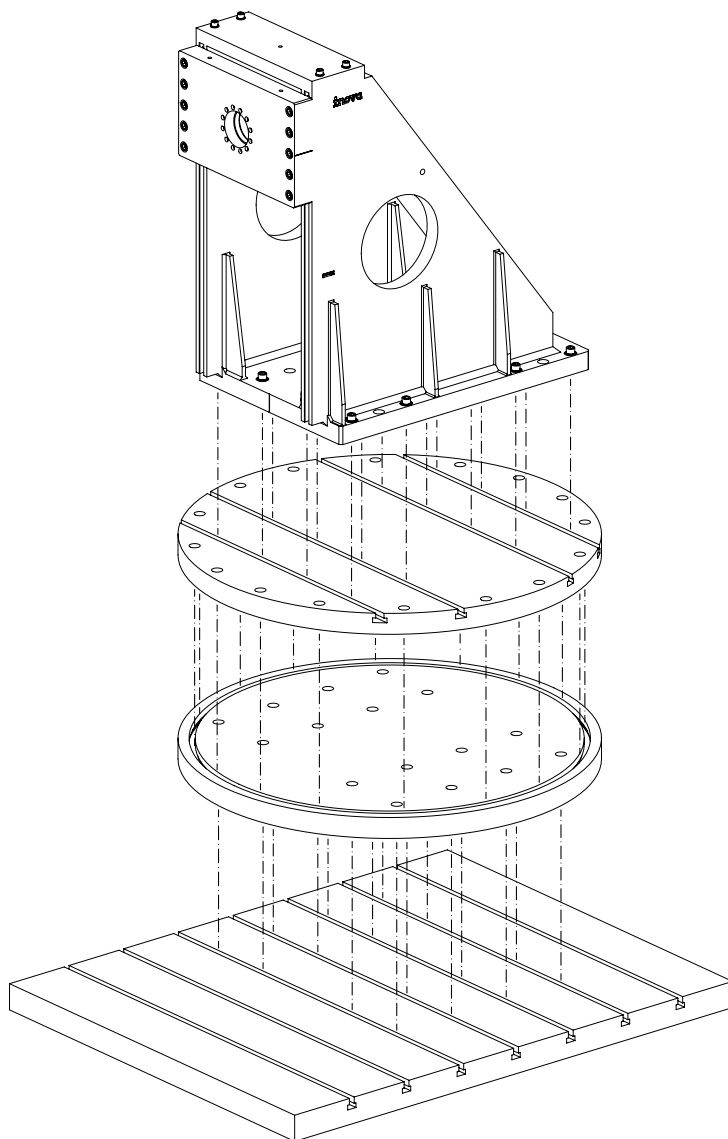
Tato varianta vychází z návrhu využití kruhové T-drážky, viz kap. 2.2.

3.1 Analýza pomocí MKP

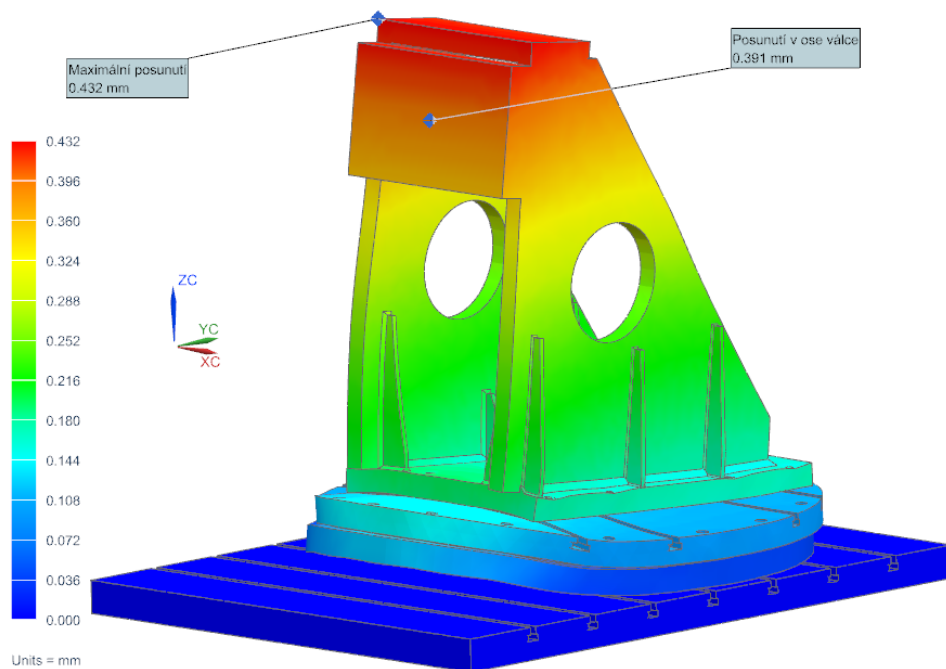
Analýza metodou konečných prvků byla provedena v software Siemens NX 9 za pomoci řešiče NX Nastran. Vytvoření výpočtového modelu je popsáno v kapitole 4.1.1 pouze pro druhou variantu, pro první je obdobná.

3.1.1 Deformace

První výpočet je proveden v natočení zařízení o 90° vůči výchozí poloze, jak lze vidět na obr. 22. Celková deformace (XYZ) je na obrázku 23.

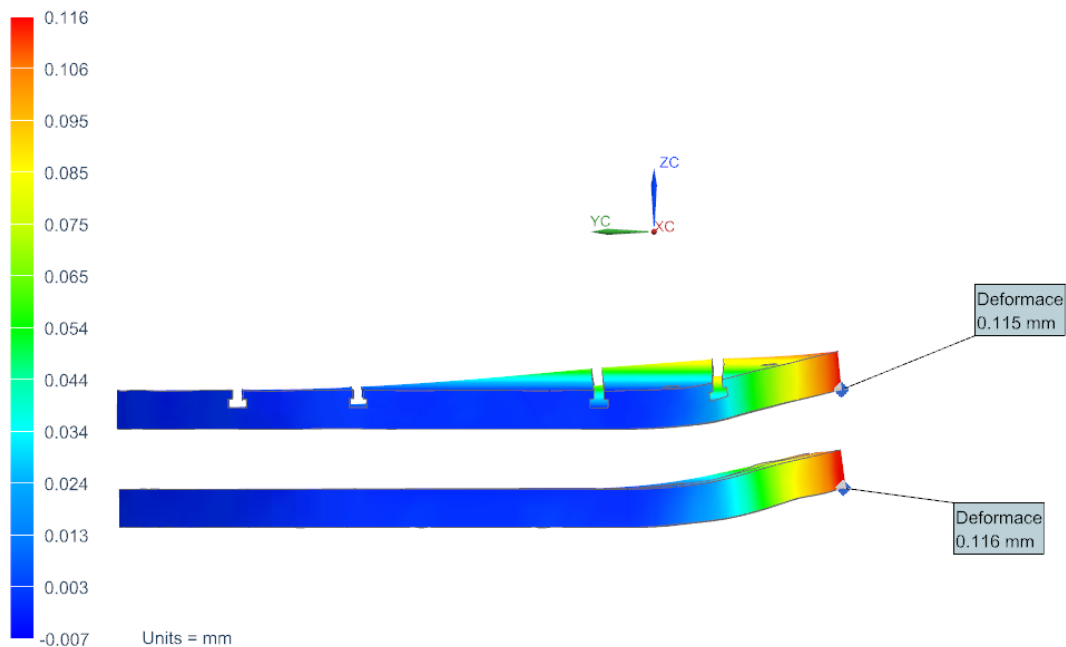


Obr. 22: Upnutí zařízení - 90°

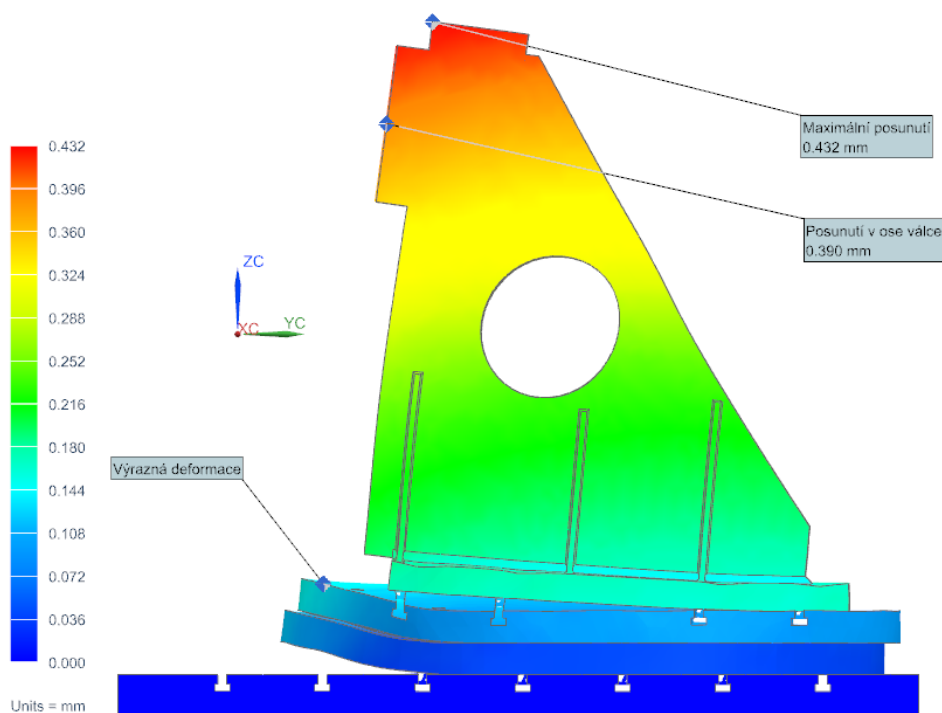


Obr. 23: Celková deformace zařízení (XYZ)

Z předchozího obrázku a obrázku 24 je patrná relativně výrazná deformace přední části upínacích desek, která v důsledku způsobí větší posunutí osy válce v ose Y, viz obr. 25.



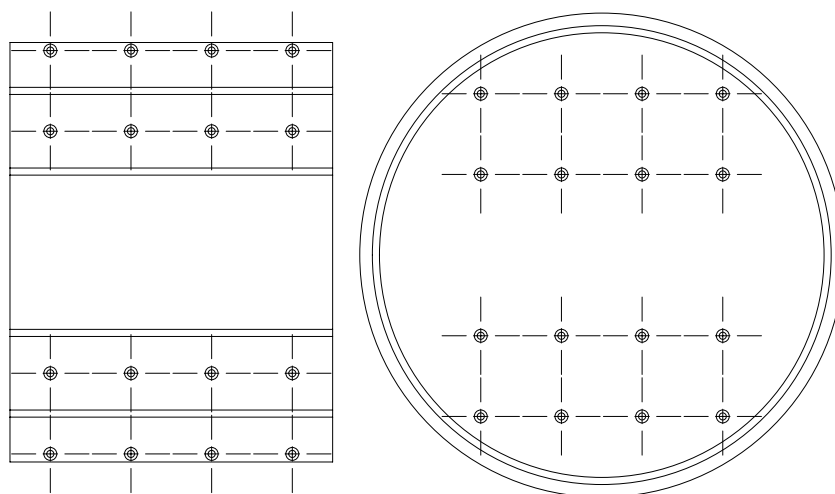
Obr. 24: Deformace upínacích desek ve svislé ose (Z)



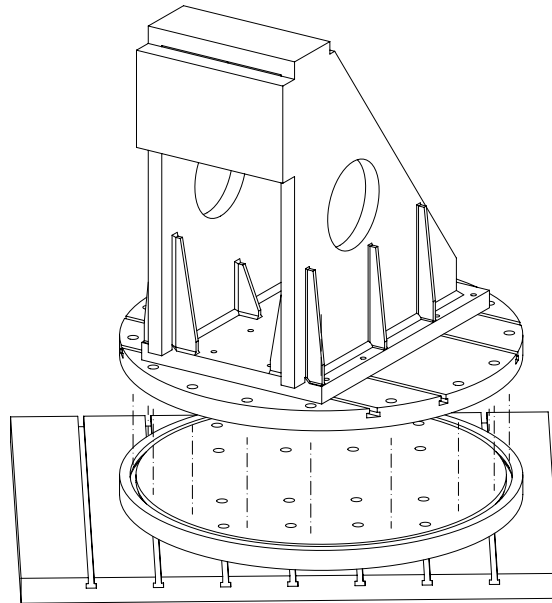
Obr. 25: Výrazná deformace upínacího zařízení (osa Z)

3.1.2 Konstrukční úprava

Deformace přední části (obr. 24) je dána rozložením šroubů ve spodní desce. Jsou rozmístěny podobným způsobem, jakým byly rozmístěny na původní upínací desce, tedy ve čtyřech řadách, viz obrázek 26. Jediný rozdíl je vzdálenost obou řad. Rovněž při natočení opěrného zařízení ve směru „úhlopříčky“ obdélníku tvořeného šrouby působí zvýšené zatížení na rohový šroub, viz obr. 27.

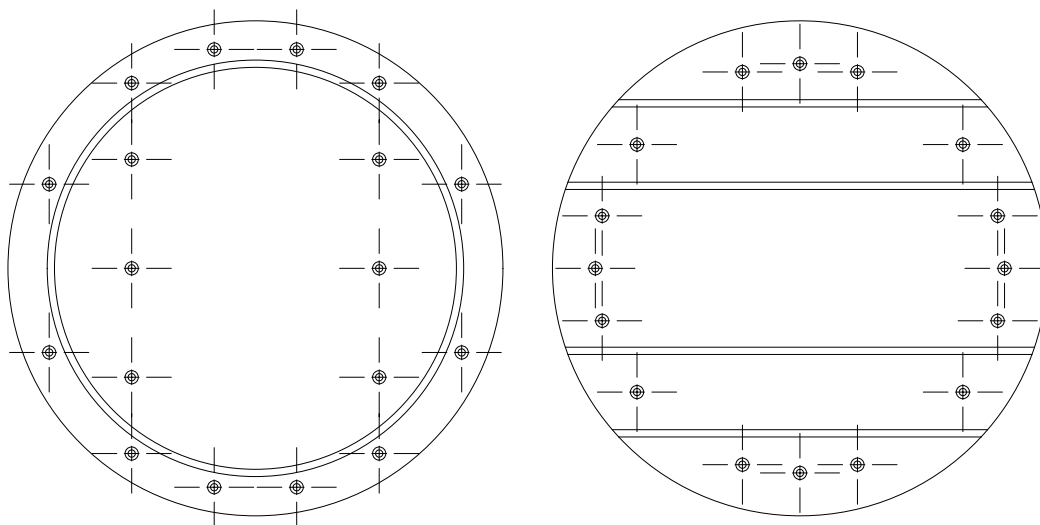


Obr. 26: Rozložení šroubů na původní desce a na spodní desce prvního řešení

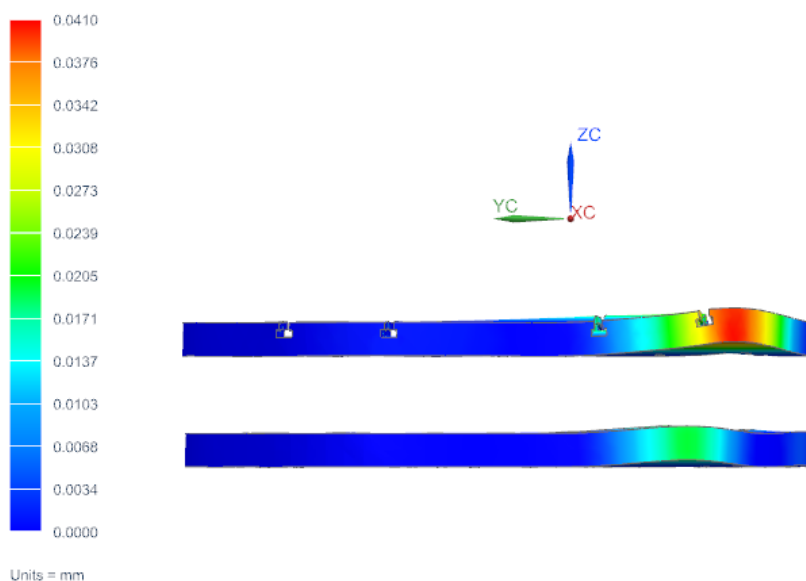


Obr. 27: Upnutí zařízení přes úhlopříčku upínacích šroubů

Rozložení šroubů ve spodní desce tedy není nejvhodnější. Při úpravě desek tak, aby byly šrouby rozloženy rovnoměrněji (obr. 28) už je deformace méně výrazná, viz obr. 29 a 30.

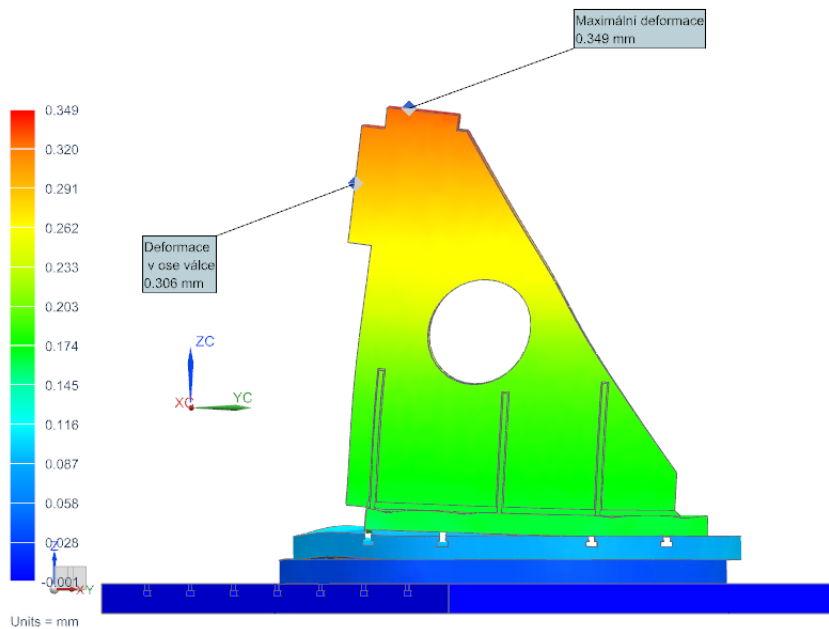


Obr. 28: Nové upínací desky s lepším rozložením šroubů

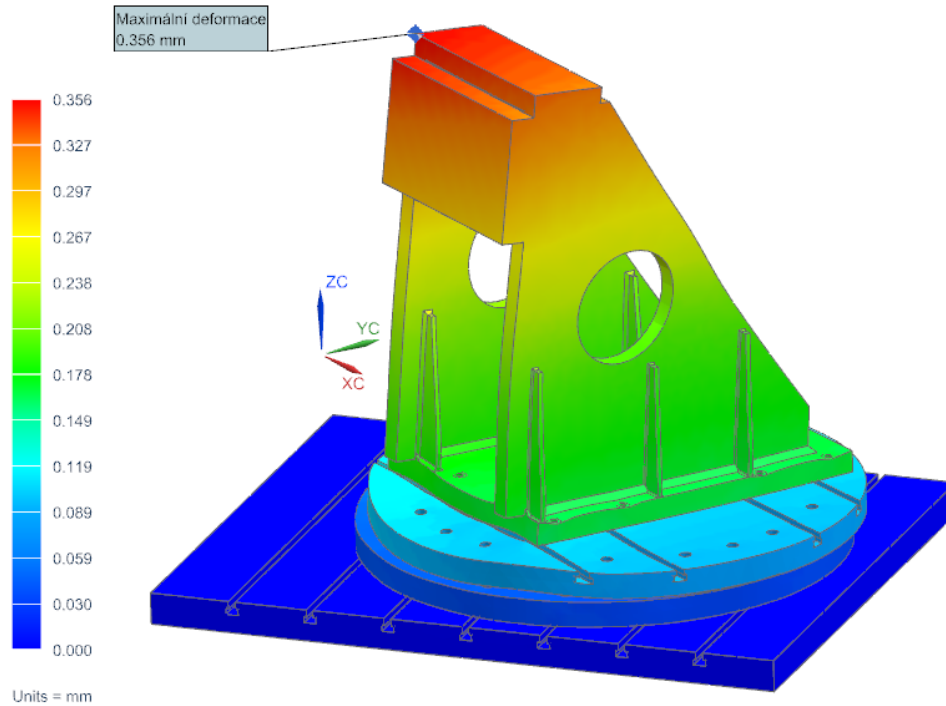


Obr. 29: Deformace nových upínacích desek

Z obrázku je vidět, že místo největší deformace desek se přesunulo až za první řadu šroubů. Velikost této deformace je ale výrazně nižší - 0,0410 mm oproti původním 0,116 mm. Rovněž velikost posunutí v ose válce se sníží, a to z 0,390 mm na 0,306, viz obrázek 30.



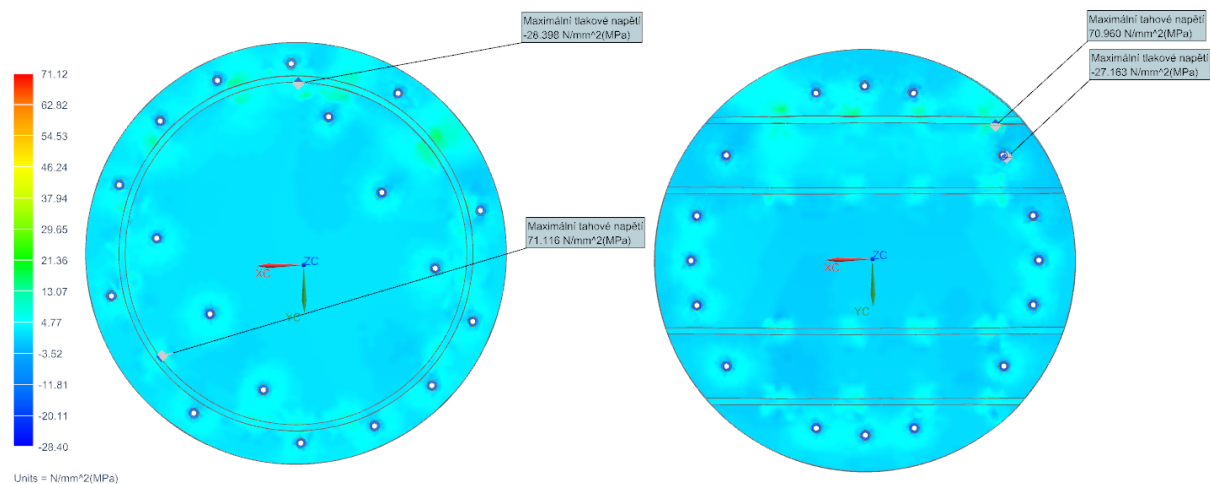
Obr. 30: Deformace zařízení s novými upínacími deskami



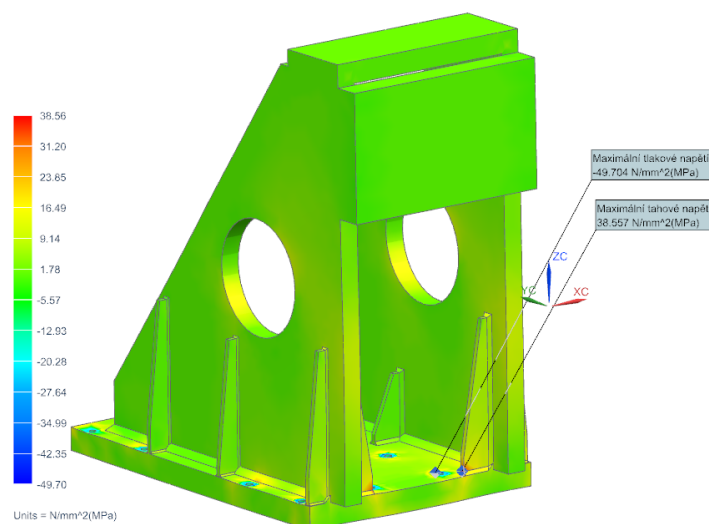
Obr. 31: Deformace zařízení - XYZ

3.1.3 Napětí

V místech upevnění šroubů je síť „vyztužena“ tuhými prvky RBE2. Objevují se tu špičky napětí, které neodpovídají skutečnosti. Na obrázcích je proto zobrazeno „zprůměrované“ napětí (Nodal Combination - Average).



Obr. 32: Maximální napětí v upínacích deskách



Obr. 33: Napětí v opěrném zařízení

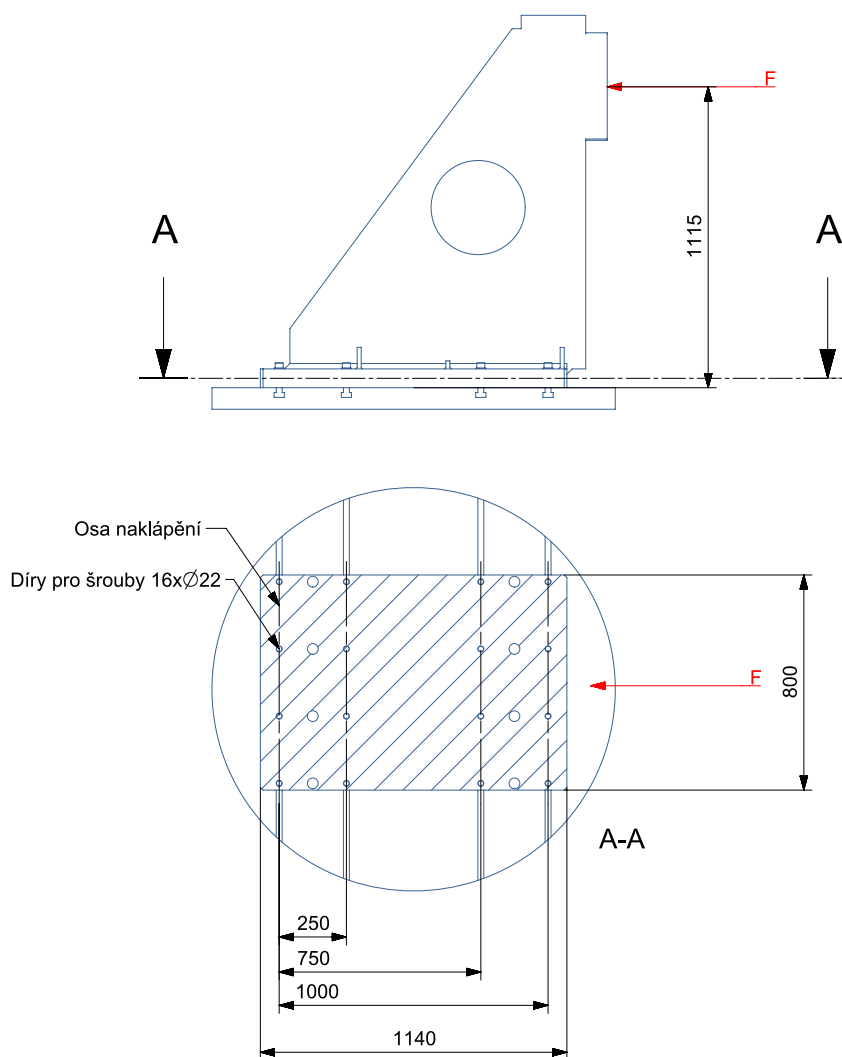
Maximální napětí v spodní desce, horní desce a opěrném zařízení je v tomto pořadí 71,1 MPa, 70,1 MPa a 38,6 MPa. Koefficienty bezpečnosti vůči mezi kluzu jsou (za předpokladu zařízení a desek z oceli 11 523 s mezí kluzu 284 MPa[7]):

$$S_S = \frac{284}{71,1} = 4,0; \quad S_H = \frac{284}{70,1} = 4,1; \quad S_O = \frac{284}{38,6} = 7,4. \quad (16)$$

3.2 Zatížení šroubových spojů

3.2.1 Šrouby mezi opěrným zařízením a horní upínací deskou

Pro spojení jednotlivých prvků (opěrného zařízení, desek, upínacího pole) jsou použity předepnuté šrouby M20. Pro zjištění napětí ve šroubech je použita analytická metoda v kombinaci s MKP pro určení tuhosti spojovaných částí.



Obr. 34: Zatížení zařízení

Velikost síly vyvinuté válcem v kombinaci s vzdáleností vektoru síly od dolní strany podstavy dá klopný moment M :

$$M = F \cdot 1\,115 = 160 \cdot 10^3 \cdot 1\,115 = 178\,400\,000 \text{ Nmm.} \quad (17)$$

Ohybový moment namáhá šrouby tahovou silou, která je úměrná vzdálenosti od osy „naklápění“. Osou se přitom předpokládá krajní řada šroubů[1]. Sílu na jeden šroub lze vyjádřit jako

$$F_{\text{ši}} = M \cdot \frac{l_i}{n \sum_{i=1}^n l_i^2}, \quad (18)$$

kde l_i je vzdálenost zkoumané řady od osy naklápění, n_{s} je počet šroubů v řadě a n je počet řad. Maximální síla se vyskytuje v řadě šroubů na opačné straně než je osa naklápění, tzn.

$$F_{S_{\max}}^z = M \cdot \frac{l_{\max}}{n_g \sum_{i=1}^n l_i^2}. \quad (19)$$

Maximální síla na šroub

$$F_{S_{\max}}^z = 178\,400\,000 \cdot \frac{1000}{4(250^2 + 750^2 + 1000^2)} = 27\,446 \text{ N}. \quad (20)$$

Jak je uvedeno výše, za osu otáčení se zjednodušeně předpokládá krajní řada šroubů. Ve skutečnosti[1] se osa nachází zhruba ve čtvrtině vzdálenosti mezi krajními řadami šroubů, blíže k zadní straně. Krajní řada spojů je tedy teoreticky namáhána na tlak (vzhledem k tomu, že se jedná o předeplatý spoj, dojde pouze k odlehčení šroubu a přetížení desek). Pro zjednodušení předpokládejme, že tato tlaková síla má stejnou velikost jako spočtená tahová síla.

Tuhost šroubu se dle kapitoly 1.1 řeší jako soustava paralelně řazených pružin, z nichž jedna představuje válcovou část dřívku bez závitu a druhá část závitu nacházející se v sevření.

Pro délku šroubu 110 mm použitou pro spojení opěrného zařízení s horní upínací deskou je délka závitové části 46 mm. Šroub je v matici zašroubován až do konce. Délka matice je 28 mm, délka závitu pro výpočet tuhosti je tedy $l_z = 46 - 28 = 18$ mm. Výpočtový průřez šroubu v závitové části lze spočítat jako

$$S_z = \pi \frac{\left(\frac{d_2+d_3}{2}\right)^2}{4} = \pi \frac{\left(\frac{18,376+16,933}{2}\right)^2}{4} = 244,79 \text{ mm}^2, \quad (21)$$

tuhost závitové části je pak

$$k_t = \frac{S_z \cdot E}{l_z} = \frac{244,79 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{18} = 2\,855\,883 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (22)$$

Použité rozměry šroubu d_2 a d_3 vychází ze strojnických tabulek:

Tab. 3: Rozměry šroubu M20[7]

Jmenovitý průměr závitů d	Rozteč P	Průměry závitů			
		d	d ₂	d ₁	d ₃
20	2,5	20,000	18,376	17,294	16,933

Plocha válcové části dřívku bez závitu

$$S_d = \pi \frac{d^2}{4} = \pi \frac{20^2}{4} = 314,2 \text{ mm}^2, \quad (23)$$

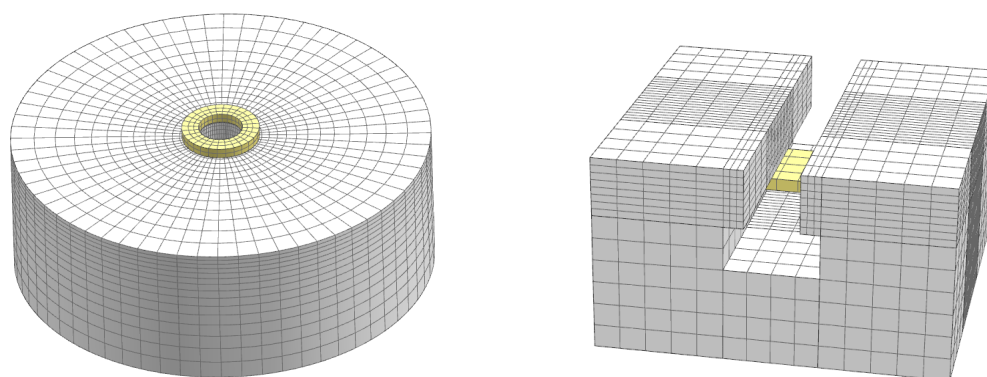
tuhost této části

$$k_d = \frac{S_d \cdot E}{l_d} = \frac{314,2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{64} = 1\,030\,969 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (24)$$

Celková tuhost šroubu je tedy rovna

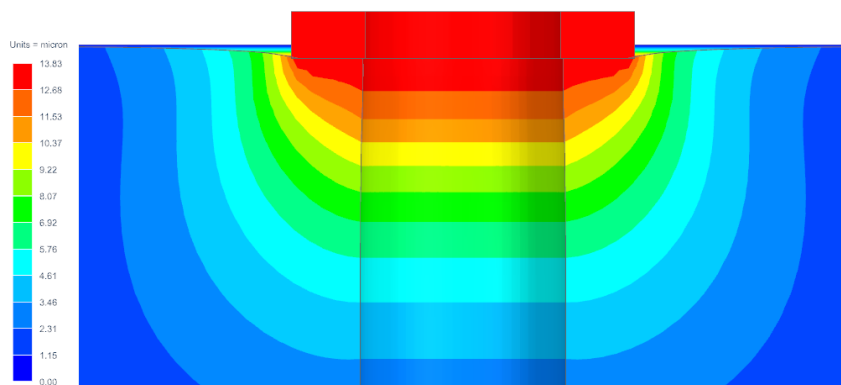
$$k_{\check{s}} = \frac{k_d k_z}{k_d + k_z} = \frac{2\,855\,883 \cdot 1\,030\,969}{2\,855\,883 + 1\,030\,969} = 757\,509 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (25)$$

Tuhost spojovaných částí je možné pomocí vzorců uvedených v kapitole 1.2 určit jen pro součásti s jednoduchými kruhovými otvory. Pro součásti s drážkami a T-drážkami nelze tyto vzorce použít. Tuhost desek s drážkami je proto určena pomocí metody konečných prvků. Spoj je reprezentován obdobně jako je popsáno v kapitole 1.2.2. Deska je zatěžována pomocí podložky, jejíž dosedací plocha odpovídá rozměrům podložky/hlavy šroubu/matice použité v zařízení. Horní strana podložky je zatěžována upínací silou. Podložka má tuhost o tři řády vyšší než deska, proto se při zatížení nedeformuje a neovlivňuje tak zjišťovanou tuhost desky. Mezi podložkou a deskou je nastaven kontakt s koeficientem tření 0,15.



Obr. 35: Zasiťované modely pro určení tuhosti

Jako první je pro kontrolu správnosti metody MKP výpočet proveden pro desku tloušťky 70 mm s kruhovým otvorem $\varnothing 22$:



Obr. 36: Šíření deformace v kruhové díře

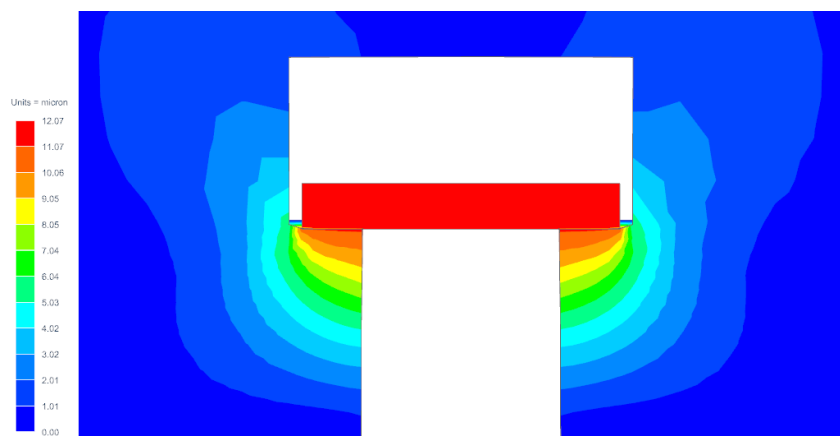
Posunutí podložky je tedy 13,83 μm . Tuhost součásti dle vzorce:

$$k_{d1} = \frac{F}{\Delta l} = \frac{122\,500}{13,83 \cdot 10^{-3}} = 8\,857\,556 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}. \quad (26)$$

Podle Shigleyho vzorce pro výpočet tuhosti spojovaných součástí(9):

$$k_{d1B} = \frac{\pi E d \cdot \tan \alpha}{\ln \frac{(2 \cdot t_1 \cdot \tan \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(2 \cdot t_1 \cdot \tan \alpha + d_w + d)(d_w - d)}} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 22 \cdot \tan 30}{\ln \frac{(2 \cdot 70 \cdot \tan 30 + 37 - 22)(37 + 22)}{(2 \cdot 70 \cdot \tan 30 + 37 + 22)(37 - 22)}} = 8\,450\,462 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}. \quad (27)$$

Je vidět, že tuhost vychází prakticky stejně. Metoda konečných prvků tedy bude použita i pro výpočet tuhosti desky s T drážkou:



Obr. 37: Šíření deformace v T-drážce

Posunutí podložky je tedy 12,07 μm . Tuhost součásti dle vzorce:

$$k_{d2} = \frac{F}{\Delta l} = \frac{122\,500}{12,07 \cdot 10^{-3}} = 10\,149\,130 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}. \quad (28)$$

Celková tuhost desek se vypočítá jako

$$k_D = \frac{k_{d1} k_{d2}}{k_{d1} + k_{d2}} = \frac{8\,857\,556 \cdot 10\,149\,130}{8\,857\,556 + 10\,149\,130} = 4\,642\,818 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}. \quad (29)$$

Výsledné maximální zatížení šroubu v provozním stavu je[1]

$$\begin{aligned} F_{S\max} &= F_p + \frac{k_S}{k_S + k_D} F_{S\max} = 122\,500 + \frac{757\,509}{757\,509 + 4\,642\,818} \cdot 27\,446 = \\ &= 126\,350 \text{ N} = 126,4 \text{ kN}, \end{aligned} \quad (30)$$

minimální zatížení

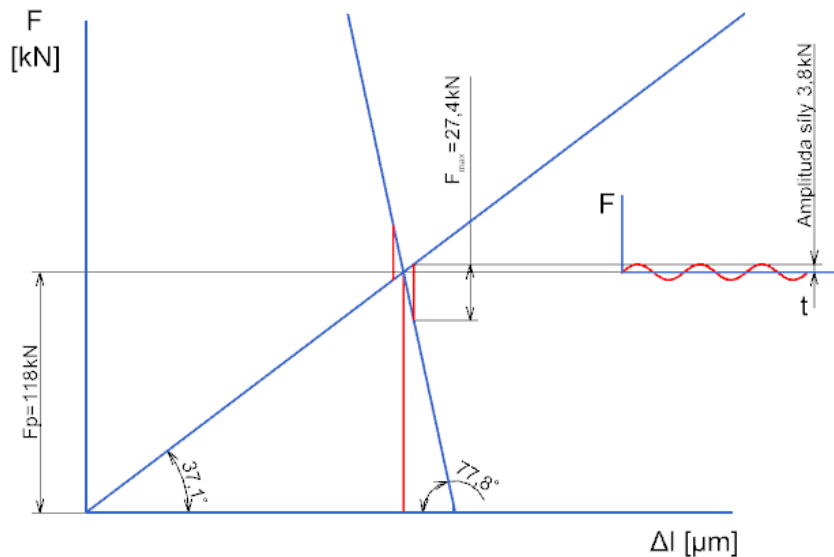
$$F_{Smin} = F_p - \frac{k_{\xi}}{k_{\xi} + k_D} F_{\xi max} = 122\,500 - \frac{757\,509}{757\,509 + 4\,642\,818} \cdot 27\,446 = 118\,650 \text{ N} = 118,7 \text{ kN}. \quad (31)$$

Se znalostí tuhostí šroubu i spojovaných desek lze sestavit pracovní diagram předepnutého spoje. Úhel stoupání přitěžované větve diagramu (*jednotky diagramu - kN/μm*):

$$\alpha = \arctan(k_{\xi}) = \arctan(0,757\,509) = 37,144^{\circ}, \quad (32)$$

úhel stoupání odlehčované větve diagramu

$$\alpha = \arctan(k_D) = \arctan(4,642\,818) = 77,84^{\circ}. \quad (33)$$



Obr. 38: Pracovní diagram předepnutého šroubového spoje

Součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu lze spočítat z maximálního zatížení šroubu v provozním stavu a jmenovité meze kluzu šroubu z materiálu 10.9:

$$S = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{max}} = \frac{R_{p0,2}}{\frac{F}{S_z}} = \frac{900}{\frac{126\,400}{244,79}} = 1,74. \quad (34)$$

Únavová životnost bude určena pomocí Goodmanova (Haighova) diagramu, který dokáže zohlednit jak předepínací sílu ve šroubech, tak amplitudu kmitajícího napětí. Do diagramu se vynášejí amplituda napětí a střední nominální napětí, které lze zjistit v tomto pořadí jako

$$\sigma_a = \frac{F_a}{S_z} \quad \text{a} \quad \sigma_m = \frac{F_p}{S_z}, \quad (35)$$

kde S_z je výpočtový průřez šroubu v závitové části, F_p je předepínací síla a F_a je amplituda síly, určená jako

$$F_a = \frac{F_{Smax} - F_{Smin}}{2} = \frac{126,4 - 118,7}{2} = 3,85 \text{ kN}. \quad (36)$$

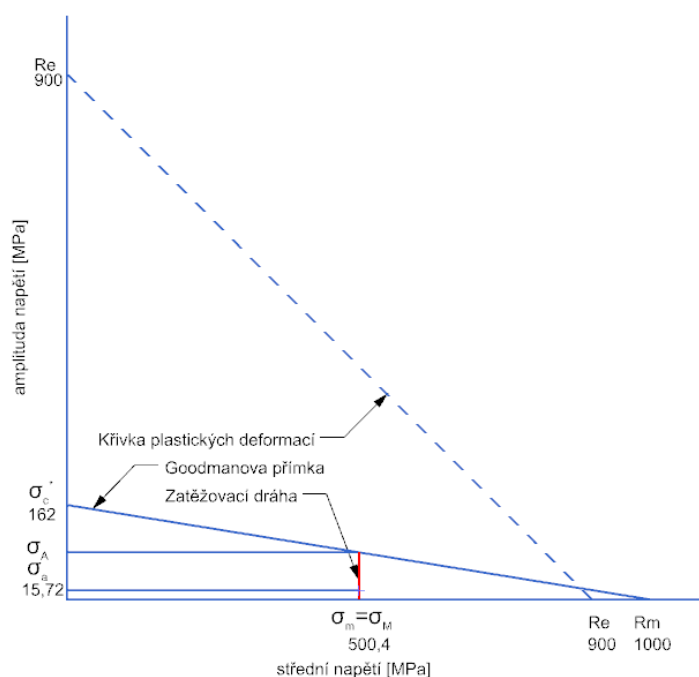
Amplituda napětí je tedy

$$\sigma_a = \frac{3,85 \cdot 10^3}{244,79} = 15,72 \text{ MPa} \quad (37)$$

a střední nominální napětí je

$$\sigma_m = \frac{122\,500}{244,79} = 500,4 \text{ MPa}. \quad (38)$$

Mez únavy σ_c^* pro šrouby M20 pevnostní třídy 10.9 se rovná 162 MPa, viz tabulka 2. Předepínací síla se v průběhu zatěžování nijak nemění, proto lze zatěžovací dráhu zakreslit jako svislou čáru. Únavový diagram tedy vypadá takto:



Obr. 39: Goodmanův (Haighův) únavový diagram

Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy lze buď odečíst přímo z diagramu, nebo počítat jako

$$k_u = \frac{\sigma_A}{\sigma_a}, \quad (39)$$

kde σ_A zjistíme z Goodmanova kritéria

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_M}{R_m} = 1. \quad (40)$$

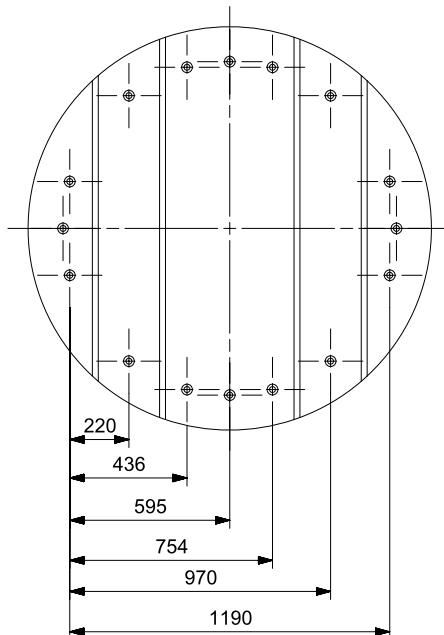
σ_M se vzhledem ke konstantnímu střednímu nominálnímu napětí rovná σ_m , proto lze z rovnice vyjádřit σ_A jako

$$\sigma_A = \sigma_c^* \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m} \right). \quad (41)$$

Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy lze tedy vypočítat jako

$$k_u = \sigma_c^* \cdot \frac{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}}{\sigma_a} = 162 \cdot \frac{1 - \frac{500,4}{1000}}{15,72} = 5,2. \quad (42)$$

3.2.2 Šrouby mezi upínacími deskami



Obr. 40: Vzdálenosti otvorů pro šrouby na horní desce (Pozn.: Trojice šroubů na levém a pravém okraji desky jsou pro zjednodušení uvažovány v jedné linii)

Klopný moment působící na desku je větší než v předchozím případě, protože rameno síly je delší o tloušťku horní desky:

$$M = F \cdot (1\,115 + 80) = 160 \cdot 10^3 \cdot 1\,195 = 191\,200\,000 \text{ Nmm.} \quad (43)$$

Maximální síla na šroub se rovná

$$F_{\check{S}\max} = 191\,200\,000 \cdot \frac{1190}{2 \cdot 220^2 + 2 \cdot 436^2 + 2 \cdot 595^2 + 2 \cdot 754^2 + 2 \cdot 970^2 + 3 \cdot 1190^2} = 26\,919 \text{ N.} \quad (44)$$

Mezi deskami jsou použity kratší šrouby ($l=90$ mm), proto je nutné přepočítat jejich tuhost. Průřez zůstává stejný. Tuhost válcové části dřívku bez závitu je

$$k_d = \frac{S_d \cdot E}{l_d} = \frac{314,2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{90 - 46} = 1\,499\,591 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (45)$$

Tuhost závitové části šroubu se nezmění, je stejně dlouhá jako u předchozího výpočtu. Celková tuhost šroubu je tedy

$$k_{\check{S}} = \frac{k_d k_z}{k_d + k_z} = \frac{2\,855\,883 \cdot 1\,499\,591}{2\,855\,883 + 1\,499\,591} = 983\,281 \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (46)$$

Z MKP analýzy pro zahloubenou díru pro šroub lze odečíst posunutí podložky o 12,27 μm , tzn. tuhost horní desky se rovná

$$k_h = \frac{F}{\Delta l} = \frac{122\,500}{12,27 \cdot 10^{-3}} = 9\,983\,700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (47)$$

Tuhost spodní desky s T-drážkou se dá předpokládat stejná jako již určená tuhost T-drážky v horní desce. Celková tuhost desek se tedy v tomto případě rovná

$$k_D = \frac{k_{d1} k_{d2}}{k_{d1} + k_{d2}} = \frac{9\,983\,700 \cdot 10\,149\,130}{9\,983\,700 + 10\,149\,130} = 5\,032\,868 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (48)$$

Výsledné maximální zatížení šroubu v provozním stavu tedy je

$$\begin{aligned} F_{S\max} &= F_p + \frac{k_{\check{S}}}{k_{\check{S}} + k_D} F_{\check{S}\max} = 122\,500 + \frac{983\,281}{983\,281 + 5\,032\,868} \cdot 26\,919 = \\ &= 126\,900 \text{ N} = 126,9 \text{ kN,} \end{aligned} \quad (49)$$

minimální zatížení

$$\begin{aligned} F_{S\min} &= F_p + \frac{k_{\check{S}}}{k_{\check{S}} + k_D} F_{\check{S}\max} = 122\,500 - \frac{983\,281}{983\,281 + 5\,032\,868} \cdot 26\,919 = \\ &= 118\,100 \text{ N} = 118,1 \text{ kN.} \end{aligned} \quad (50)$$

Součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu je

$$S = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{\max}} = \frac{R_{p0,2}}{\frac{F}{S_z}} = \frac{900}{\frac{126\,900}{244,79}} = 1,74, \quad (51)$$

amplituda napětí se spočítá jako

$$\sigma_a = \frac{\frac{F_{S_{\max}} - F_{S_{\min}}}{2}}{S_z} = \frac{\frac{126\,900 - 118\,100}{2}}{244,79} = 18 \text{ MPa}, \quad (52)$$

střední nominální napětí je určeno předepínací silou, která se nemění a tak zůstává stejné, $\sigma_m = 500,4$ MPa. Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy lze stejně jako v předchozím případě vypočítat jako

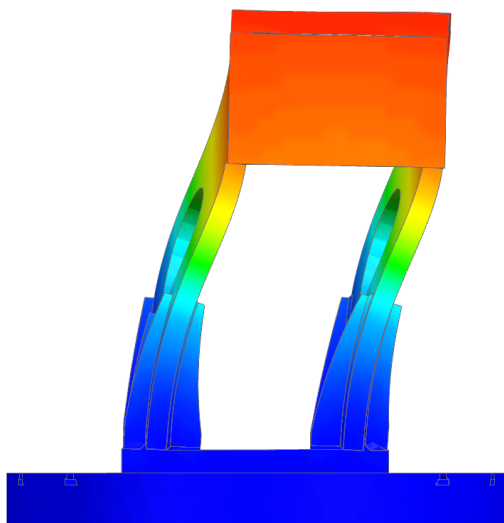
$$k_u = \sigma_c^* \cdot \frac{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}}{\sigma_a} = 162 \cdot \frac{1 - \frac{500,4}{1000}}{18} = 4,5. \quad (53)$$

3.2.3 Šrouby mezi upínací deskou a upínacím polem

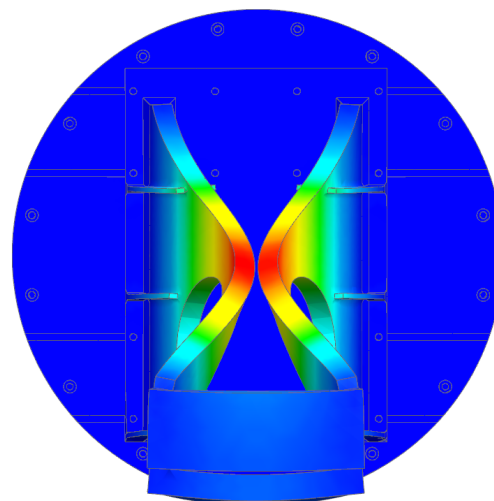
Z předchozích výpočtů je vidět, že bezpečnost šroubových spojů vychází velice dobře - součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu 1,74 a součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy 4,5. Oba koeficienty jsou přitom spočteny při použití 16 šroubů použitých mezi deskami. Mezi spodní deskou a upínacím polem je použito 18 šroubů, lze tedy předpokládat, že koeficienty budou vycházet ještě vyšší. Z tohoto důvodu zde nejsou výpočty těchto šroubů uvedeny.

3.3 Modální analýza

Model použitý pro modální analýzu nezahrnuje vliv kontaktu mezi deskami. Za předpokladu dostatečné předeplínací síly ve šroubech je možné tento vliv zanedbat. Upínací desky jsou proto spojené s opěrným zařízením do jednoho modelu. Zařízení je uvažováno bez upínacího pole.



Obr. 41: 61 Hz



Obr. 42: 224 Hz

Varianta 1 - první a druhá vlastní frekvence

Na obrázcích jsou zobrazeny tvary vlastních kmitů zařízení. K těmto kmitům dochází při buzení zařízení na frekvencích 61 Hz a 224 Hz (první a druhá vlastní frekvence). Na pracovišti se tyto budící frekvence nevyskytují, k poškození na základě vibrací by tedy nemělo dojít.

3.4 Závěr kapitoly

Při natočení zařízení o 90° docházelo k velké deformaci zařízení. Bylo proto nutné provést konstrukční úpravu přesunutím otvorů pro šrouby. Po úpravě už k výrazné deformaci nedochází. Koeficienty bezpečnosti vůči mezi kluzu opěrného zařízení, horní upínací desky a spodní upínací desky jsou (v tomto pořadí) 7,4; 4,1; 4,0. Šroubové spoje mají vůči smluvní mezi kluzu $R_{p0,2}$ součinitel bezpečnosti 1,74, součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy je 5,2 (pro šrouby mezi opěrným zařízením a upínací deskou) resp. 4,5 (pro šrouby mezi upínacími deskami). K deformaci šroubů ani jejich únavovému poškození by tedy nemělo dojít. První a druhá vlastní frekvence zařízení je 61 a 224 Hz. Na pracovišti není žádné zařízení, které by produkovalo budící kmity o podobné frekvenci, k poškození na základě vibrací by tedy nemělo dojít.

4 Varianta s jednou upínací deskou

Tato varianta vychází z návrhu kombinace využití rovných drážek a kruhové T-drážky, viz kap. 2.3.

4.1 Analýza pomocí MKP

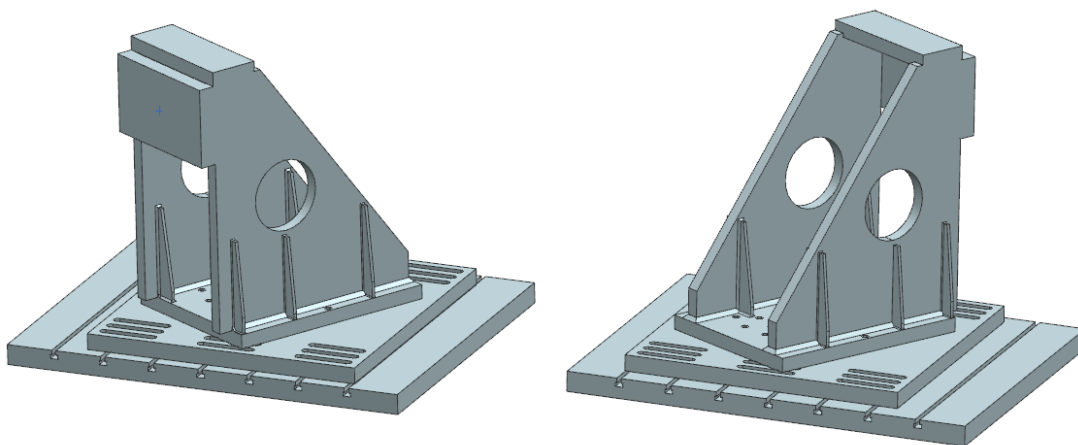
4.1.1 Vytvoření výpočtového modelu

Vytvoření výpočtového modelu - zjednodušení, síťování atd. je zde popsáno pouze pro jedno z řešení, model pro druhé řešení je obdobný.

Zjednodušení modelu se provádí kvůli snížení výpočtového času analýzy. V tomto případě se týká především samotného opěrného zařízení. Protože se změny v konstrukci odehrávají v jeho spodní části, byla pro účely MKP zjednodušena deska pro upínání elektrohydraulického válce - odstraněny šrouby a kruhový upínací otvor. Celá deska je považována za součást opěrného zařízení. Zároveň je umístěna v nejvyšší možné poloze, což znamená největší možný klopný moment, který je válec schopný vyvinout na podstavu.

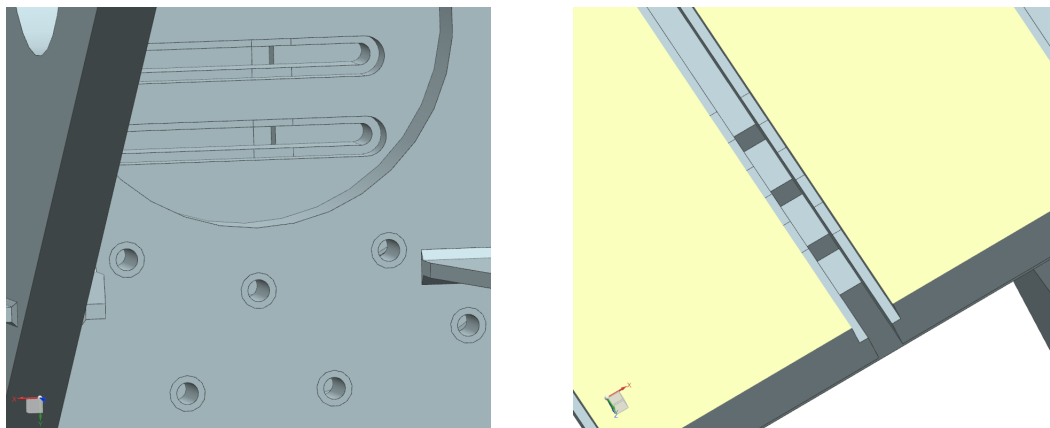
Další zjednodušení se týká odstranění přechodových radiusů v T-drážkách desky a upínacího pole a odstranění zkosení hran.

Opěrné zařízení je pro účely MKP analýzy natočeno vůči podstavě v takovém úhlu, že dojde k zakrytí čtyř drážek pro šrouby (obr. 43), které tím pádem není možné použít. V této poloze tudíž dochází k maximálnímu možnému zatížení upínací desky.



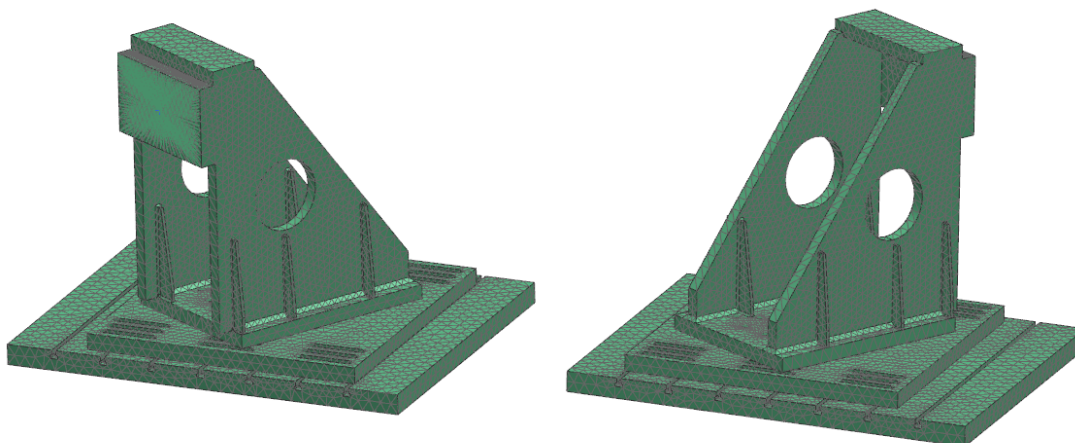
Obr. 43: Zjednodušený model natočený do polohy max. zatížení

Vytvoření idealizovaného modelu Idealizovaný model bylo nutné vytvořit kvůli definování kontaktu mezi spojovacími prvky - šrouby a maticemi - a samotným modelem. Dosedací plochy šroubů a matic jsou odděleny pomocí funkce DIVIDE FACE, viz obr. 44.

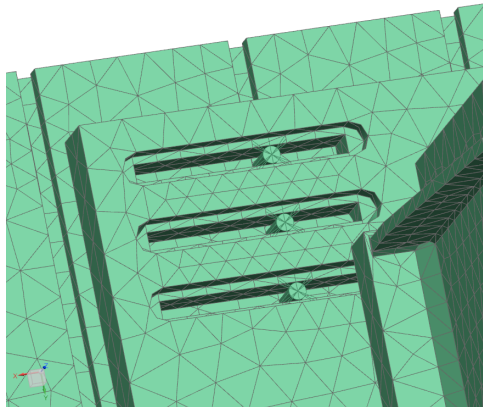


Obr. 44: Detail - dosedací plochy šroubů a matic

Sítování modelu Model je zasítován pomocí 3D Tetrahedral prvků typu CTETRA(10), viz obr. 45. Šroubové spoje jsou vytvořeny pomocí metody popsané v kapitole 1.2.1 jako model se spojenými stupni volnosti (DOF coupling). Šrouby jsou nahrazeny 1D prvky typu CBEAM, kterým je přiřazen kruhový průřez rozměru šroubu. Materiálem šroubů je ocel. Kontakt mezi šrouby a tělesy je zajištěn pomocí tuhých prvků typu RBE2 (obr. 46, které zajišťují přenos zatížení ze šroubu na stykovou plochu.



Obr. 45: Zasítovaný model



Obr. 46: Detail - šroubový spoj

Zatížení

Zařízení je k podstavě připevněno pomocí předepnutých šroubů. Pro šrouby M20 pevnosti 10.9, které jsou v řešení použity, je výrobcem předepsán utahovací moment 441 Nm a mazání tukem. Ze vztahu pro utahovací moment[1]

$$T = K F_p d \quad (54)$$

kde T je utahovací moment, K je součinitel utahovacího momentu - viz tab. 4, F_p je osová síla ve šroubu a d jmenovitý průměr šroubu, lze vyjádřit osovou sílu jako

$$F_p = \frac{T}{K d}, \quad (55)$$

a po dosazení

$$F_p = \frac{441\,000}{0,18 \cdot 20} = 122\,500 \text{ N}. \quad (56)$$

Tab. 4: Koeficienty utahovacího momentu[1]

Úprava povrchu a stav šroubu	K [-]
bez úpravy povrchu nebo černění	0.3
úprava povrchu zinkováním	0.2
závity mazány	0.18
úprava kadmiováním	0.16
pasta proti zadření	0.09

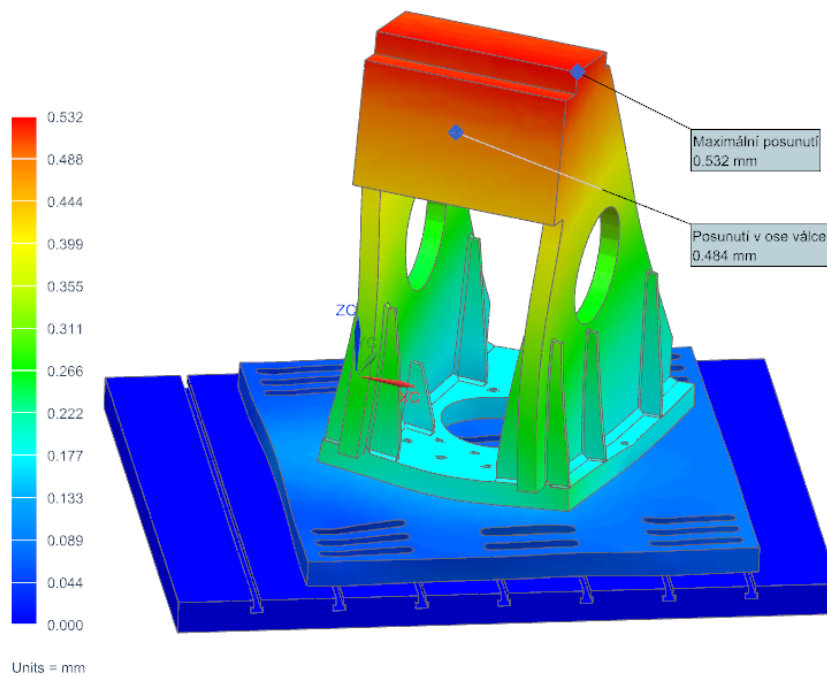
Další parametry

Kontakt mezi deskami je vytvořen pomocí funkce Surface-to-Surface Contact. Koeficient tření mezi deskami je 0,15.

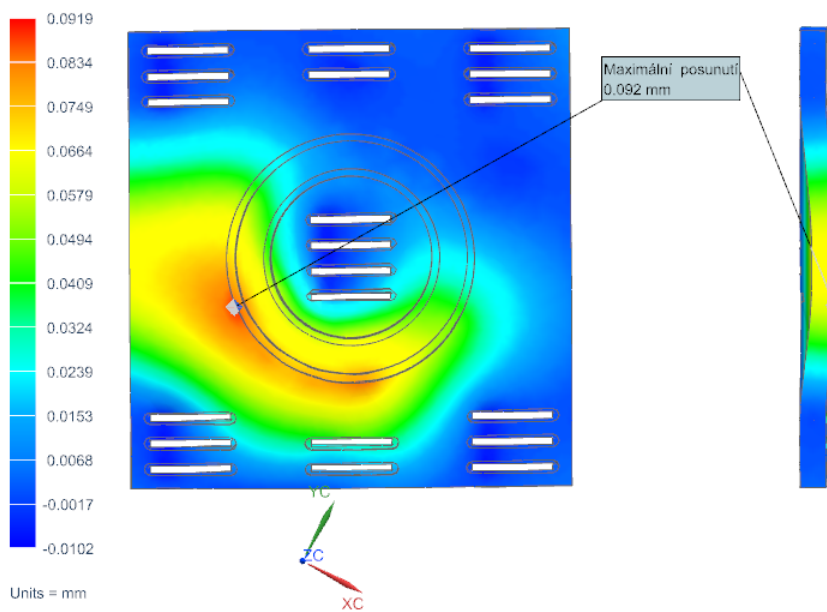
Statická zatěžovací síla, kterou válec působí na desku, je 160 kN. V modelu tato síla působí do bodu ve středu desky, který je pomocí tuhých prvků RBE2 spojen se všemi uzlovými body na její vnější straně.

4.1.2 Deformace

Zařízení je upnuto ve výše popsaném natočení (obr. 43). Celková deformace (XYZ) je na obrázku 47.

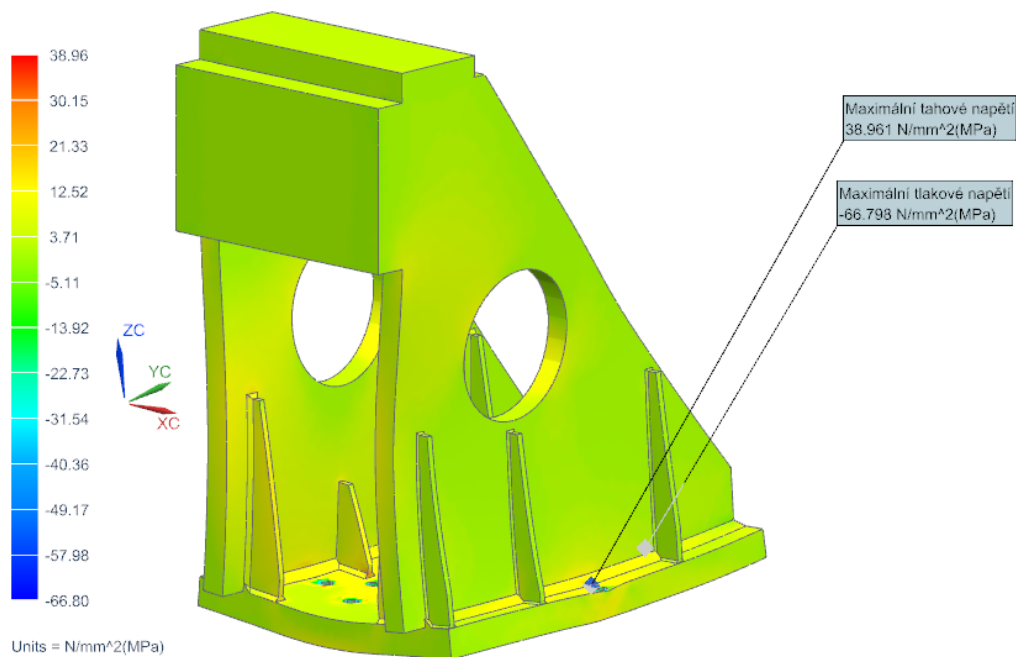


Obr. 47: Celková deformace zařízení (XYZ)

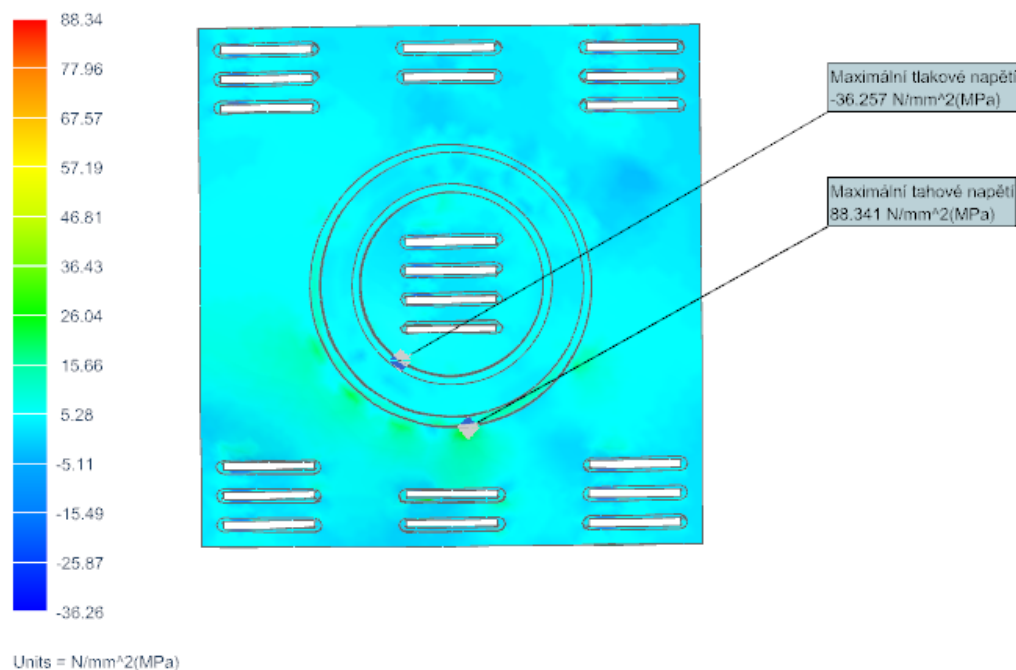


Obr. 48: Deformace upínací desky v ose Z

4.1.3 Napětí



Obr. 49: Napětí v opěrném zařízení. Maximální tlakové napětí se nachází v uložení jednoho ze zadních šroubů.



Obr. 50: Napětí v upínací desce

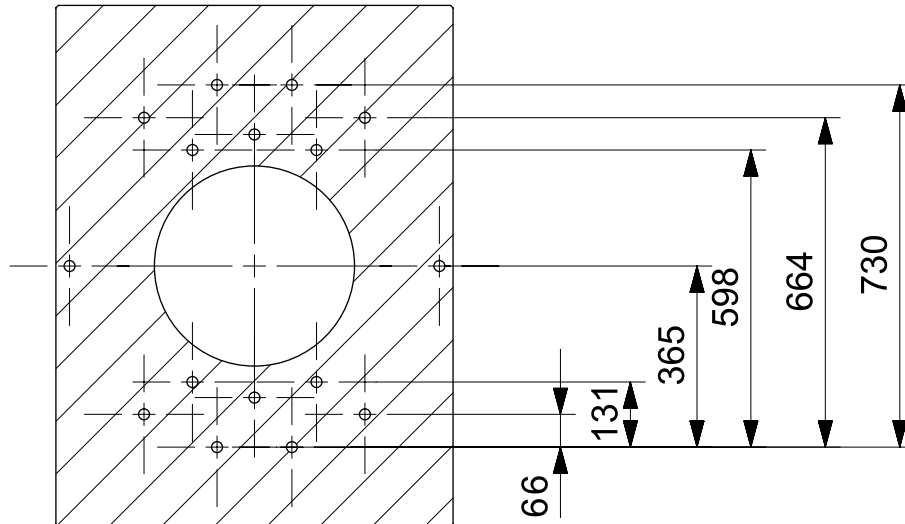
Maximální napětí v desce a opěrném zařízení je v tomto pořadí 88,3 MPa a 39,0 MPa. Koeficienty bezpečnosti vůči mezi kluzu jsou (za předpokladu zařízení a desek z oceli

11 523 s mezí kluzu 284 MPa[7]):

$$S_D = \frac{284}{88,3} = 3,2; \quad S_O = \frac{284}{39,0} = 7,3. \quad (57)$$

4.2 Zatížení šroubových spojů

4.2.1 Šrouby mezi opěrným zařízením a upínací deskou



Obr. 51: Vzdálenosti otvorů pro šrouby na opěrném zařízení (Pozn.: Trojice šroubů po stranách středového otvoru jsou pro zjednodušení uvažovány v jedné linii)

Klopný moment na desku je

$$M = F \cdot 1115 = 160 \cdot 10^3 \cdot 1115 = 178\,400\,000 \text{ Nmm} \quad (58)$$

$$F_{S_{max}} = 178\,400\,000 \cdot \frac{730}{2 \cdot 66^2 + 3 \cdot 131^2 + 2 \cdot 365^2 + 3 \cdot 598^2 + 2 \cdot 664^2 + 2 \cdot 730^2} = 39\,910 \text{ N}. \quad (59)$$

Délka šroubů a tím i jejich tuhost je stejná jako v kapitole 3.2.1, tj. $k_{\text{š}} = 757\,509 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Rovněž tloušťka desek je stejná a jedná se o spojení stejného typu (1.deska - kruhový otvor pro šroub, 2.deska - T-drážka), proto mají spojované materiály stejnou tuhost $k_D = 4\,642\,818 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Výsledné maximální zatížení šroubu v provozním stavu je

$$\begin{aligned} F_{S_{max}} &= F_p + \frac{k_{\text{š}}}{k_{\text{š}} + k_D} F_{S_{max}} = 122\,500 + \frac{757\,509}{757\,509 + 4\,642\,818} \cdot 39\,910 = \\ &= 128\,098 \text{ N} = 128,1 \text{ kN}, \end{aligned} \quad (60)$$

minimální zatížení

$$F_{Smin} = F_p - \frac{k_{\check{S}}}{k_{\check{S}} + k_D} F_{\check{S}max} = 122\,500 - \frac{757\,509}{757\,509 + 4\,642\,818} \cdot 27\,446 = 116\,902 \text{ N} = 116,9 \text{ kN.} \quad (61)$$

Součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu se vypočítá jako

$$S = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{max}} = \frac{R_{p0,2}}{\frac{F}{S_z}} = \frac{900}{\frac{128\,098}{244,79}} = 1,72, \quad (62)$$

amplituda napětí se spočítá jako

$$\sigma_a = \frac{\frac{F_{Smax} - F_{Smin}}{2}}{S_z} = \frac{\frac{128\,098 - 116\,902}{2}}{244,79} = 22,9 \text{ MPa,} \quad (63)$$

střední nominální napětí je určeno předepínací silou, která se nemění a tak zůstává stejné, $\sigma_m = 500,4 \text{ MPa}$. Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy se spočte jako

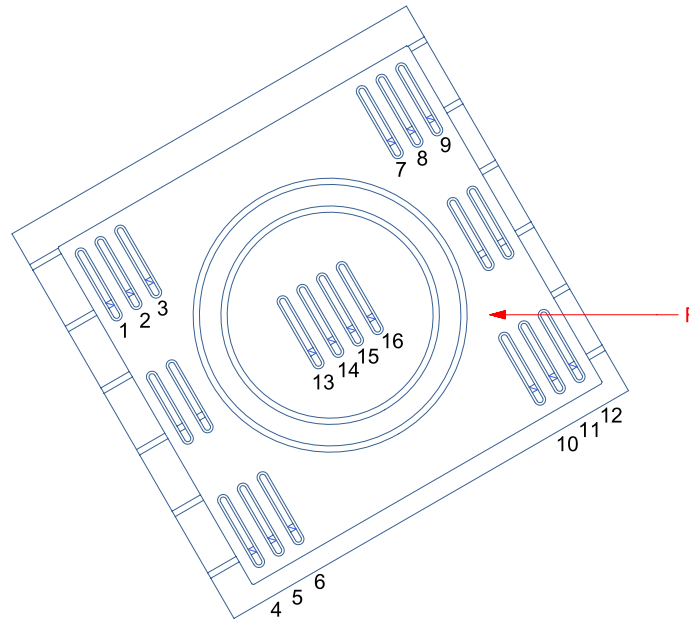
$$k_u = \sigma_c^* \cdot \frac{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}}{\sigma_a} = 162 \cdot \frac{1 - \frac{500,4}{1000}}{22,9} = 3,5. \quad (64)$$

4.2.2 Šrouby mezi upínací deskou a upínacím polem

Výpočet zatížení šroubů spojujících upínací desku a pole je proveden ve stejném natočení, se kterým bylo počítáno při výpočtech MKP v kapitole 4.1.2. Určení vzdáleností mezi šrouby je proto poněkud složitější. Jednotlivé vzdálenosti lze určit podle vzorce

$$l = a \sin \alpha + b \cos \alpha, \quad (65)$$

kde a je vzdálenost mezi konkrétními šrouby ve směru osy V, b je vzdálenost ve směru osy U a α je úhel natočení. Případně lze vzdálenost jednoduše odměřit v CAD programu, viz obr.52 a tab.5.



Obr. 52: Vzdálenosti otvorů pro šrouby na upínací desce

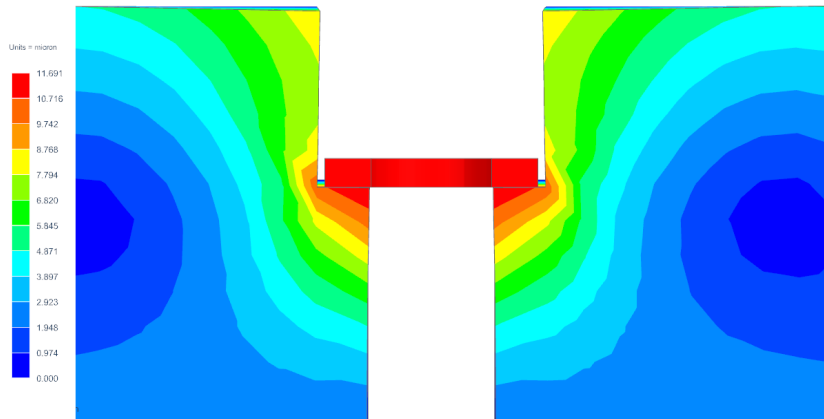
Tab. 5: Pozice otvorů pro šrouby na upínací desce

Číslo šroubu	Vzdálenost od prvního šroubu [mm]	Číslo šroubu	Vzdálenost od prvního šroubu [mm]
1	0	9	1125,4
2	69,2	10	1487,2
3	138,3	11	1556,3
4	500,2	12	1625,9
5	569,1	13	709,7
6	638,5	14	778,5
7	987,2	15	847,6
8	1056,1	16	916,9

Po určení jmenovatele výrazu lze spočítat maximální sílu na šroub jako

$$F_{\text{šmax}}^z = M \cdot \frac{l_{\text{max}}}{n \sum_{i=1}^n l_i^2} = 178\,400\,000 \cdot \frac{1625,9}{14\,308\,361} = 20\,272 \text{ N.} \quad (66)$$

Šrouby jsou zde použity stejné jako v kapitole 3.2.2 - tuhost šroubu M20x90 je $k_{\text{š}} = 983\,281 \cdot \text{mm}^{-1}$. Tuhost upínací desky s drážkou se určí podobně jako v předchozích kapitolách pomocí metody MKP.



Obr. 53: Šíření deformace v drážce

Posunutí podložky je tedy 11,691 mm (hodnota platí při použití čtvercové podložky 38x38 mm). Tuhost součásti dle vzorce:

$$k_{d1} = \frac{F}{\Delta l} = \frac{122\,500}{11,691 \cdot 10^{-3}} = 10\,478\,146 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}. \quad (67)$$

Tuhost základního pole je stejná jako tuhost desky s T drážkou, viz kap. 3.2.1: $k_{d2} = 10\,149\,130 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$. Celková tuhost spojovaných částí je tedy

$$k_D = \frac{k_{d1}k_{d2}}{k_{d1} + k_{d2}} = \frac{10\,478\,146 \cdot 10\,149\,130}{10\,478\,146 + 10\,149\,130} = 5\,155\,507 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}. \quad (68)$$

Výsledné maximální zatížení šroubu v provozním stavu je[1]

$$\begin{aligned} F_{S\max} &= F_p + \frac{k_{\check{S}}}{k_{\check{S}} + k_D} F_{\check{S}\max} = 122\,500 + \frac{983\,291}{983\,291 + 5\,155\,507} \cdot 20\,272 = \\ &= 125\,747 \text{ N} = 125,7 \text{ kN}, \end{aligned} \quad (69)$$

minimální zatížení

$$\begin{aligned} F_{S\min} &= F_p + \frac{k_{\check{S}}}{k_{\check{S}} + k_D} F_{\check{S}\max} = 122\,500 - \frac{983\,291}{983\,291 + 5\,155\,507} \cdot 20\,272 = \\ &= 119\,253 \text{ N} = 119,3 \text{ kN}. \end{aligned} \quad (70)$$

Součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu je

$$S = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{\max}} = \frac{R_{p0,2}}{\frac{F}{S_z}} = \frac{900}{\frac{125\,747}{244,79}} = 1,75. \quad (71)$$

amplituda napětí se spočítá jako

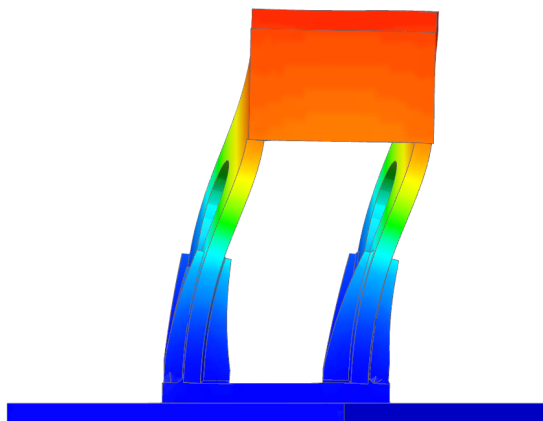
$$\sigma_a = \frac{\frac{F_{Smax} - F_{Smin}}{2}}{S_z} = \frac{\frac{125\,747 - 119\,253}{2}}{244,79} = 13,26 \text{ MPa}, \quad (72)$$

střední nominální napětí je určeno předepínací silou, která se nemění a tak zůstává stejné, $\sigma_m = 500,4 \text{ MPa}$. Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy se spočte jako

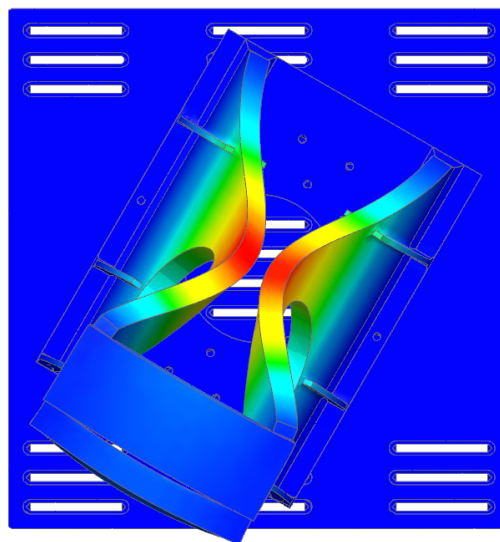
$$k_u = \sigma_c^* \cdot \frac{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}}{\sigma_a} = 162 \cdot \frac{1 - \frac{500,4}{1000}}{13,26} = 6,1. \quad (73)$$

4.3 Modální analýza

Model použitý pro modální analýzu nezahrnuje vliv kontaktu mezi deskami. Za předpokladu dostatečné předepínací síly ve šroubech je možné tento vliv zanedbat. Upínací desky jsou proto spojené s opěrným zařízením do jednoho modelu. Zařízení je uvažováno bez upínacího pole.



Obr. 54: 61 Hz



Obr. 55: 229 Hz

Varianta 2 - první a druhá vlastní frekvence

Na obrázcích jsou zobrazeny tvary vlastních kmitů zařízení. K těmto kmitům dochází při buzení zařízení na frekvencích 61 Hz a 229 Hz (první a druhá vlastní frekvence). Na pracovišti se tyto budící frekvence nevyskytují, k poškození na základě vibrací by tedy nemělo dojít.

4.4 Závěr kapitoly

Výpočty zatížení zařízení byly provedeny pro natočení, ve kterém není možné použít všechny šrouby. Koeficienty bezpečnosti vůči mezi kluzu opěrného zařízení a upínací desky jsou (v tomto pořadí) 7,3; 3,2. Součinitele bezpečnosti vůči smluvní mezi kluzu jsou 1,72 pro šrouby mezi opěrným zařízením a upínací deskou a 1,74 pro šrouby mezi deskou a upínacím polem. Rovněž součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy jsou příznivé - 3,5; resp. 6,1. K deformaci šroubů ani k jejich únavovému poškození by tedy nemělo dojít. První a druhá vlastní frekvence zařízení je 61 a 229 Hz. Na pracovišti není žádné zařízení, které by produkovalo budící kmity o podobné frekvenci, k poškození na základě vibrací by tedy nemělo dojít.

Závěr

V této bakalářské práci byly vypracovány dvě varianty upínání zkušebního zařízení. Obě jsou založeny na využití kruhové T-drážky, díky které je možné zařízení nastavit libovolným směrem.

První varianta využívá původní opěrné zařízení a dvě upínací desky. Nevýhodou tohoto řešení je obtížnější manipulace, dodatečné nastavení polohy je z důvodu zakrytí hlav šroubů obtížné. Výhoda je použití původního opěrného zařízení.

Druhá varianta využívá nové opěrné zařízení a jednu upínací desku. Nevýhoda tohoto řešení je právě potřeba nového opěrného zařízení, což tuto možnost prodraží. Výhoda je jednoduchost upínání, nedochází k zakrytí žádných šroubů, polohu i natočení lze jednoduše upravit.

Teoretická část práce pojednává o možnostech upínání, zejména je zaměřena na předepnuté šroubové spoje, jejich modelování metodou konečných prvků a únavovou životnost těchto spojů. V praktické části práce jsou ověřeny jednotlivé varianty řešení pomocí MKP. Šroubové spoje byly kontrolovány na tahové a únavové zatížení. Dle výpočtů by nemělo dojít k poškození plastickou deformací ani únavovým zatěžováním.

Pomocí MKP byla vypočtena i modální analýza obou variant. Na pracovišti není žádné zařízení, které by produkovalo budící kmity o frekvenci blízké vlastní frekvenci zařízení, k poškození na základě vibrací by tedy nemělo dojít.

Seznam tabulek

1	Výpočtové parametry pro různé materiály	8
2	Meze únavy pro šrouby s válcovaným závitem zatěžované mĳivým cyklem v tahu[1]	10
3	Rozměry šroubu M20[7]	29
4	Koeficienty utahovacího momentu[1]	40
5	Pozice otvorů pro šrouby na upínací desce	45

Seznam obrázků

1	Opěrné zařízení s upínací deskou	1
2	Výpočet tuhosti šroubů[1]	3
3	Výpočet tuhosti spojovaných součástí[1]	4
4	Výpočet tuhosti spojovaných součástí[2]	5
5	Konečnoprvkové modely šroubového spoje. (a) model prostorového šroubu, (b) model se spojenými stupni volnosti, (c) síťový model, (d) model bez šroubu.[9]	6
6	Předpoklady symetrie použité v modelu a samotný konečnoprvkový model[8]	8
7	S-N diagram (Wöhlerova křivka) pro předepnutý a nepředepnutý šroubový spoj[10]	9
8	Zatížení šroubu ve dvou případech. Bez předepnutí: nízké střední napětí a vysoká amplituda napětí; s předepnutím: vysoké střední napětí, nízká amplituda napětí[10]	9
9	Haighův diagram[1]	10
10	Příklady použití kruhových T-drážek[11]	11
11	Základní upínky a podpěry používané v obrábění[12]	11
12	Upnutí při napěťové analýze nosného rámu vozidla[13]	12
13	Souřadnicový systém	14
14	Varianta č.1 - upínací deska	15
15	Varianta č.1, způsoby upnutí A a B	15
16	Návrh č.2 - spodní upínací deska	16
17	Návrh č.2 - horní upínací deska	17
18	Návrh č.2	18
19	Otvor pro vkládání matic	18
20	Návrh č.3 - upínací deska	19
21	Návrh č.3	20
22	Upnutí zařízení - 90°	21
23	Celková deformace zařízení (XYZ)	22
24	Deformace upínacích desek ve svislé ose (Z)	22
25	Výrazná deformace upínacího zařízení (osa Z)	23
26	Rozložení šroubů na původní desce a na spodní desce prvního řešení	23
27	Upnutí zařízení přes úhlopříčku upínacích šroubů	24
28	Nové upínací desky s lepším rozložením šroubů	24
29	Deformace nových upínacích desek	25
30	Deformace zařízení s novými upínacími deskami	25
31	Deformace zařízení - XYZ	26
32	Maximální napětí v upínacích deskách	26
33	Napětí v opěrném zařízení	27
34	Zatížení zařízení	28
35	Zasítované modely pro určení tuhosti	30
36	Šíření deformace v kruhové díře	30
37	Šíření deformace v T-drážce	31
38	Pracovní diagram předepnutého šroubového spoje	32
39	Goodmanův (Haighův) únavový diagram	33

40	Vzdálenosti otvorů pro šrouby na horní desce (<i>Pozn.: Trojice šroubů na levém a pravém okraji desky jsou pro zjednodušení uvažovány v jedné linii</i>)	34
41	61 Hz	37
42	224 Hz	37
43	Zjednodušený model natočený do polohy max. zatížení	38
44	Detail - dosedací plochy šroubů a matic	39
45	Zasíťovaný model	39
46	Detail - šroubový spoj	40
47	Celková deformace zařízení (XYZ)	41
48	Deformace upínací desky v ose Z	41
49	Napětí v opěrném zařízení. Maximální tlakové napětí se nachází v uložení jednoho ze zadních šroubů.	42
50	Napětí v upínací desce	42
51	Vzdálenosti otvorů pro šrouby na opěrném zařízení (<i>Pozn.: Trojice šroubů po stranách středového otvoru jsou pro zjednodušení uvažovány v jedné linii</i>)	43
52	Vzdálenosti otvorů pro šrouby na upínací desce	45
53	Šíření deformace v drážce	46
54	61 Hz	47
55	229 Hz	47

Seznam použité literatury

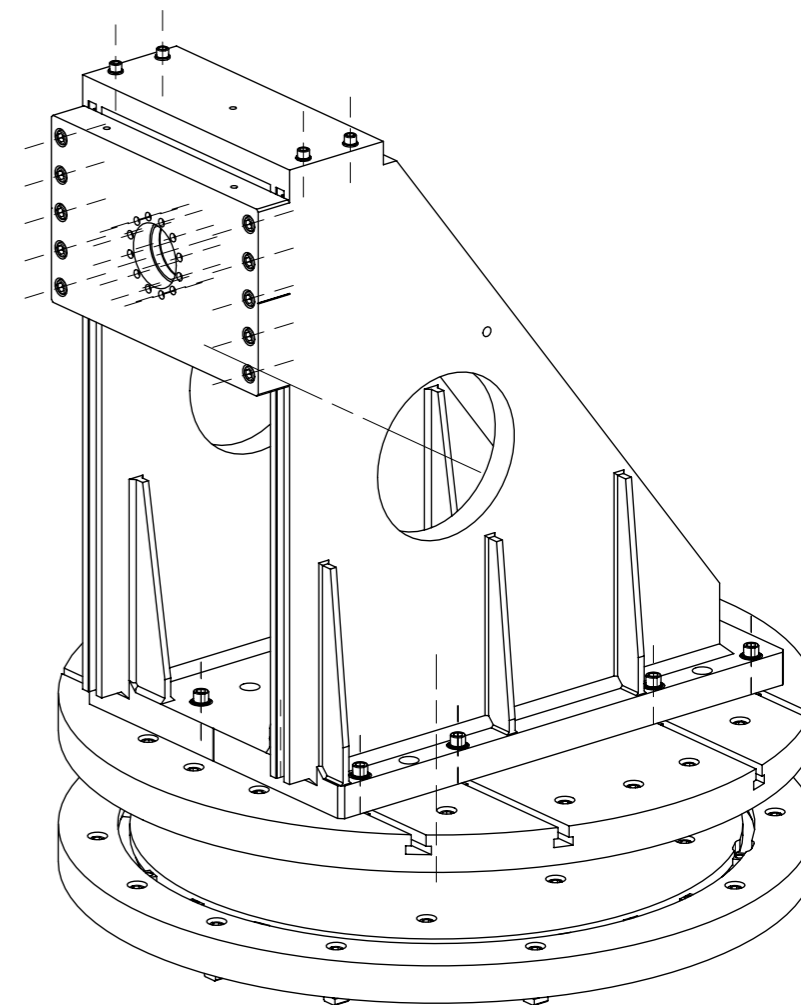
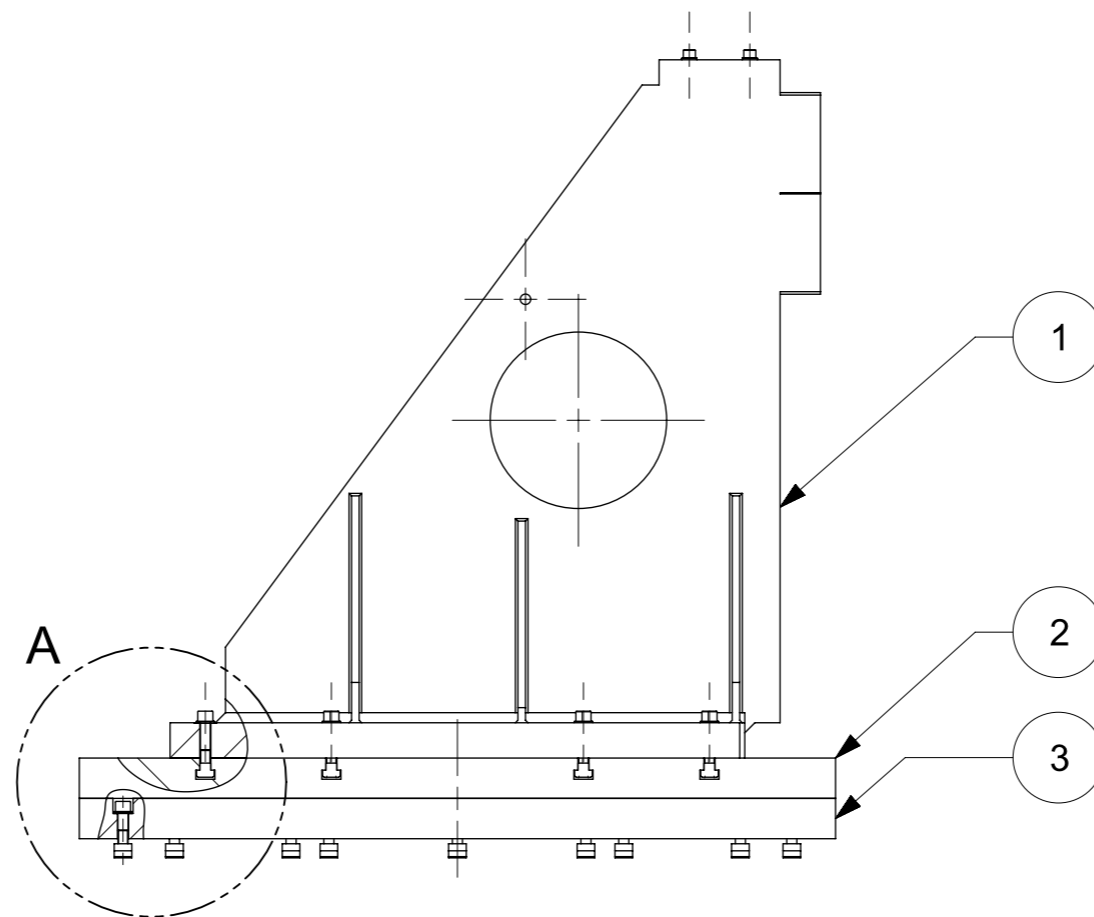
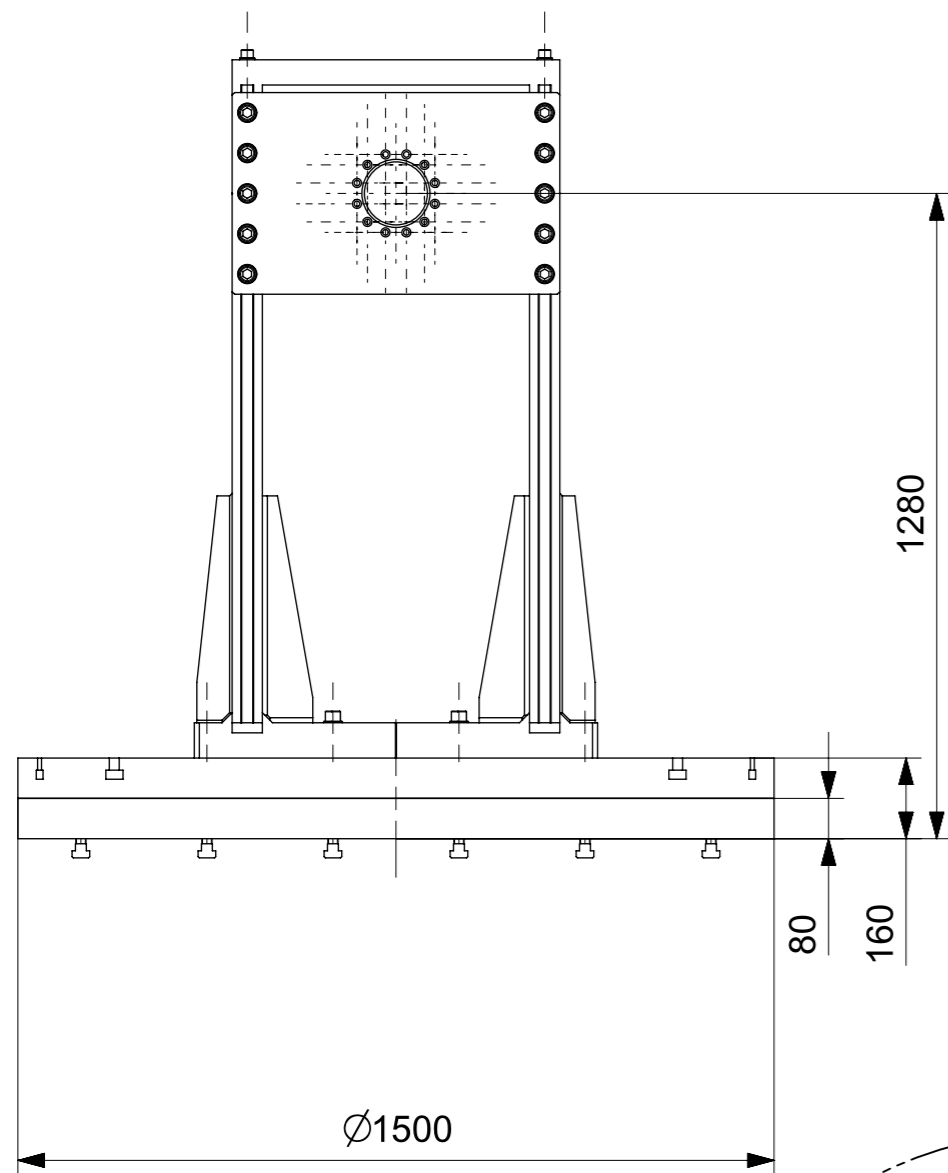
- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989. Česká matice techn. ISBN 80-03-00046-7.
- [3] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. Příručka strojního inženýra: spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 1999. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.
- [4] COLLINS, J. Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective. 2nd ed. Hoboken, NJ: Wiley, c2010. ISBN 9780470413036.
- [5] DILLINGER, Josef. Moderní strojírenství pro školu i praxi. Vyd. 1. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-19-1.
- [6] National Aeronautics and Space Administration. Space shuttle: Criteria for preloaded bolts [online]. Houston, Texas 77058, 1998 [cit. 2016-04-19]. Dostupný na WWW: http://everyspec.com/NASA/NASA-NSTS-ISS-PUBS/NSTS_08307A_2281/
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [8] WILEMAN, J, M CHOUDHURY a Itzhak GREEN. Computation of Member Stiffness in Bolted Connections. Journal of Mechanical Design. 1991, december 1991(113), 432-437.
- [9] KIM Jeong, YOON Joo-Cheol, KANG Beom-Soo, Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints, Applied Mathematical Modelling, Volume 31, Issue 5, May 2007, Pages 895-911, ISSN 0307-904X, dostupný na WWW: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apm.2006.03.020>
- [10] MÍNGUEZ, José María a Jeffrey VOGWELL. Theoretical analysis of preloaded bolted joints subjected to cyclic loading. International Journal of Mechanical Engineering Education. 2005, October 2005(33), 350-357.
- [11] STOLLE PLATES. www.stolle-plates.cz [online]. [cit. 14.11.2015]. Dostupný na WWW: <http://www.stolle-plates.cz/obory-pusobnosti/zvlastni-konstrukce/>
- [12] HUMÁR, Anton. TECHNOLOGIE I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 1. část. Ústav strojírenské technologie [online]. 2003 [cit. 2015-11-17]. Dostupný na WWW: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_T0-1cast.pdf
- [13] DAIMLERCHRYSLER AG. <http://emercedesbenz.com/> [online]. [cit. 21.11.2015]. Dostupný na WWW: http://emercedesbenz.com/Jan07/09_Over_15_Million_Miles_Covered_The_Testing_Of_The_New_2008_Mercedes_C_Class_2.html

[14] TECHNOLOGY-SUPPORT S.R.O.. t-support.cz [online]. [cit. 21.11.2015]. Dostupný na WWW: <https://www.t-support.cz/kat/upinani-nerotacnich-obrobku-1-cast-8>

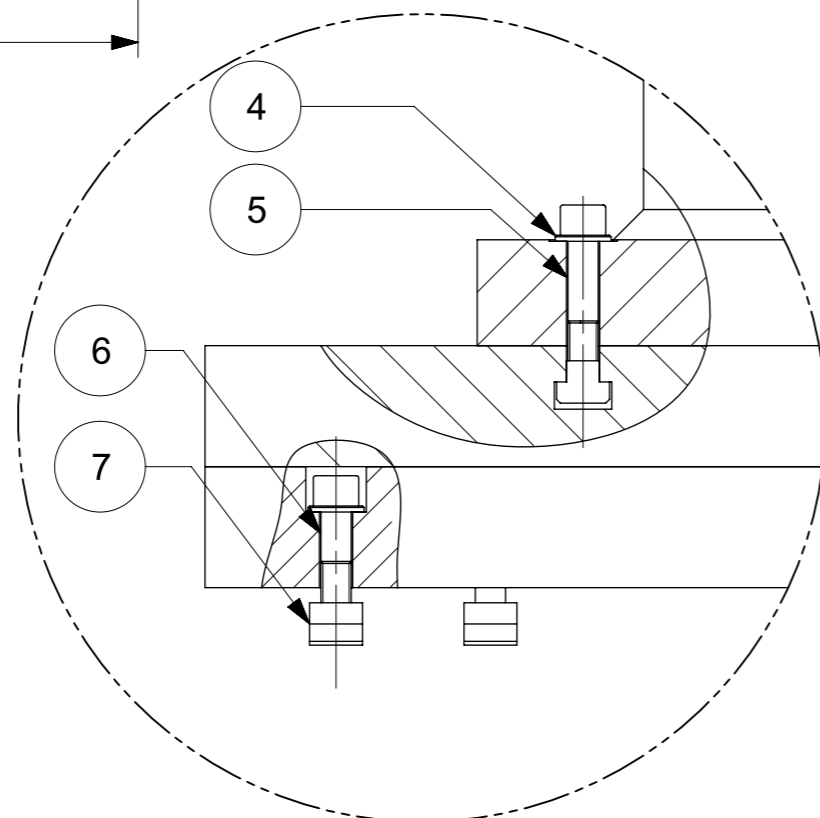
[15] VOLNÝ, Pavel. Vývojové trendy magnetických upínačů pro upínání feromagnetických předmětů [online]. , 1-10 [cit. 2016-04-23]. Dostupný na WWW: <http://www.cez.cz/edee/content/file/vzdelavani/14-volny.pdf>

Seznam příloh



1. Výkres sestavy první varianty upínacího zařízení - číslo výkresu BP-2016-1
2. Výkres sestavy druhé varianty upínacího zařízení - číslo výkresu BP-2016-2

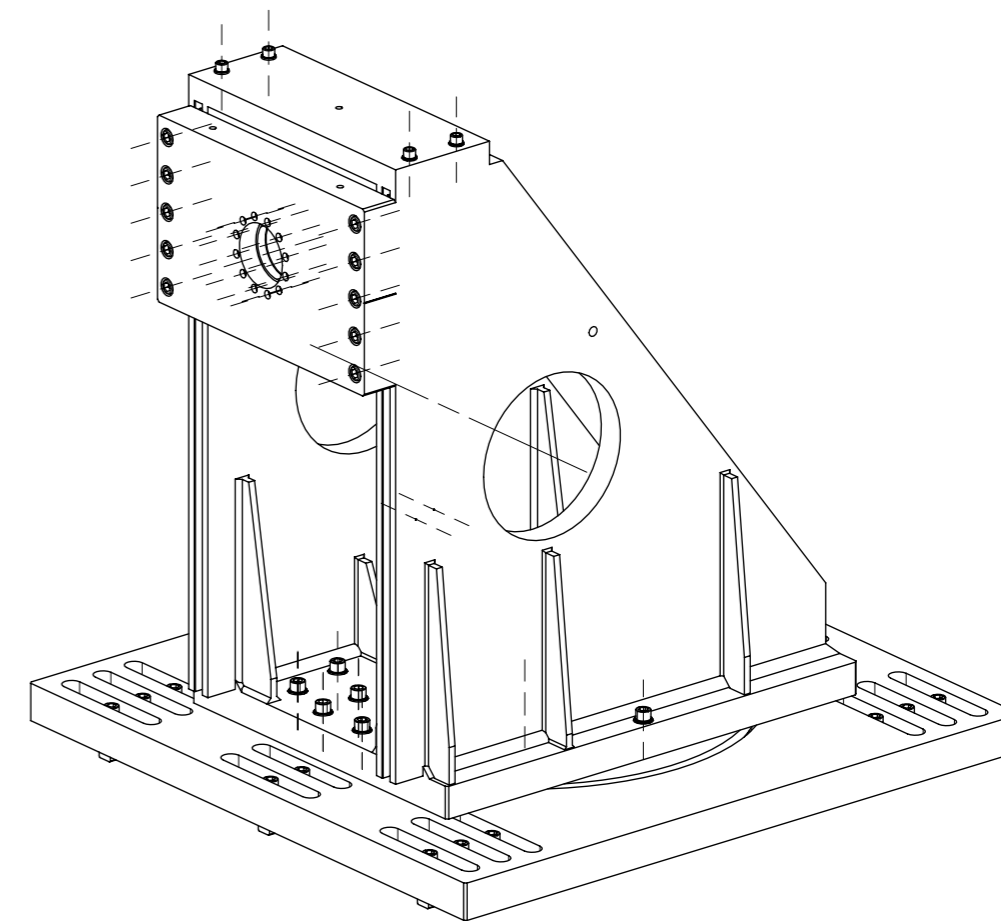
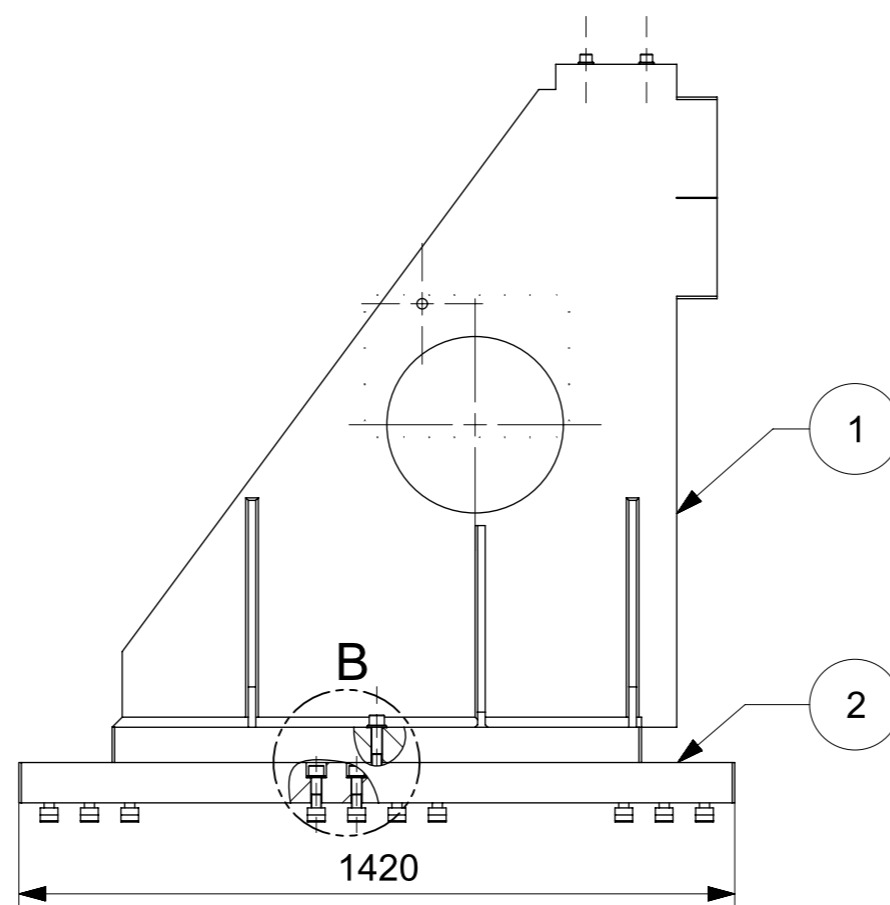
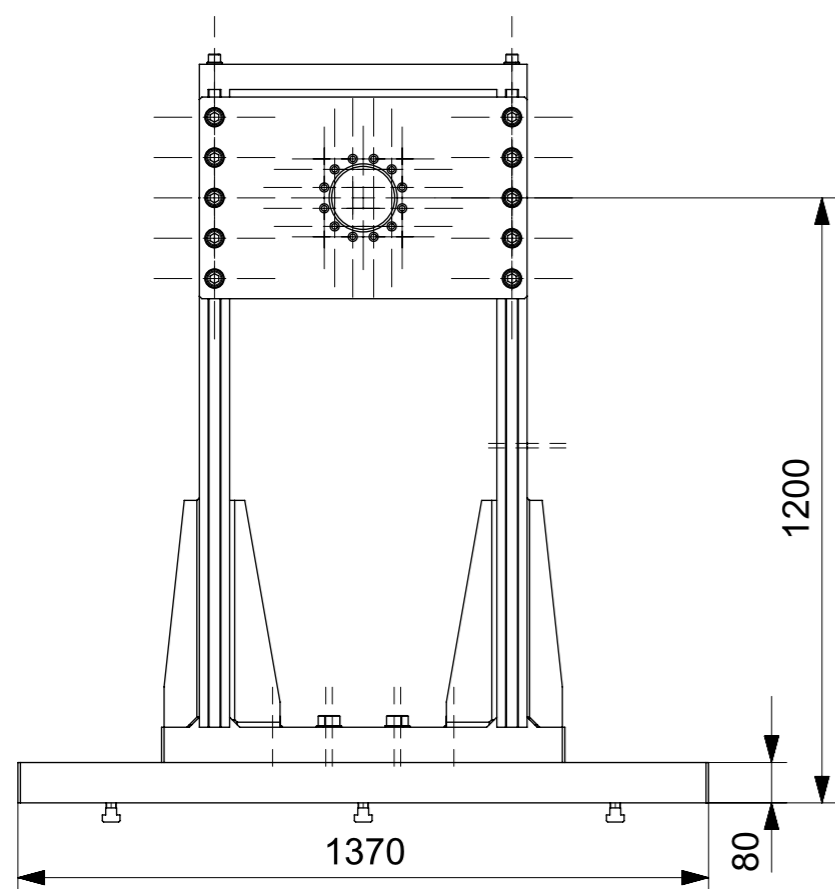


DETAIL A
M 1:5

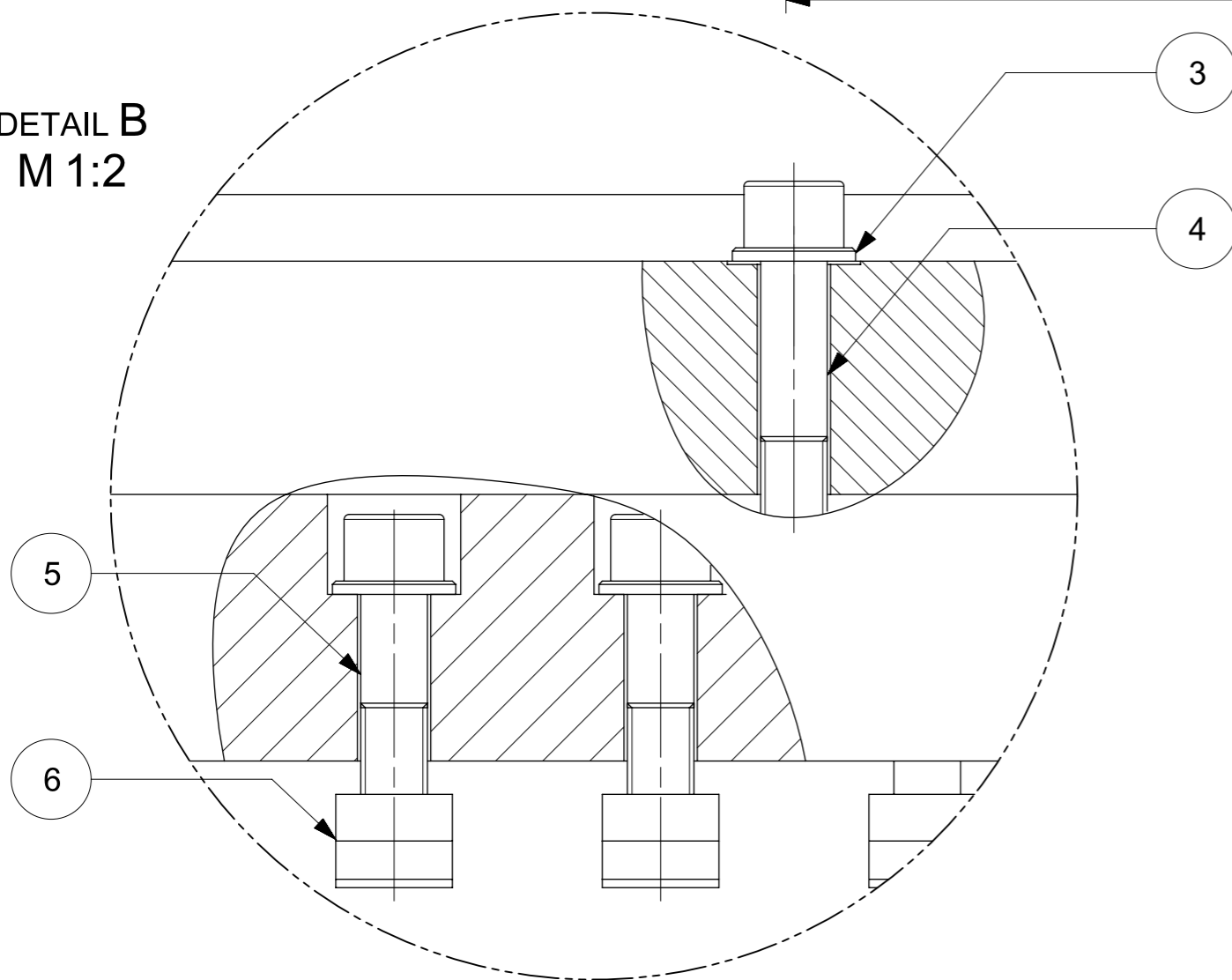


7	MATICE DIN 508-22-M20-8		0,16	50
6	ŠROUB M20 x 90 ISO 4762 - 10.9		0,31	34
5	ŠROUB M20 x 110 ISO 4762 - 10.9		0,36	16
4	PODLOŽKA 21 ČSN 02 1703.11		0,02	50
3	SPODNÍ UPÍNACÍ DESKA	11 523	1060	1
2	HORNÍ UPÍNACÍ DESKA	11 523	1051	1
1	OPĚRNÉ ZAŘÍZENÍ	11 523	1507	1
#	NÁZEV SOUČÁSTI	MATERIÁL	HMOTNOST [kg]	MNOŽSTVÍ



Datum / Date		Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>		
Kreslil / Drawn by		JÍŘÍ MERTA					
Prezkoušel / Checked by		---					
Schválil / Approved by		---					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note: BAKALÁŘSKÁ PRÁCE 2016		
---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---			
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Prvni_sestava		Projekt / Project:	---	Meritko / Scale 1:15
	Soubor-vykres / DRW-file		Prvni_sestava		C.sestavy / Assembly No.	---	
Navez / Title		Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format	
UPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ VARIANTA SE DVĚMA UPÍNACÍMI DESKAMI		0		BP-2016-1		A3	
		List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 2			



DETAIL B
M 1:2



#	NÁZEV SOUČÁSTI	MATERIÁL	HMOTNOST [kg]	MNOŽSTVÍ
6	MATICE DIN 508-22-M20-8		0,16	38
5	ŠROUB M20 x 90 ISO 4762 - 10.9		0,31	20
4	ŠROUB M20 x 110 ISO 4762 - 10.9		0,36	18
3	PODLOŽKA 21 ČSN 02 1703.11		0,02	38
2	UPÍNACÍ DESKA	11 523	1069	1
1	OPĚRNÉ ZAŘÍZENÍ	11 523	1403	1

Datum / Date		Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>	
Kreslil / Drawn by		JÍŘÍ MERTA				
Prezkoušel / Checked by		---				
Schválil / Approved by		---				
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note: BAKALÁŘSKÁ PRÁCE 2016	
---	---	---	---	---		
---	---	---	---	---		
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Prvni_sestava		Projekt / Project: ---	Meritko / Scale 1:15
	Soubor-vykres / DRW-file		Prvni_sestava		C.sestavy / Assembly No. ---	
Nazev / Title		Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format
UPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ VARIANTA S JEDNOU UPÍNACÍ DESKOU		0		BP-2016-2		A3
		List / sheet no. 2		Pocet listu / sheets 2		