

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh šroubového lisu 50kN

Design of a Screw Press 50kN

Student:

Martin Dostál

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student:	Martin Dostál
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Studijní obor:	2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace:	40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma:	Návrh šroubového lisu 50kN Design of a Screw Press 50kN
Jazyk vypracování:	čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte dílenský šroubový lis na ruční pohon. Rám dílenského lisu zvolte svařovaný nebo šroubovaný.

Parametry lisu:

1. Lisovací síla $F=50\text{kN}$
2. Zdvih lisu $v=150$ až 200mm
3. Šířka rámu $b=800$ až 1000mm
4. Výška rámu $h=2000\text{mm}$

Proveďte návrh a pevnostní výpočty pohybového šroubu, dále navrhněte rám. Nakreslete sestavu dílenského lisu a podsestavu rámu.

Seznam doporučené odborné literatury:


1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů 1. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů 2. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Zdeněk. Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, František a kol. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. Strojírenská příručka. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M. : Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje. Druhé vydání Skriptu VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů-teorie+projekty, www-stránky kat. 347, 2015.
8. Fotodokumentace (elektronická).
9. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

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


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

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

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

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

V Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Dostál

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Louky 338/5, 747 27, Koberžice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

DOSTÁL, M. *Návrh šroubového lisu 50kN* : bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 46 s. Vedoucí práce: Hurníková, Š.

Bakalářská práce se zabývá návrhem dílenského šroubového lisu s maximální lisovací silou 50kN. V první části jsou stručně popsány nejpoužívanější typy dílenských lisů. Následuje kompletní návrh vlastního řešení a pevnostní kontrola hlavních a kriticky namáhaných součástí. Veškeré pevnostní kontroly s výjimkou kuželového soukolí byly provedeny analyticky. V závěru práce je shrnutí a porovnání výhod a nevýhod navrženého lisu. V příloze je uveden návrh geometrie a pevnostní kontrola kuželového soukolí, výkres sestavy lisu a podsestavy rámu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

DOSTÁL, M. *Design of a Screw Press 50kN*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 46 p. Thesis head: Hurníková, Š

Bachelor thesis deals with the design of workshop screw press with a maximum press force of 50kN. In the first part are briefly described the most common types of workshop presses. Following is a complete design of own solution and strength test of main and critically stressed parts. All strength checks with the exception of bevel gears were carried out analytically.

In the conclusion of thesis is a summary and comparison of advantages and disadvantages of the proposed press. The annex includes a proposal geometry and strength check of bevel gears using program Autodesk Inventor 2015, assembly drawing of press and subassembly of frame.

Obsah

Seznam použitých značek	7
1. Úvod	10
2. Lis	11
2.1 Nejpoužívanější typy dílenských lisů	11
a) mechanický lis	11
b) hydraulický lis	12
3. Popis vlastního řešení	13
3.1 Rozměry a parametry lisu	14
4. Návrh rámu	15
4.1 Návrh a pevnostní kontrola profilů	15
4.2 Kontrola čepů	20
a) Spodní čep	20
b) horní čep	21
c) Čep horního uložení	22
5. Návrh a kontrola pohybového šroubu	24
6. Návrh kuželového převodu	27
7. Návrh uložení matice a kuželového soukolí	28
7.1 Kontrola tlaku v závitech	28
7.2 Výpočet přenosu krouticího momentu z kola na matici	29
7.3 Rozbor sil od kuželového převodu	30
a) Kolo	31
Statická kontrola matice	35
b) Pastorek	38
Statická kontrola pastorku	41
8. Celková účinnost	42
9. Shrnutí a závěr	43
10. Seznam použité literatury a software	44
11. Seznam příloh	46

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

a	délka	[mm]
b	šířka	[mm]
c	rozteč otvorů pro čepy	[mm]
d	průměr	[mm]
d_{ξ}	průměr čepu	[mm]
d_m	střední roztečný průměr	[mm]
d_{mt}	průměr matice	[mm]
d_p	průměr hřídele pastorku	[mm]
d_2	průměr závitů	[mm]
d_3	průměr závitů	[mm]
e	vzdálenost osy procházející těžištěm U-profilu	[mm]
f	součinitel smykového tření	[–]
g	vzdálenost středu ozubení kola od ložiska	[mm]
h	výška rámu	[mm]
h_m	výška matice	[mm]
j	vzdálenost středu ozubení pastorku od ložiska	[mm]
i	vzdálenost ložisek pastorku	[mm]
i_{kp}	vypočtený převodový poměr kuž. soukolí	[–]
i_{sk}	skutečný převodový poměr kuž. soukolí	[–]
k	vzdálenost ložisek pastorku	[mm]
k_s	součinitel statické bezpečnosti	[–]
l	délka pera	[mm]
m	délka ramene kliky	[mm]
n	Eulerova konstanta	[mm]
p	tlak ve stykových plochách	[MPa]
r	rozteč otvorů pro čepy	[mm]
p_D	dovolený tlak ve stykových plochách	[MPa]
t	tloušťka	[mm]
t_2	tloušťka U-profilu	[mm]
z_1	počet zubů pastorku	[–]
z_2	počet zubů kola	[–]

A	plocha průřezu prutu (šroubu)	$[mm^2]$
D	průměr	$[mm]$
E	modul pružnosti v tahu (Youngův modul)	$[MPa]$
F	maximální lisovací síla	$[N]$
F_1	síla na drážku pera	$[N]$
F_a	axiální síla	$[N]$
F_{am}	střední axiální síla	$[N]$
F_{kr}	kritická vzpěrná síla	$[N]$
F_r	radiální síla	$[N]$
F_{rm}	radiální síla	$[N]$
F_t	obvodová síla	$[N]$
F_{tm}	střední obvodová síla	$[N]$
F_K	síla působící na kliku	$[N]$
H_1	nosná hloubka závitů	$[mm]$
J_x	kvadratický moment průřezu k ose x	$[mm^4]$
L_{vzp}	vzpěrná délka šroubu	$[mm]$
M_{TZ}	moment tření v závitě	$[Nm]$
M_k	kroučící moment	$[Nm]$
M_{ax}	moment axiálního ložiska	$[Nm]$
M_o	ohybový moment	$[Nm]$
P_{or}	ekvivalentní zatížení ložiska	$[N]$
P_h	stoupání závitů	$[mm]$
Re	mez kluzu	$[MPa]$
RA	reakce v místě podpory A	$[MPa]$
RB	reakce v místě podpory B	$[MPa]$
S	plocha průřezu	$[mm^2]$
S_U	plocha průřezu U-profilu	$[mm^2]$
W_o	modul průřezu v ohybu	$[mm^3]$
α	úhel profilu ozubení	$[^\circ]$
α_z	úhel profilu závitů	$[^\circ]$
β	koeficient respektující předem neznámý krut	$[-]$
δ	úhel roztečného kužele	$[^\circ]$
λ_m	mezní štíhlost	$[-]$
λ_ξ	štíhlost pohybového šroubu	$[-]$

π	pí (Ludolfovo číslo)	[–]
σ	napětí	[MPa]
σ_{kr}	kritické napětí	[MPa]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_t	napětí tahu	[MPa]
σ_u	napětí na mezi úměrnosti	[MPa]
σ_D	dovolené napětí	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí dle HMH	[MPa]
τ	napětí v krutu (smyku)	[MPa]
τ_D	dovolené napětí v krutu (smyku)	[MPa]
φ'	třecí úhel závitu	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]
η	účinnost	[%]
η_L	účinnost ložisek	[%]
η_P	účinnost kuželového převodu	[%]

1. ÚVOD

Dílenské lisy byly a jsou hojně využívány především v montážních provozech. Jsou určeny k lisování ložisek, pouzder, čepů a podobných strojních součástí. Velké uplatnění mají také v autoservisech. V dnešní době jsou nejvíce rozšířené lisy hydraulické, díky své velké účinnosti. Mechanické lisy mají účinnost ve většině případů nižší, ale vyznačují se vysokou spolehlivostí.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout a pevnostně zkontrolovat šroubový lis s maximální lisovací silou $50kN$. Nejprve bude navrhnout rám, následně pohybový šroub a uložení otočné matice včetně kuželového převodu. Na závěr bude stanovena celková účinnost navrženého lisu.

2. LIS

Lis je mechanický stroj, určený k vyvození síly, která slouží ve většině případu k tváření různých produktů. Lis působí silou na dané těleso (součást), které se následkem síly deformuje a mění svůj tvar.

2.1 NEJPOUŽÍVANĚJŠÍ TYPY DÍLENSKÝCH LISŮ

A) MECHANICKÝ LIS

Vyvození síly je nejčastěji uskutečněno pohybovým šroubem nebo ozubeným hřebenem. Tyto lisy, zejména na ruční pohon, jsou určeny pro menší síly. Mají uplatnění například v autoservisech, v zámečnických dílnách a různých strojních provozech. Používají se hlavně k lisování ložisek, nábojů, pouzder a strojních součástí podobných charakteristik.



Obr. 1 Ruční hřebenový lis



Obr. 2 Ruční šroubový lis

B) HYDRAULICKÝ LIS

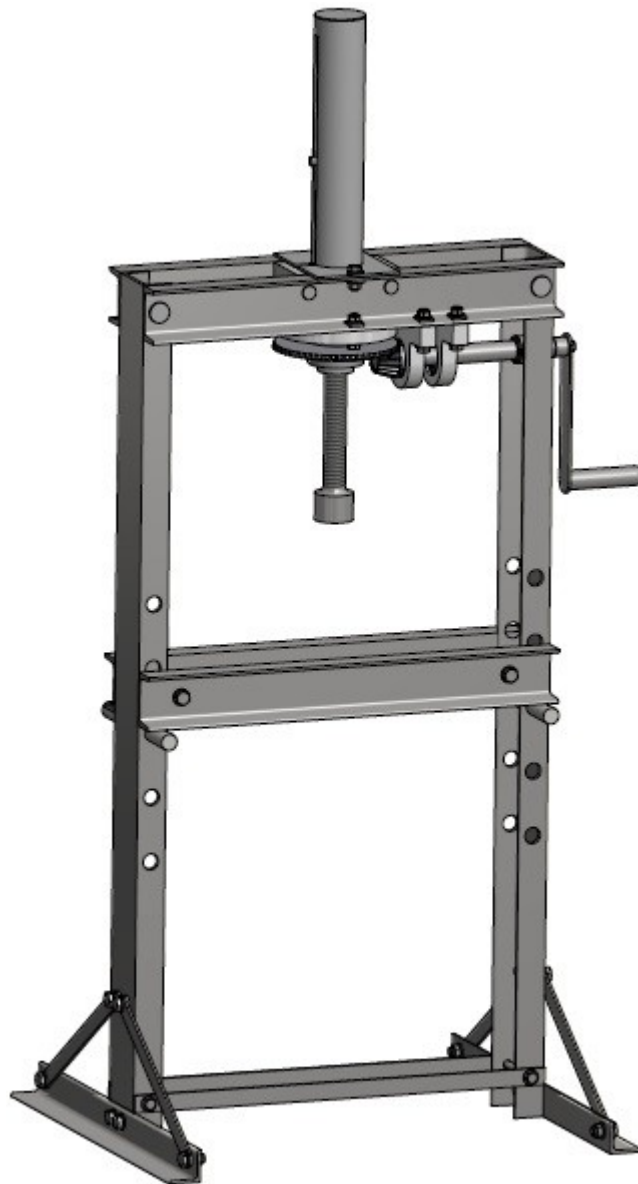
Hydraulické lisy jsou v dnešní době nejvíce používané. Použití je stejné jako u mechanických dílenských lisů, ale pro daleko větší síly. Velkou výhodou je jejich jednoduchost, v porovnání s mechanickými lisy nízká cena. Poměr cena/výkon vychází až několika násobně lepší. Menší nevýhodou může být nižší spolehlivost hydraulického systému.



Obr. 3 Hydraulický lis pro velké síly

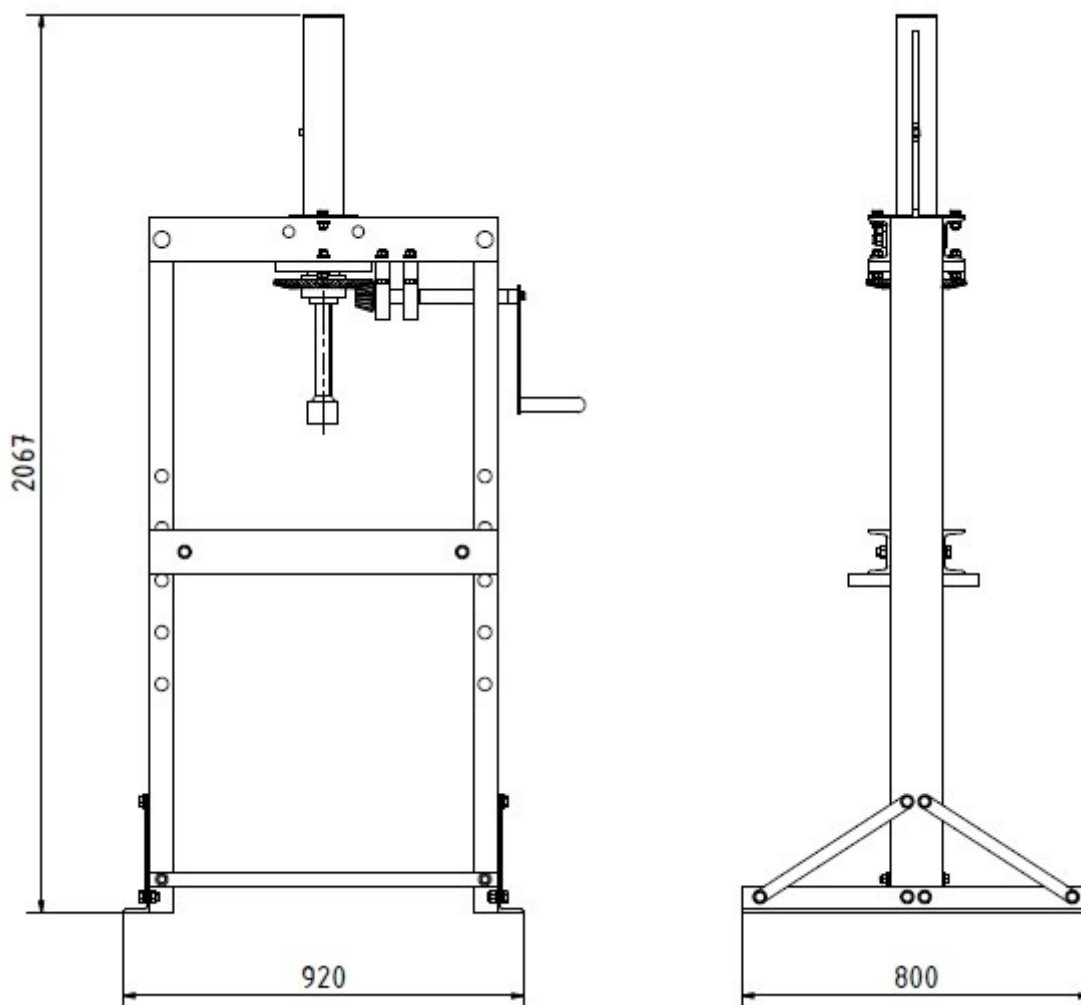
3. POPIS VLASTNÍHO ŘEŠENÍ

Bylo zvoleno neobvyklé řešení. Lisovací síly je dosaženo pohybovým šroubem, který se pohybuje v důsledku otáčení matice. Šroub se neotáčí. Pohon je uskutečněn ručně pomocí kliky přes kuželové soukolí. Pro vyvození lisovací síly $50kN$ je potřeba působit na kliku silou $250N$. Síla lidské ruky se odhaduje na $250-300N$. Při jedné otáčce klikou je zdvih šroubu $1,7mm$. Matice je uložena ve valivých ložiscích, aby bylo dosaženo co nejmenších ztrát. Uložení matice obsahuje celkem tři ložiska, dvě radiální a jedno axiální. Pastorek kuželového soukolí je taktéž uložen ve valivých ložiscích. Rám je šroubovaný, z normalizovaných profilů, převážně tvaru U. Spodní profily (lože lisu) mohou mít více poloh vzhledem k velikosti součásti.



Obr. 4 Návrh vlastního řešení

3.1 ROZMĚRY A PARAMETRY LISU



Obr. 5 Základní rozměry (mm)

Tab. 1 Parametry lisu

Rozměry lisu	2067x920x800 (mm)
Maximální lisovací síla	50kN
Zdvih	Až 400 mm
Nejvyšší poloha lože (od podlahy)	1120 mm
Nejnižší poloha lože (od podlahy)	640 mm
Hmotnost lisu	135kg
Pohybový šroub	TR 40x6
Délka ramene kliky	250 mm
Vzdálenost osy otáčení kliky od podlahy	1420 mm

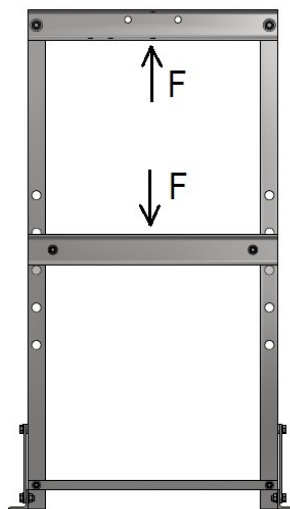
4. NÁVRH RÁMU

Hlavní část rámu je sestavena z normalizovaných U-profilů. Horní profily jsou přichyceny k bočním profilům pomocí speciálních lícovaných čepů. Dolní profily (lože lisu) jsou také zajištěny čepy, aby bylo možno snadno měnit polohu vzhledem k velikosti součástí. Materiál veškerých profilů byl zvolen 11 523, $Re = 333 \text{ Mpa}$. [2]



Obr. 6 Navržený rám

4.1 NÁVRH A PEVNOSTNÍ KONTROLA PROFILŮ



Obr. 7 Zatížení rámu lisu

Návrh velikosti U-profilů horních a dolních profilů bude proveden z namáhání v ohybu. Na jeden profil bude tedy působit poloviční síla. Z rovnice namáhání v ohybu bude odvozen a vypočten minimální modul průřezu v ohybu, ze kterého bude určena velikost normalizovaného U-profilu. Protože předem není známo umístění zajišťovacího čepu, bude uvažováno rameno ohybu 400mm (šířka rámu $b = 800\text{mm}$). $\sigma_D = 150\text{MPa}$ [2]

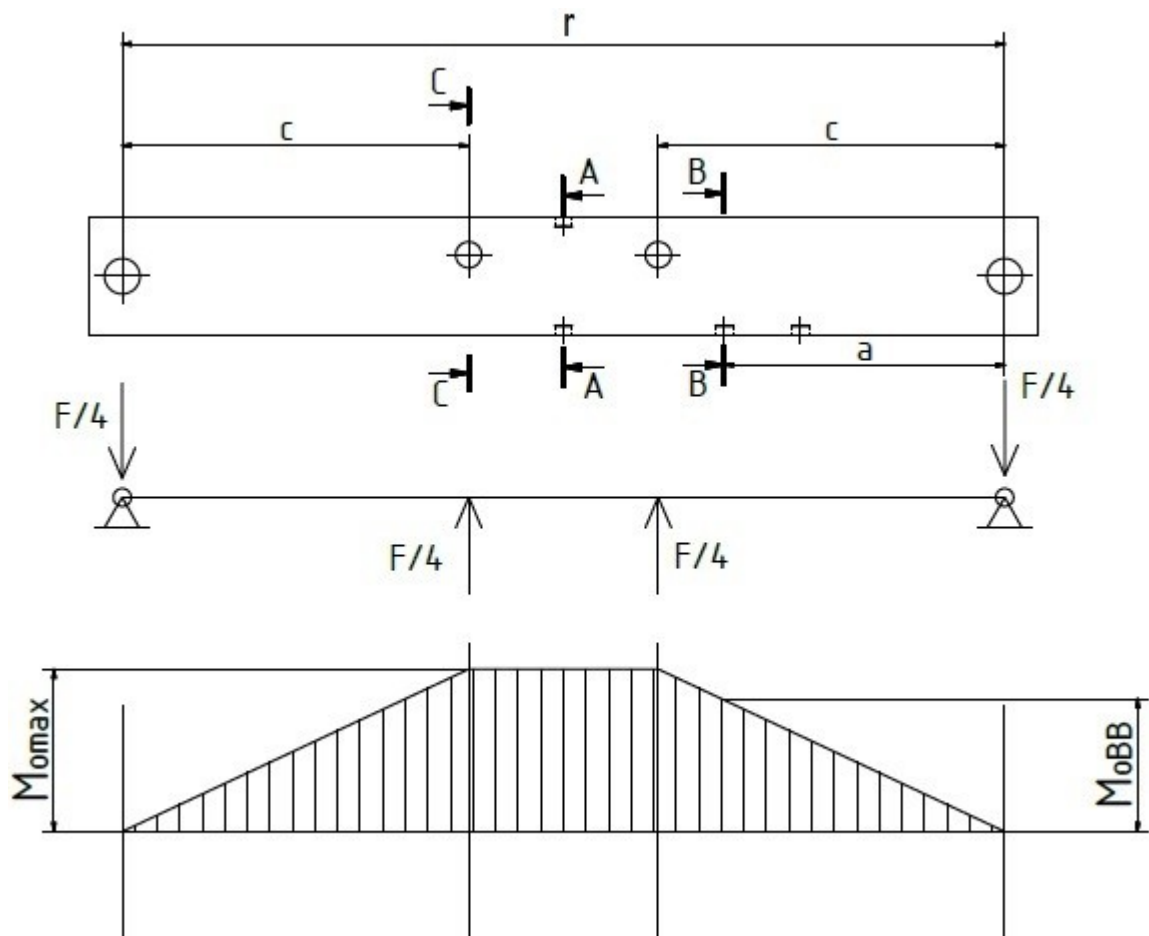
$$\sigma_D = \frac{M_o}{W_o} \quad (1)$$

$$W_{o\min} = \frac{M_o}{\sigma_D} = \frac{\left(\frac{F}{2} * \frac{b}{2}\right) / 2}{\sigma_D} = \frac{F * b}{8 * \sigma_D} = \frac{50000 * 800}{8 * 150} = 33\,333,33 \text{ mm}^3 \quad (2)$$

Byl zvolen normalizovaný profil **U100/B ČSN 42 5570 – 11 523 – 42 0135.00**

Modul průřezu v ohybu zvoleného profilu je $W_o = 41\,200 \text{ mm}^3$.

Pevnostní kontrola horního profilu



Obr. 8 Zatížení horního profilu rámu

$$F = 50\,000\text{ N}$$

$$a = 237\text{ mm}$$

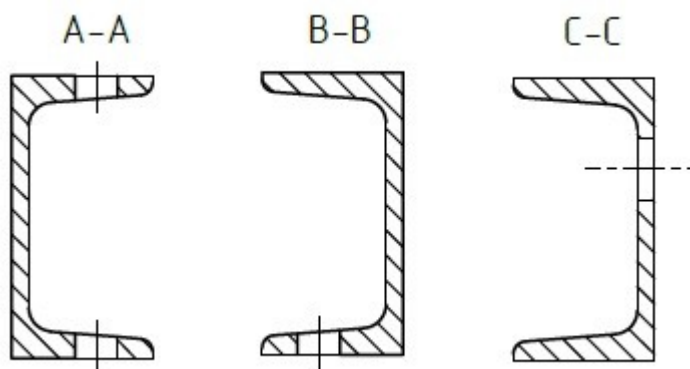
$$c = 292,5\text{ mm}$$

$$r = 745\text{ mm}$$

$$M_{omax} = M_{oAA} = \frac{F}{4} * c = \frac{50\,000}{4} * 292,5 = 3\,656\,250\text{ Nmm} \quad (3)$$

$$M_{oBB} = \frac{F}{4} * a = \frac{50\,000}{4} * 237 = 2\,962\,500\text{ Nmm} \quad (4)$$

Kritické průřezy



Obr. 9 Kritické průřezy horního profilu

Hodnoty kvadratických momentů setrvačnosti určeny pomocí programu AUTODESK INVENTOR 2015. [9]

Průřez A-A

$$J_{x_{AA}} = 1528940,263\text{ mm}^4$$

$$W_{oAA} = \frac{J_{x_{AA}}}{e} = \frac{1528940,263}{50} = 30\,578,8\text{ mm}^3 \quad (5)$$

Pevnostní kontrola

$$\sigma_D = 150 \text{ MPa} [2]$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{oAA}} = \frac{3\,656\,250}{30\,578,8} = 119,6 \text{ MPa} \quad (6)$$

$$\sigma_o < \sigma_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Průřez B-B

Tento průřez není nutno kontrolovat, protože oslabení i ohybový moment je v tomto místě menší než v průřezu A-A

Průřez C-C

Tento průřez taky není nutno kontrolovat.

Kontrola dolního profilu

Dolní profil má stejné rozměry jako profil horní. Kontrola bude provedena na ohyb. Uprostřed profilu bude působit poloviční lisovací síla.

$$\sigma_D = 150 \text{ Mpa} [2]$$

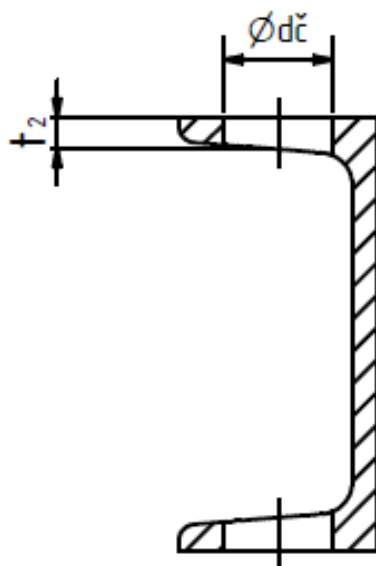
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{4} * \frac{d}{2}}{W_o} = \frac{50\,000}{4} * \frac{745}{2} = 113,02 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$\sigma_o < \sigma_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Boční profily jsou namáhány tahem, oslabení bude od čepů spodní vzpěry. Velikost bočních profilů musela být zvolena vzhledem k hornímu uložení pohybového šroubu:

U120/B ČSN 42 5570 – 11 523 – 42 0135.00

Kontrola bočních profilů



Obr. 10 Oslabení průřezu bočního U-profilu

$$\varnothing d_{\check{c}} = 30 \text{ mm}$$

$$t_2 = 8,5 \text{ mm}$$

$$S_U = 1700 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_D = 150 \text{ MPa [2]}$$

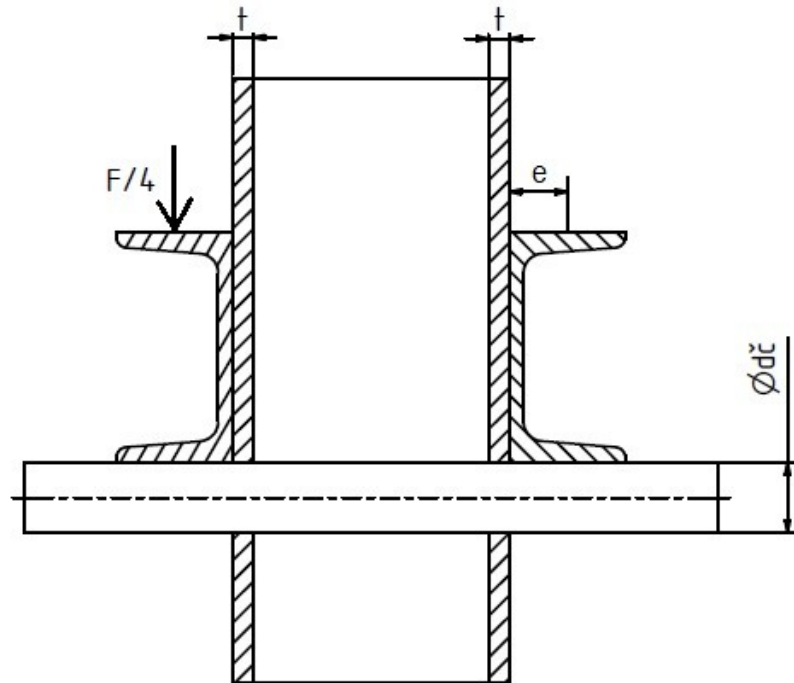
$$\sigma_t = \frac{F/2}{S} = \frac{F/2}{S_U - 2 * (\varnothing d_{\check{c}} * t_2)} = \frac{25\,000}{1700 - 2 * (30 * 8,5)} = 21,01 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$\sigma_t < \sigma_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.2 KONTROLA ČEPŮ

Materiál veškerých čepů zvolen 11 600.

A) SPODNÍ ČEP



Obr. 11 Zatížení spodního čepu

$$F = 50\,000\text{ N}$$

$$t = 9\text{ mm}$$

$$e = 15,5\text{ mm}$$

$$\varnothing d_{\zeta} = 30\text{ mm}$$

Kontrola na otláčení:

Kritickým místem je tloušťka t . Vzhledem k tomu, že pro čep i rám je uvažováno stejné dovolené napětí, rám v tomto místě není nutno kontrolovat.

$$p_D = 150\text{ MPa [2]}$$

$$p = \frac{F/4}{S} = \frac{12500}{30 * 9} = 46,29\text{ MPa} \quad (9)$$

$$p < p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na smyk:

$$\tau_D = 105 \text{ MPa [2]}$$

$$\tau = \frac{F/4}{S} = \frac{12500}{\frac{\pi * d_c^2}{4}} = 17,68 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$\tau < \tau_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na ohyb:

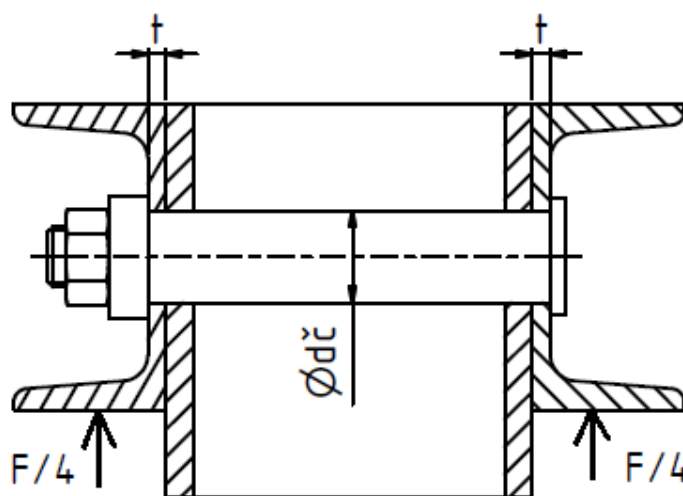
$$\sigma_D = 150 \text{ MPa [2]}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{4} * e}{\frac{\pi * d_c^3}{32}} = \frac{\frac{50000}{4} * 15,5}{\frac{\pi * 30^3}{32}} = 73,093 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$\sigma_o < \sigma_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

B) HORNÍ ČEP

Horní profily jsou zajištěny na každé straně jedním lícovaným čepem, který je zajištěn maticí. Utažením čepu získáme stabilitu rámu. Bude provedena kontrola na otláčení a na smyk.



Obr. 12 Zatížení horního čepu

$$F = 50\,000\text{ N}$$

$$t = 6\text{ mm}$$

$$\varnothing d_{\check{c}} = 30\text{ mm}$$

Kontrola na otláčení:

Stejně jako v případě spodního čepu, není nutno kontrolovat rám.

$$p_D = 150\text{ MPa [2]}$$

$$p = \frac{F/4}{S} = \frac{12500}{30 * 6} = 69,44\text{ MPa} \quad (12)$$

$$p < p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na smyk:

$$\tau_D = 105\text{ MPa [2]}$$

$$\tau = \frac{F/4}{S} = \frac{12500}{\frac{\pi * d_{\check{c}}^2}{4}} = 17,68\text{ MPa} \quad (13)$$

$$\tau < \tau_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

C) ČEP HORNÍHO ULOŽENÍ

Čep horního uložení je zatížen podobně jako horní čep rámu, na jednu stranu čepu bude působit čtvrtinová síla a kritickým místem bude otvor v rámu. Bude tedy provedena kontrola na otláčení otvoru (čepu) a na smyk. Velikost čepu byla zvolena vzhledem k rozměrům uložení.

$$F = 50\,000\text{ N}$$

$$t = 6\text{ mm}$$

$$\varnothing d_{\check{c}} = 22\text{ mm}$$

Kontrola na otláčení:

$$p_D = 150 \text{ MPa [2]}$$

$$p = \frac{F/4}{S} = \frac{12500}{22 * 6} = 94,7 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$p < p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na smyk:

$$\tau_D = 105 \text{ MPa [2]}$$

$$\tau = \frac{F/4}{S} = \frac{12500}{\frac{\pi * d_c^2}{4}} = \frac{12500}{\frac{\pi * 22^2}{4}} = 32,9 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$\tau < \tau_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5. NÁVRH A KONTROLA POHYBOVÉHO ŠROUBU

Nejprve bude proveden předběžný návrh šroubu a poté následná pevnostní kontrola. Šroub je zatížen osovou silou $F = 50\text{kN}$. Materiál šroubu zvolen 11 600, $R_e = 295\text{ MPa}$. [2]. Bude uvažováno, že šroub je mazán tukem, součinitel tření na závitech $f_z = 0,15$.

$$d_3' = 2 * \sqrt{\frac{\beta * k_s * F}{\pi * R_e}} = 2 * \sqrt{\frac{1,3 * 3,5 * 50\ 000}{\pi * 295}} = 31,34\text{ mm} \quad (16)$$

Zvoleno **Tr 40 x 6**

$$d_2 = 37\text{ mm}$$

$$d_3 = 33\text{ mm}$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos 15^\circ} = 8,827^\circ \quad (17)$$

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi * d_2} = \arctg \frac{6}{\pi * 37} = 2,955^\circ \quad (18)$$

$\psi < \varphi'$ Podmínka samosvornosti splněna

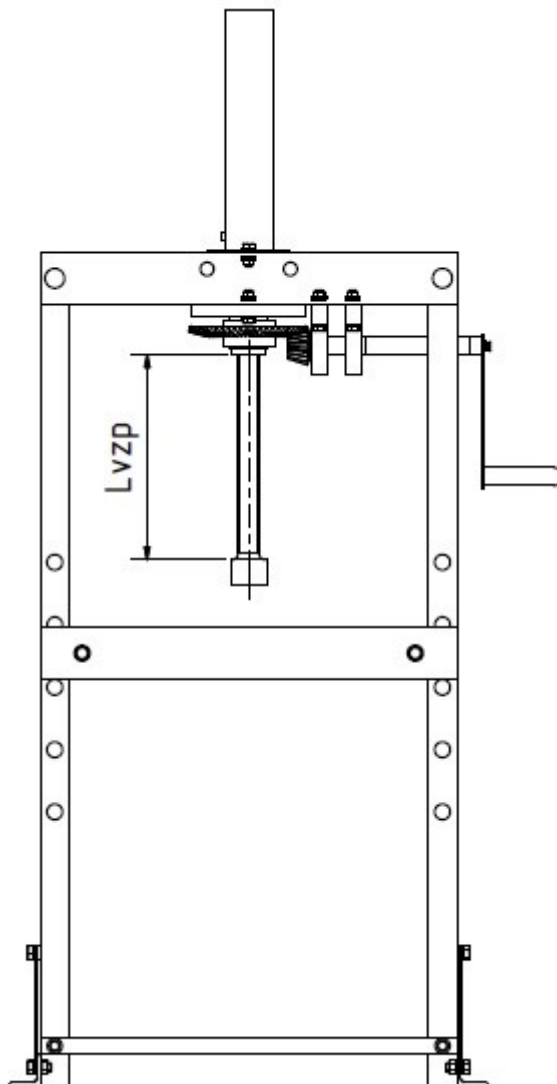
$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi * d_3^2}{4}} = \frac{50\ 000}{\frac{\pi * 33^2}{4}} = 58,459\text{ MPa} \quad (19)$$

$$\tau = \frac{F * \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) * \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi * d_3^3}{16}} = \frac{50000 * \operatorname{tg}(8,827 + 2,955) * \frac{37}{2}}{\frac{\pi * 33^3}{16}} = 27,434\text{ MPa} \quad (20)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 * \tau^2} = \sqrt{58,459^2 + 4 * 27,434^2} = 80,05\text{ MPa} \quad (21)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{295}{80,05} = 3,68 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (22)$$

Kontrola pohybového šroubu na vzpěr:



Obr. 13 Vzpěrná délka šroubu

Vzpěrná délka $L_{VZP} = 400 \text{ mm}$

Průměr šroubu $d_3 = 33 \text{ mm}$

Eulerova konstanta $n=1$

Síla $F = 50 \text{ kN}$

$\sigma_u = 200 \text{ MPa}$ [2]

$E = 210\,000 \text{ MPa}$

$$\lambda_m = \pi * \sqrt{\frac{n * E}{\sigma_u}} = \pi * \sqrt{\frac{1 * 210000}{200}} = 101,8 \quad (23)$$

$$\lambda_s = \frac{L_{vzp}}{J_{min}} = \frac{L_{vzp}}{\frac{d_3}{4}} = \frac{400}{\frac{33}{4}} = 48,48 \quad (24)$$

$\lambda_s < \lambda_m$ - Bude provedena kontrola na vzpěr podle Tetmayera:

$$F_{kr} = \sigma_{kr} * A = \sigma_{kr} * \pi * \frac{d_3^2}{4} = 304,94 * \pi * \frac{33^2}{4} = 260\,816\,N \quad (25)$$

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 * \lambda_s = 335 - 0,62 * 48,48 = 304,94\,MPa \quad (26)$$

$$k_s = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{260\,816}{50\,000} = 5,21 \quad (27)$$

Pohybový šroub z hlediska kontroly na vzpěr vyhovuje.

6. NÁVRH KUŽELOVÉHO PŘEVODU

Potřebný moment pro otočení maticí při lisovací síle $F=50kN$ je roven třecímu momentu v závitech. Dále je nutno účinnost ložisek a moment axiálního ložiska, který je stanoven dle katalogu SKF [8] a účinnost samotného kuželového převodu. Délka ramene kliky byla zvolena $250mm$ a maximální síla na kliku $250N$. Účinnosti zvoleny podle obvyklých hodnot.

Moment na pastorku

$$Mk_1 = F_k * m * \eta_L = 250 * 0,25 * 0,97 = 60,625 Nm \quad (28)$$

Potřebný převodový poměr

$$Mk_2 = M_{TZ} + M_{ax} = 193 + 5 = 198 Nm \quad (29)$$

$$Mk_2 = Mk_1 * i_{kp} * \eta_L * \eta_P$$

$$i_{kp} = \frac{Mk_2}{Mk_1 * \eta_L * \eta_P} = \frac{198}{60,625 * 0,97 * 0,95} = 3,544 \quad (30)$$

Počet zubů pastorku zvolen $z_1 = 16$

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

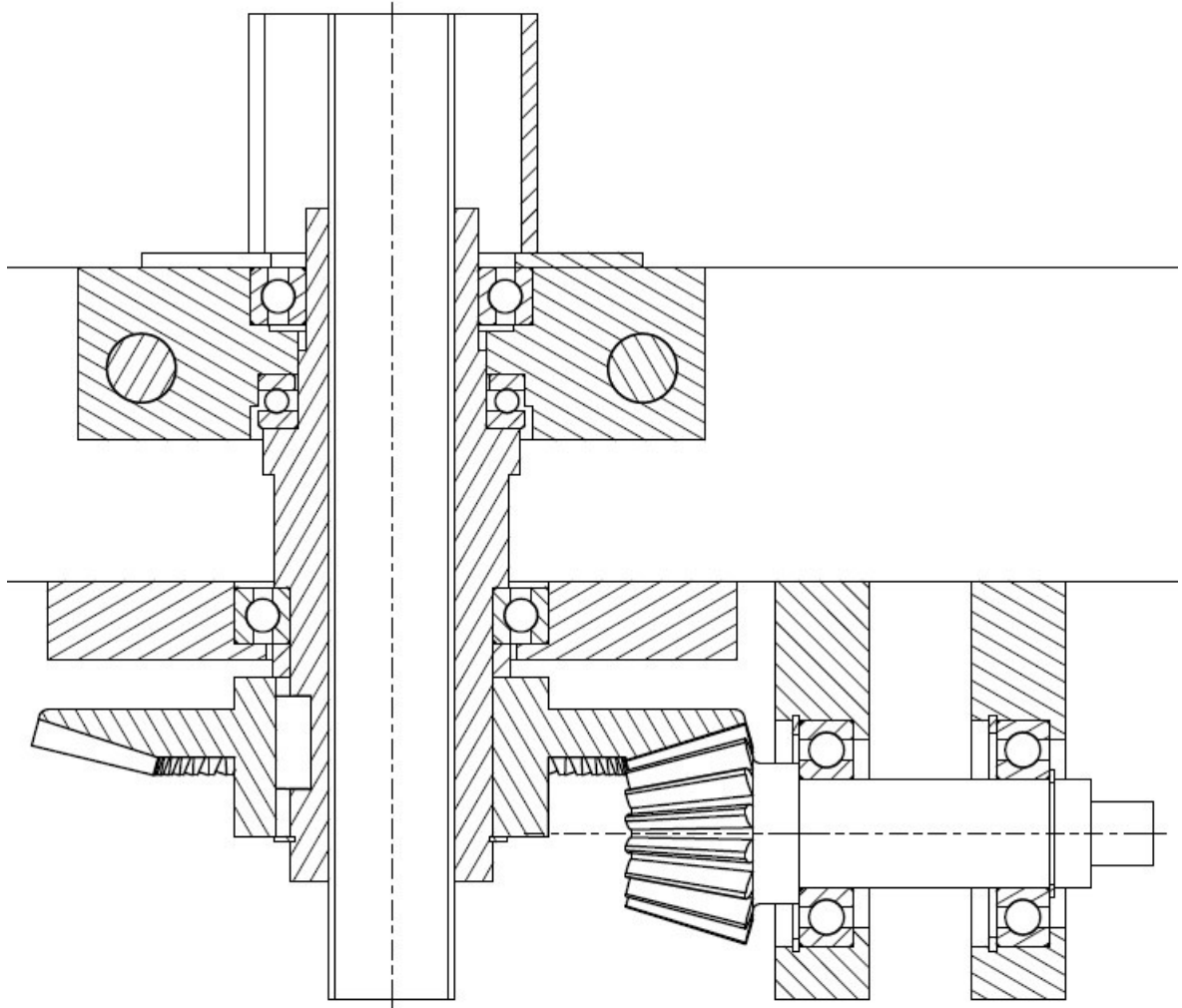
$$z_2 = z_1 * i = 16 * 3,544 = 56,704 \quad (31)$$

Počet zubů kola zvolen $z_2 = 57$

Návrh geometrie a pevnostní kontrola ozubení byla provedena pomocí programu AUTODESK INVENTOR 2015. [9] Podrobné výsledky uvedeny v příloze.

7. NÁVRH ULOŽENÍ MATICE A KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

Matice je uložena ve valivých ložiscích. Axiální ložisko zachycuje sílu od pohybového šroubu, která je rovna lisovací síle a axiální sílu od kuželového převodu. Radiální ložiska zachycují radiální síly (reakce) od kuželového převodu.



Obr. 14 Uložení matice

7.1 KONTROLA TLAKU V ZÁVITECH

Výška matice musela být zvolena vzhledem k uložení 215mm. Nerovnoměrné rozložení tlaku v závitech je respektováno sníženou hodnotou dovoleného napětí $p_D = 20 \text{ MPa}$ [1]

Počet závitů

$$z_m = \frac{h_m}{P} = \frac{215}{6} = 35,83 \quad (32)$$

Tlak v závitech

$$p = \frac{F_s}{\pi * d_2 * H_1 * z} = \frac{50\,000}{\pi * 37 * 35 * 3} = 4,1 \text{ MPa} \quad (33)$$

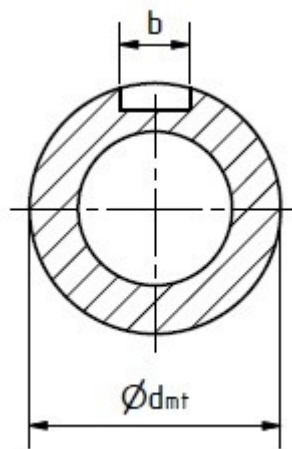
kde H_1 je nosná hloubka závitu

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{40 - 34}{2} = 3 \text{ mm} \quad (34)$$

$p < p_D \rightarrow$ vyhovuje

7.2 VÝPOČET PŘENOSU KROUTICÍHO MOMENTU Z KOLA NA MATICI

Přenos točivého momentu je uskutečněn pomocí pera. F_1 je síla působící na drážku pera t_1 .



Obr. 15 Průřez matice v místě drážky pro pero (prvek závitu není zakreslen)

$$\varnothing d_{mt} = 65 \text{ mm}$$

$$b = 18 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4,2 \text{ mm}$$

$$p_D = 150 \text{ MPa [2]}$$

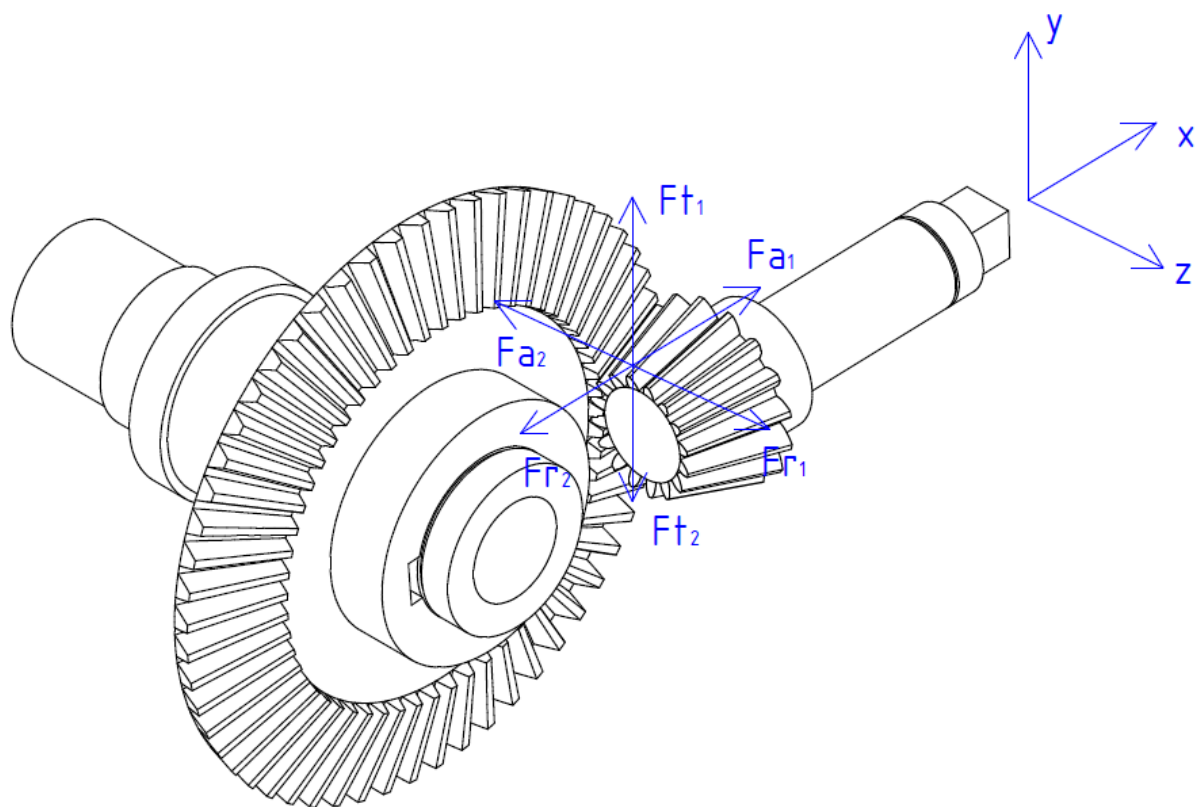
$$F_1 = \frac{1000 * M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 * 198}{\frac{65}{2} + \frac{4,2}{2}} = 5\,722,54N \quad (35)$$

$$l' = \frac{F_1}{p_D * t_1} = \frac{5\,722,54}{150 * 4,2} = 9,1 \quad (36)$$

$$l = l' + b = 9,1 + 18 = 27,1 \quad (37)$$

Zvoleno pero 18e7 x 11 x 30

7.3 ROZBOR SIL OD KUŽELOVÉHO PŘEVODU



Obr. 16 Silové poměry na kuželovém soukolí

Z přenášeného krouticího momentu se určí střední obvodová síla:

$$F_{tm} = \frac{2M_{k1}}{d_{m1}} = 2 * \frac{60,625 * 10^3}{53,19} = 2279,56N \quad (38)$$

$$F_{tm} = F_{t1} = F_{t2} \quad (39)$$

$$F_{am} = F_a \quad (40)$$

$$F_{rm} = F_r \quad (41)$$

Axiální síly

$$F_{am1} = F_{tm} * tg\alpha * \sin\delta1 = 2279,56 * tg20 * \sin15,6795 = 224,23N \quad (42)$$

$$F_{am2} = F_{tm} * tg\alpha * \sin\delta2 = 2279,56 * tg20 * \sin74,3205 = 798,82N \quad (43)$$

Radiální síly

$$F_{rm1} = F_{tm} * tg\alpha * \cos\delta1 = 2279,56 * tg20 * \cos15,6795 = 798,82N \quad (44)$$

$$F_{rm2} = F_{tm} * tg\alpha * \cos\delta2 = 2279,56 * tg20 * \cos74,3205 = 224,23N \quad (45)$$

A) KOLO

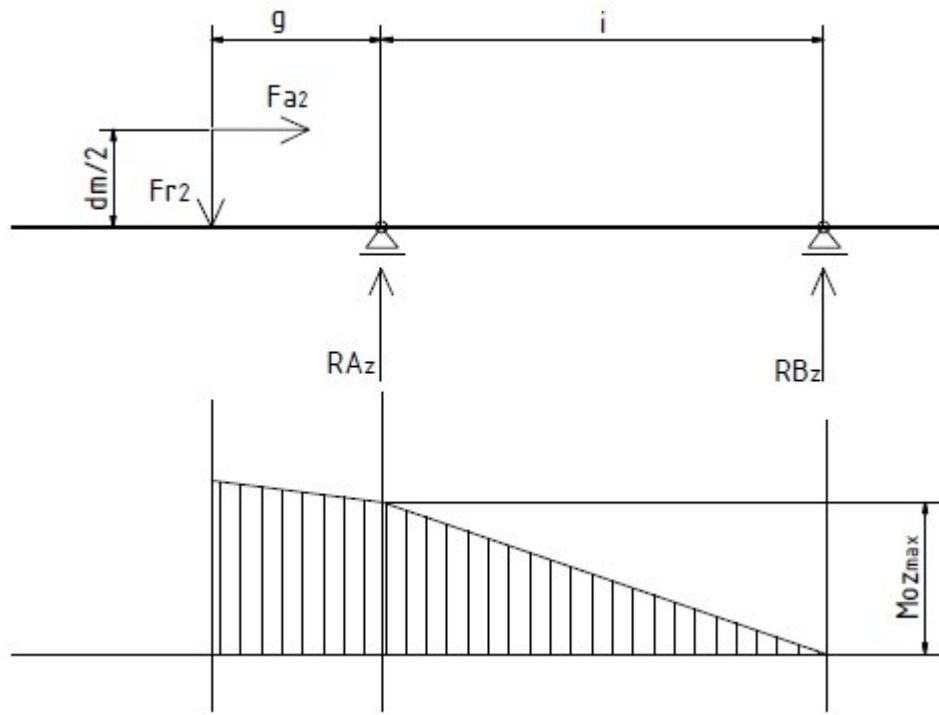
Rovina x-z

Uložení je řešeno jako nosník. V rovině x-z působí síla F_{a2} na rameni dm_2 a síla F_{r2} . Podpory A a B symbolizují ložiska. Reakce od axiální síly není zakreslena, bude ji přenášet axiální ložisko spolu s axiální silou od pohybového šroubu.

$$g = 39,2mm$$

$$i = 130mm$$

$$dm_2 = 189,488mm$$



Obr. 17 Průběh ohybového momentu v rovině x-z

$$\sum MA = 0$$

$$Fr_2 * g - Fa_2 * \frac{d_{m2}}{2} + RB_z * i = 0$$

$$RB_z = \frac{Fa_2 * \frac{d_{m2}}{2} - Fr_2 * g}{i} = \frac{798,82 * \frac{189,488}{2} - 224,23 * 39,2}{130} = 514,566 \text{ N} \quad (46)$$

$$\sum MB = 0$$

$$Fr_2 * (g + i) - Fa_2 * \frac{d_{m2}}{2} + RA_z * i = 0$$

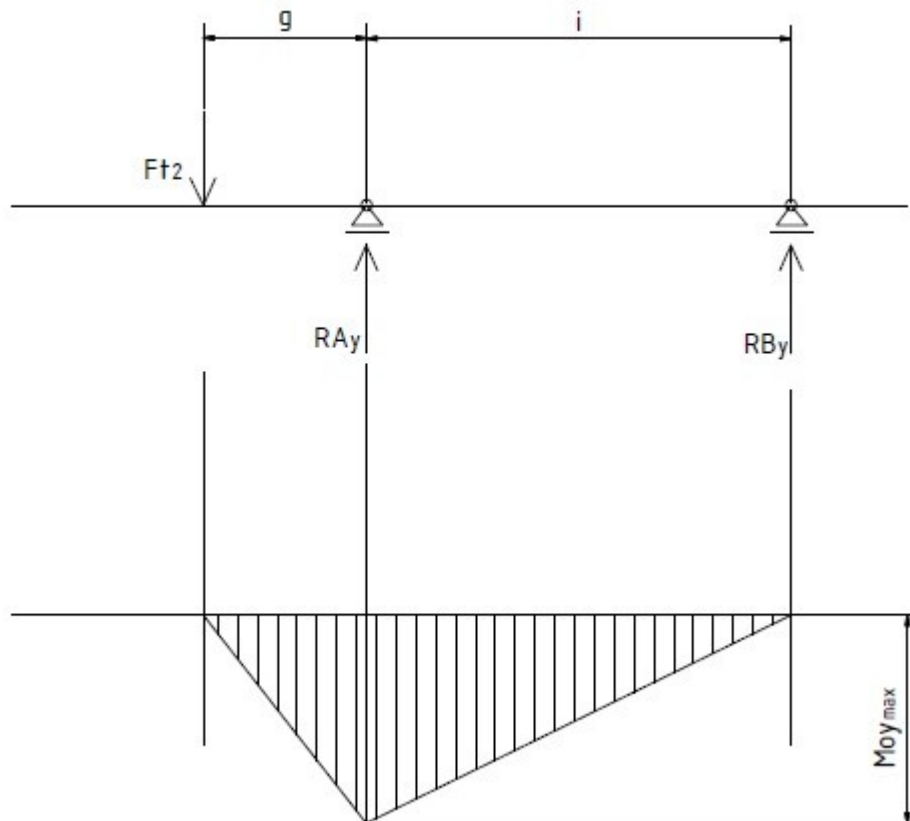
$$RA_z = \frac{Fr_2 * (g + i) - Fa_2 * \frac{d_{m2}}{2}}{i} = \frac{224,23 * (39,2 + 130) - 798,82 * \frac{189,488}{2}}{130} = -290,336 \text{ N} \quad (47)$$

$$M_{OAZFr_2} = Fr_2 * g = 224,23 * 39,2 = 8\,789,816 \text{ Nmm} \quad (48)$$

$$M_{oAzFa_2} = Fa_2 * \frac{d_{m2}}{2} = 798,82 * \frac{189,488}{2} = 75\,683,402 \text{ Nmm} \quad (49)$$

$$M_{oAmax} = M_{oAzFa_2} - M_{oAzFr_2} = 75\,683,402 - 8\,789,816 = 66\,893,586 \text{ Nmm} \quad (50)$$

Rovina x-y



Obr. 18 Průběh ohybového momentu v rovině x-y

$$\sum MA = 0$$

$$F_{t2} * g + RB_y * i = 0$$

$$RB_y = -\frac{F_{t2} * g}{i} = -\frac{2279,56 * 39,2}{130} = -687,375 \text{ N} \quad (51)$$

$$\sum MB = 0$$

$$F_{t2} * (g + i) - RA_y * i = 0$$

$$RA_y = \frac{Ft_2 * (g + i)}{i} = \frac{2279,56 * (39,2 + 130)}{130} = 2966,935 \text{ N} \quad (52)$$

$$M_{oAyFt_2} = Ft_2 * g = 2279,56 * 39,2 = 89\,359,752 \text{ Nmm} \quad (53)$$

Celkové reakce a ohybové momenty

$$RA = \sqrt{RA_z^2 + RA_y^2} = \sqrt{-290,336^2 + 2966,935^2} = 2981,107 \text{ N} \quad (54)$$

$$RB = \sqrt{RB_z^2 + RB_y^2} = \sqrt{514,566^2 + (-687,375)^2} = 858,640 \text{ N} \quad (55)$$

$$M_{oMAX} = \sqrt{M_{ozMAX}^2 + M_{oyMAX}^2} = \sqrt{66\,893,586^2 + 89\,359,752^2} \\ = 111\,624 \text{ Nmm} \quad (56)$$

Kontrola ložisek

Vzhledem k malým otáčkám matice, bude provedena pouze statická kontrola.

V místě podpory **A** bylo vzhledem k rozměrům uložení zvoleno ložisko **6013 2RS**.
Statická únosnost $C_0 = 19\,600 \text{ N}$ [2]

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_{or} = X_o * F_r + Y_o * F_a = 0,6 * 2981,107 + 0,5 * 0 = 1788,664 \text{ N} \quad (57)$$

Statická bezpečnost

$$S_o = \frac{C_0}{P_{or}} = \frac{19\,600}{1788,664} = 10,958 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (58)$$

V místě podpory **B** bylo vzhledem k rozměrům uložení zvoleno ložisko **6011 2RS**.

Statická únosnost $C_0 = 17\,000 \text{ N}$ [2]

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_{or} = X_o * F_r + Y_o * F_a = 0,6 * 858,640 + 0,5 * 0 = 515,184 \text{ N} \quad (59)$$

Statická bezpečnost:

$$S_o = \frac{C_0}{P_{or}} = \frac{17\,000}{515,184} = 33 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (60)$$

Axiální sílu od pohybového šroubu a od kuželového soukolí bude přenášet jednořadé kuličkové axiální ložisko **511 12**. Statická únosnost $C_0 = 113\,000\text{ N}$. [7]

Ekvivalentní statické zatížení

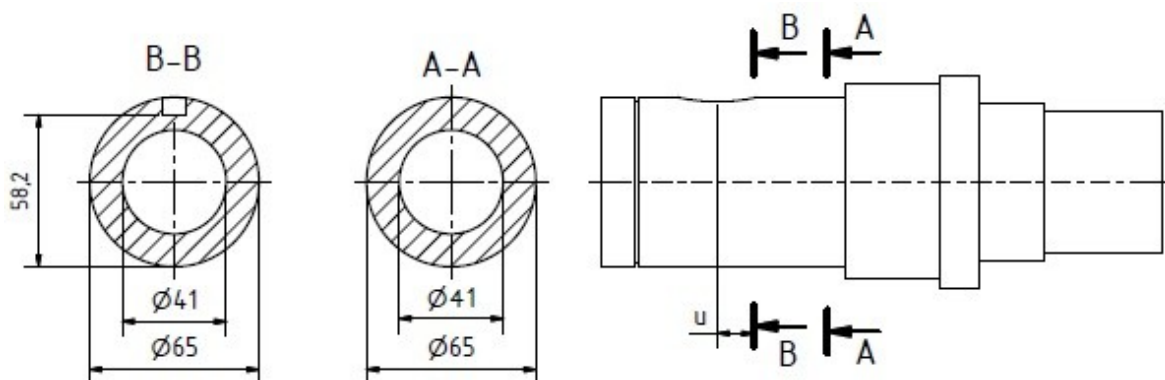
$$P_{oa} = F_a = 50\,000 + 798,82 = 50\,798,82\text{ N} \quad (61)$$

Statická bezpečnost:

$$S_o = \frac{C_0}{P_{oa}} = \frac{113\,000}{50\,798,82} = 2,224 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (62)$$

STATICKÁ KONTROLA MATICE

Statická kontrola bude provedena v místě maximálního ohybového momentu, což je v místě uložení prvního ložiska a v místě drážky pro pero. Materiál matice 11 600, $Re=295\text{MPa}$. [2]



Obr. 19 Kritické průřezy matice

Kontrola v místě A:

Matice je v místě A namáhána krutem a ohybem. Ohybový moment je roven M_{oMAX} . Krut 198 Nm

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} * \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{111\,624}{\frac{\pi}{32} * \frac{65^4 - 41^4}{65}} = \frac{111\,624}{22693.27} = 4,918 \text{ MPa} \quad (63)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} * \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{198\,000}{\frac{\pi}{16} * \frac{65^4 - 41^4}{65}} = \frac{198\,000}{45386.54} = 4,36 \text{ MPa} \quad (64)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 * \tau^2} = \sqrt{4,918^2 + 4 * 4,36^2} = 8,72 \text{ MPa} \quad (65)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{295}{8,72} = 33,8 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (66)$$

Kontrola v místě B:

Místo B je konec drážky pro pero, kde bude největší ohybový moment. Zjednodušeně bude jako vnější průměr uvažován průměr matice, zmenšený o hloubku drážky pro pero.

Výpočet ohybového momentu v místě B:

Rovina x-z

$$M_{oxzBB} = M_{oAzFa_2} - Fr_2 * u = 75\,683,402 - 224,23 * 15 = 72\,319,952 \text{ Nmm} \quad (67)$$

Rovina x-y

$$M_{oxyBB} = Ft_2 * u = 2279,56 * 15 = 34\,193,4 \text{ Nmm} \quad (68)$$

Celkový ohybový moment

$$M_{oBB} = \sqrt{M_{oxzBB}^2 + M_{oxyBB}^2} = \sqrt{72\,319,952^2 + 34\,193,4^2} = 79\,996 \text{ Nmm} \quad (69)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} * \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{79\,996}{\frac{\pi}{32} * \frac{58,2^4 - 41^4}{58,2}} = 5,48 \text{ MPa} \quad (70)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} * \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{198\,000}{\frac{\pi}{16} * \frac{58,2^4 - 41^4}{58,2}} = \frac{198\,000}{29174,55} = 6,78 \text{ MPa} \quad (71)$$

Redukované napětí:

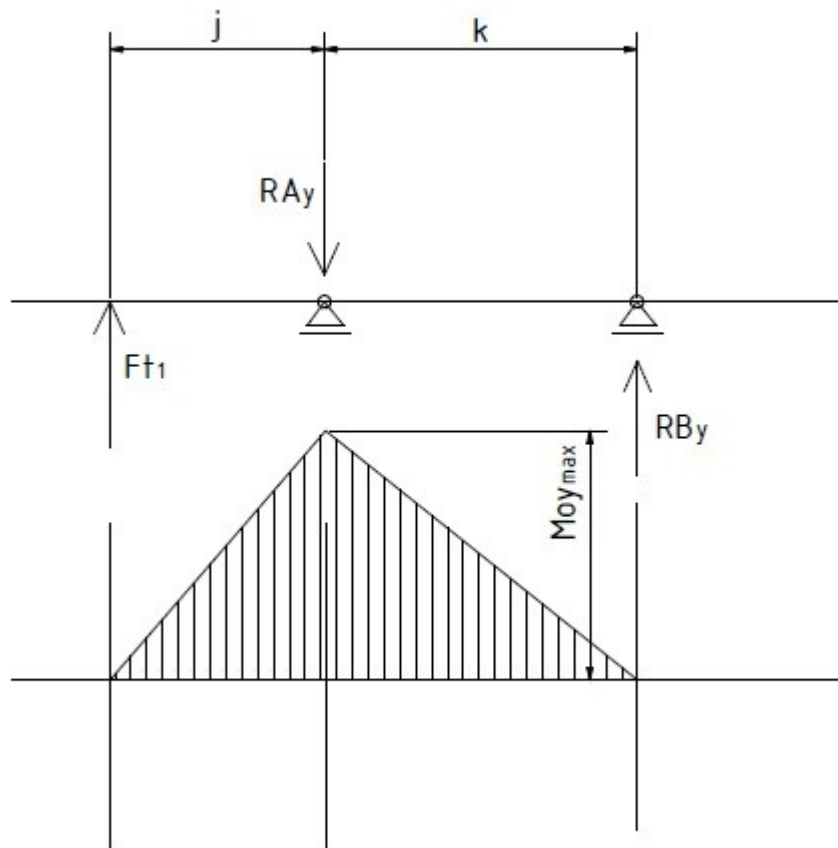
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 * \tau^2} = \sqrt{5,48^2 + 4 * 6,78^2} = 14,63 \text{ MPa} \quad (72)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{295}{14,63} = 20,16 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (73)$$

Z výsledku je patrné, že matice je značně předimenzovaná, výsledná napětí jsou téměř zanedbatelná.

Rovina x-y



Obr. 20 Průběh ohybového momentu v rovině x-y

$$\sum MA = 0$$

$$-Ft_1 * j + R_{Bz} * k = 0$$

$$R_{By} = \frac{Ft_1 * j}{k} = \frac{2279,56 * 43}{62,7} = 1563,3 \text{ N} \quad (74)$$

$$\sum MB = 0$$

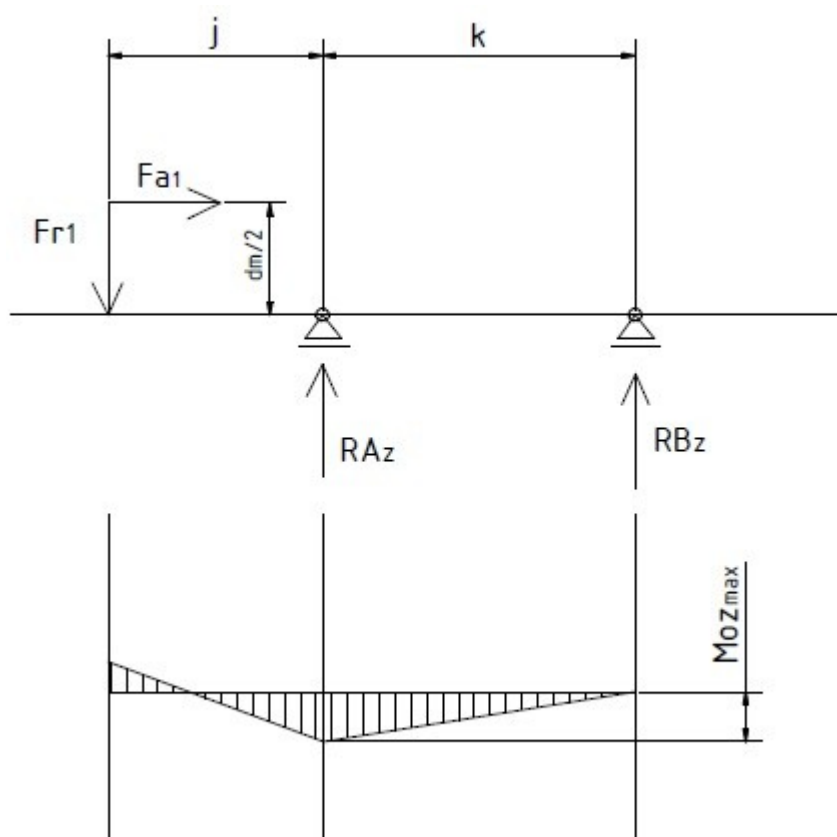
$$-Ft_1 * (j + k) + R_{Ay} * k = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{Ft_1 * (j + k)}{k} = \frac{2279,56 * (43 + 62,7)}{62,7} = 3842,9 \text{ N} \quad (75)$$

$$M_{oAyFt_1} = Ft_1 * j = 2279,56 * 43 = 98\,021,1 \text{ Nmm} \quad (76)$$

$$M_{oAy_{max}} = M_{oAy_{Ft_1}} = 98\,021,1 = 98\,021,1 \text{ Nmm} \quad (77)$$

Rovina x-z



Obr. 21 Průběh ohybového momentu v rovině x-z

$$\sum MA = 0$$

$$Fr_1 * j - Fa_1 * \frac{d_{m1}}{2} + RB_z * k = 0$$

$$RB_z = \frac{-Fr_1 * j + Fa_1 * \frac{d_{m1}}{2}}{k} = \frac{-798,82 * 43 + 224,23 * \frac{53,19}{2}}{62,7} = -452,73 \text{ N} \quad (78)$$

$$\sum MB = 0$$

$$Fr_1 * (j + k) - Fa_1 * \frac{d_{m1}}{2} - RA_z * k = 0$$

$$RA_z = \frac{Fr_1 * (j + k) - Fa_1 * \frac{d_{m1}}{2}}{k} = \frac{798,82 * (43 + 62,7) - 224,23 * \frac{53,19}{2}}{62,7} = 1251,55N \quad (79)$$

$$M_{oAzmax} = Fr_1 * j - Fa_1 * \frac{d_{m1}}{2} = 798,82 * 43 - 224,23 * \frac{53,19}{2} = 28\,385,9Nmm \quad (80)$$

Celkové reakce a ohybové momenty

$$RA = \sqrt{RA_y^2 + RA_z^2} = \sqrt{3842,9^2 + 1251,55^2} = 4041,6 N \quad (81)$$

$$RB = \sqrt{RB_y^2 + RB_z^2} = \sqrt{1563,3^2 + (-452,73)^2} = 1627,54 N \quad (82)$$

$$M_{oMAX} = \sqrt{M_{oAyMAX}^2 + M_{oAzMAX}^2} = \sqrt{98\,021,1^2 + 28\,385,9^2} = 102\,048,5 Nmm \quad (83)$$

Kontrola ložisek

Vzhledem k malým otáčkám matice, bude provedena pouze statická kontrola.

V místě podpory A bylo zvoleno ložisko **6207 2RS**. Statická únosnost $C_0 = 13\,700N$. [2]

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_{or} = X_o * F_r + Y_o * F_a = 0,6 * 4041,6 + 0,5 * 224,23 = 2537,1 N \quad (84)$$

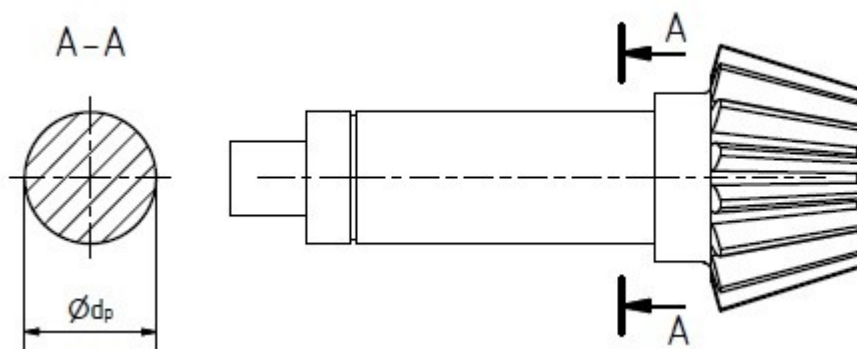
Statická bezpečnost

$$S_o = \frac{C_0}{P_{or}} = \frac{13\,700}{2537,1} = 5,4 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (85)$$

V místě podpory B je zvoleno stejné ložisko jako v místě A, není tedy nutno provádět statickou kontrolu.

STATICKÁ KONTROLA PASTORKU

Statická kontrola bude provedena v místě maximálního ohybového momentu, tedy v místě uložení ložiska A. Materiál pastorku 14 220, $Re=588MPa$. [9]



Obr. 22 Kontrola pastorku

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi * d_p^3}{32}} = \frac{102\,048,5}{\frac{\pi * 35^3}{32}} = \frac{102\,048,5}{4209,24} = 24,24 \text{ MPa} \quad (86)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{\frac{\pi * d_p^3}{16}} = \frac{60\,625}{\frac{\pi * 35^3}{16}} = \frac{60\,625}{8418,486} = 7,2 \text{ MPa} \quad (87)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 * \tau^2} = \sqrt{24,24^2 + 4 * 7,2^2} = 28,19 \text{ MPa} \quad (88)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{588}{28,19} = 20,86 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (89)$$

8. CELKOVÁ ÚČINNOST

Celková účinnost je definována jako poměr práce vynaložené na vyvození osově síly ve šroubu o stoupání závitu $P_h = 6 \text{ mm}$ k práci vykonané při otočení klikou tak, aby se matice otočila jedenkrát. Krouticí moment na klice $M_k = 60\,625 \text{ Nmm}$.

Skutečný převodový poměr kuželového převodu:

$$i_{sk} = \frac{57}{16} = 3,5625 \quad (90)$$

Aby se otočila matice jedenkrát, je nutno otočit maticí o 3,5625 otáček, tedy o $1282,5^\circ$.

Úhel otočení je nutno převést do obloukové míry:

$$1282,5^\circ = 1282,5 * \frac{\pi}{180} \text{ rad} = \frac{57}{8} \pi \text{ rad} \quad (91)$$

Celková účinnost

$$\eta = \frac{F * P_h}{M_k * \frac{57}{8} \pi} = \frac{50\,000 * 6}{60\,625 * \frac{57}{8} \pi} = 0,221 = 22,1\% \quad (92)$$

9. SHRNU TÍ A ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je navržený dílenský šroubový lis na ruční pohon. Pevnostně byly zkontrolovány hlavní a kriticky namáhané součásti. Lis je určen především k lisování ložisek, nábojů, pouzder a strojních součástí podobných charakteristik.

Maximální lisovací síla je $50kN$, přičemž aby bylo této síly dosaženo, je potřeba působit na kliku silou $250N$. Zdvih při jedné otáčce klikou je cca $1,7mm$, maximální zdvih šroubu až $400mm$. Lože lisu může mít celkem 5 poloh ($640mm - 1120mm$). Při návrhu bylo postupováno tak, aby nebylo nutné kotvení k podlaze. Účinnost lisu je asi 22%. Veškeré požadavky uvedené v zadání byly splněny.

Nevýhody

- Vyšší hmotnost- $140Kg$
- Nízká účinnost-22%
- Vyšší výrobní náklady (kuželové soukolí, pohybový šroub)

Výhody

- Spolehlivost (při dodržení běžné údržby-čistota pohybového šroubu, kuželového soukolí)
- Snadná obsluha
- Veškeré díly montované-snadná přeprava, poměrně snadné sestavení.

Poděkování

Děkuji své vedoucí bakalářské práce Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky při zpracování.

10. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A SOFTWARE

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2014. ISBN 978-80-248-1290-8
- [2] LEINVEBER, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky. Páté upravené vydání*. Albra, Úvaly, 2011. 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4
- [3] KŘÍŽ, R. - VÁVRA, P. *Strojírenská příručka. 6. Svazek*. Scientia, Praha, 1995. 291 s. ISBN 80-85827-88-3
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin HARTL, editor Miloš VLK, přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [6] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů: návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [7] Axiální kuličková ložiska. *ZKL*. [online]. [cit. 2016-01-02].
Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/sdtbb>
- [8] SKF Bearing Calculator. *SKF*. [online]. [cit. 2016-01-02].
Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>
- [9] Inventor [zkušební verze programu]. Professional 2015, © 2015 Autodesk, Inc.
- [10] Lisy. *Hyper inzerce*. [online]. [cit. 2016-01-02].
Dostupné z: <http://stroje.hyperinzerce.cz/kovoobrabeci-lisy/inzerat/10562436-lis-rucni-sroubovy-dvouramovy-yb-3-8739-nabidka-blansko/>

- [11] Mechanický lis APR-3. *Toplandcz*. [online]. [cit. 2016-01-02].
Dostupné z: <http://www.toplandcz.cz/toplandcz-cz/17-RUCNI-MECHANICKE-LISY/79-Mechanicky-lis-APR-3>
- [12] Ruční/nožní hydraulický lis WPP 20 BK. *Bow*. [online]. [cit. 2016-01-02].
Dostupné z: <http://www.bow.cz/produkt/4002020-rucni-nozni-hydraulicky-lis-wpp-20-bk/>

11. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Geometrie a pevnostní kontrola kuželového soukolí

Výkres sestavy šroubového lisu BP-NSL-S

Seznam položek sestavy šroubového lisu BP-NSL-S-K

Výkres podsestavy rámu šroubového lisu BP-NSL-PR

Seznam položek podsestavy rámu šroubového lisu BP-NSL-PR-K

CD obsahující kompletní bakalářskou práci v elektronické podobě včetně příloh a výkresů.