

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Točna pojezdového vozíku s mechanickým pohonem

Mechanically Driven Turntable of a Travel Cart

Student:

Martin Andryšek

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2011

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: 23.5.2011

.....

Martin Andrysek

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 jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé bakalářské práce, 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 poskytnou 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: 23.5.2011

.....

Martin Andryšek

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Andryšek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

**Bělkovice-Lašťany 567
783 15 Bělkovice-Lašťany, ČR**

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D za účinnou pomoc a odborné vedení bakalářské práce.

V Ostravě: 23.5.2011

.....

Martin Andrysek

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ANDRÝSEK, M. *Točna pojezdového vozíku s mechanickým pohonem: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, XX s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem kolejové točny s mechanickým pohonem pro pojezdový vozík s určenou nosností, volbou mechanismu zadaného otáčení $\pm 360^\circ$ a jeho pohonu. Volba mechanismu otáčení zahrnuje návrh, výpočet a kontrolu dvou variant zatížení. Na základě simulovaných momentů setrvačnosti při otáčení 5 ot/min byl navržen pohon s elektropřevodovkou a brzdným odporem. Práce zpracovává podrobnou výkresovou dokumentaci.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ANDRÝSEK, M. *Mechanically Driven turntable of a Travel Cart: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering. Department of Machine Parts and Mechanisms, 2011, XX p. Thesis head: Havlík, J.

This Bachelor thesis deals with railway turntable with a mechanical drive for the trolley with a fixed capacity, selection mechanism, given the rotation $\pm 360^\circ$ and his drive. The choice of the rotation mechanism includes design, calculation and control of two variants of the load. Based on the simulated moments of inertia in rotation 5 rpm was designed with electric drive and braking resistor. Work prepares detailed drawings.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	7
Úvod	9
1 Rešerše velkorozměrových ložisek	10
1.1 Sortiment otočí.....	11
2 Návrh konstrukce točny	14
3 Volba velikosti otoče.....	15
3.1 Vstupní zatížení	15
3.2 Charakteristika navržené otoče.....	16
3.2.1 Upevnění.....	18
3.2.2 Mazání	18
3.3 Pevnostní kontrola navržené otoče	19
3.3.1 Zatížení otoče – způsob č.1.....	20
3.3.2 Zatížení otoče – způsob č.2.....	23
3.4 Kontrola kotevních šroubů	25
4 volba pohonu točny	26
4.1 zvolená sestava pohonu	26
4.2 výpočet pastorku.....	27
4.2.1 kontrola geometrie ozubení v programu Geometrie	28
4.3 Momenty setrvačnosti	29
4.4 Výpočet a kontrola rozběhového momentu motoru	30
4.5 kontrola ozubení	30
4.5.1 Kontrola ozubení dle doporučení výrobce.....	31
4.5.2 Kontrola ozubení pomocí programu ČSNw.....	31
5 Závěr.....	35
6 Seznam použité literatury	36
7 Seznam příloh	37

Seznam použitých značek a symbolů

a	páka klopného momentu	[mm]
D_s	jmenovitý průměr ložiska	[mm]
e	parametr excentricity zatížení	[-]
F_a	axiální zatížení	[N]
F_t	zatížení přes zuby	[N]
F_{tDOV}	dovolené zatížení přes zuby	[N]
F_{tmax}	maximální zatížení přes zuby	[N]
$F_{tmaxDOV}$	maximální dovolené zatížení přes zuby	[N]
F'_{oa}	ekvivalentní axiální zatížení	[N]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻¹]
i	celkový převodový poměr	[-]
i_p	převodový poměr převodovky	[-]
J_c	celkový moment setrvačnosti	[kg.m ²]
J_b	moment setrvačnosti břemene	[kg.m ²]
J_t	moment setrvačnosti točny	[kg.m ²]
J_v	moment setrvačnosti vozíku	[kg.m ²]
m_b	hmotnost břemene	[kg]
m_t	hmotnost točny	[kg]
m_v	hmotnost vozíku	[kg]
M	klopný moment	[N.m]
M_a	nominální moment	[N.m]
M_{ir}	moment setrvačnosti rotujících hmot	[N.m]
M_r	rozběhový moment	[N.m]
M_{st}	třecí moment v ložisku	[N.m]
M_v	výstupní moment z převodovky	[N.m]
M'_{ok}	ekvivalentní klopný moment	[N.m]
n_m	otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_o	otáčky točny	[min ⁻¹]
n_p	otáčky výstupní hřídele	[min ⁻¹]
N	normální zatížení ložiska	[N]
P	výpočtový výkon motoru	[W]
P_m	výkon motoru	[kW]
s_f	servisní faktor	[-]
s_o	součinitel statické bezpečnosti	[-]
t_r	čas rozběhu točny	[s]
Z_k	počet zubů otoče (kola)	[-]

z_p	počet zubů pastorku	[-]
ε	úhlové zrychlení otoče	[rad.s ⁻¹]
ω	úhlová rychlost otoče	[rad.s ⁻¹]

Úvod

V této práci se zabývám návrhem kolejové točny s mechanickým pohonem pro pojezdový vozík s nosností břemene do 3200 kg. Pojezdový vozík má dle výkresu ELFE-PV3.2-00, hmotnost 1000 kg. Očekávaná hmotnost samotné točny je přibližně do 1000 kg. Točna je koncipovaná jako kruhová a její otáčení je $\pm 360^\circ$. Rychlost otáčení je lehce nadstandardních 5 ot/min. Ze zadání není příliš patrné prostředí a provoz, ve kterém bude točna použita. Zvolil jsem proto z mého pohledu nejpravděpodobnější využití ve výrobní hale. Prostor výrobní haly, nemá výraznou teplotní kolísavost a nedochází tam k tak výraznému znečištění jako například u jiných důlních linek či venkovnímu použití.

Práci jsem rozdělil do několika kapitol. V první z nich, v rešerši, jsem se zaměřil na druhy systému otáčení a následné bližší představení velkorozměrových ložisek, tzv. otočí. Další část představuje moje konstrukční řešení točny. Schéma točny s vyznačením hlavních součástí. V třetí kapitole jsem navrhl přesný typ otoče od společnosti PSL, a.s a její bližší představení a samozřejmě nezbytná kontrola vzhledem ke způsobu zatížení. Čtvrtá část se zabývá pohonem celého zařízení. Zvolil jsem kuželočelní elektropřevodovku s brzdovým odporem od společnosti Siemens. Uložení výstupní hřídele převodovky bude ve svěrném pouzdře. Krouťící moment bude přenášet z hřídele na pastorek rovnoboké drážkování.

1 Rešerše velkorozměrových ložisek

Velkorozměrná ložiska, tzv. otoče (Obr. 1), přenášení axiální či radiální zatížení. Mohou přenášet i kombinovaná zatížení včetně klopných momentů. Uchycení těchto otočí je prostřednictvím upevňovacích děr, které mohou být vyhotoveny se závitem či bez něj. Standardem je i ozubení na vnější nebo vnitřní straně. Kompaktní a ekonomické řešení tohoto způsobu uložení potvrzuje i možnost využití mazacích děr a těsnění. Při použití velkorozměrových ložisek se můžou eliminovat některé součásti mechanismu, které by jinak při použití klasických ložisek, nebo jiných systémů otáčení byly potřeba.



Obr. 1.1: Velkorozměrná otočná ložiska – otoče [1]

Aplikace otočí (Obr. 1.2) v některých typech strojů a zařízení:

- Dřevařská lesní technika
- Podvozky výrobních zařízení
- Roboty, zvedací a přemísťovací stroje
- Nakladače, popelářská vozidla, hydraulické ruky bagrů
- Těžební a důlní zařízení
- Montážní vozíky, vysokozdvížené plošiny
- Stavební sloupové zvedáky
- Speciální technika



Obr. 1.2: Příklad aplikace [3]

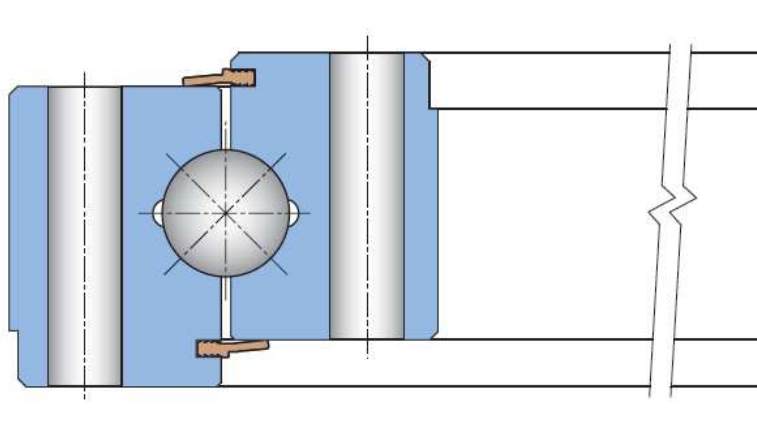
Přednosti velkorozměrových ložisek jsou převzaty z klasických ložisek, jako je přesnost a lehkost chodu a přitom pracují s mnohem větší zátěží. Nenáročnost na prostor a jednoduchá instalace spolu s téměř bezúdržbovým provozem jsou vlastnosti, které dovolují použití napříč průmyslem.

1.1 Sortiment otočí

Nejrozšířenější jsou jednořadové kuličkové otoče se čtyřbodovým stykem a jednořadové otoče se zkříženými válečky.

Typ konstrukce jednořadové kuličkové otoče:

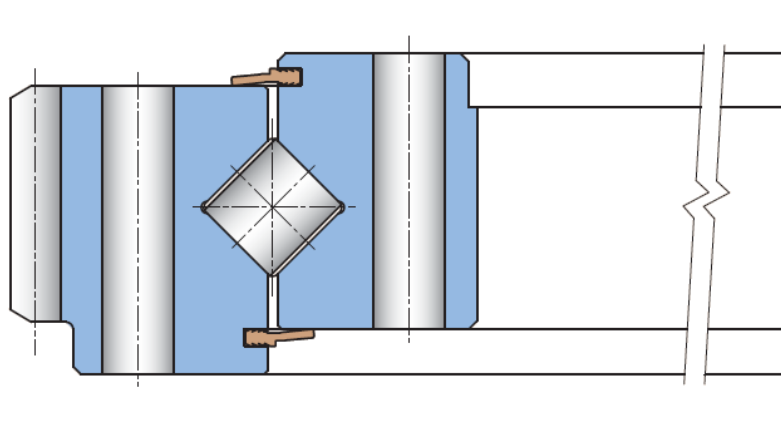
- bez ozubení (Obr. 1.3)
- s vnějším ozubením
- s vnitřním ozubením



Obr. 1.3: Varianta se čtyřbodovým stykem [1]

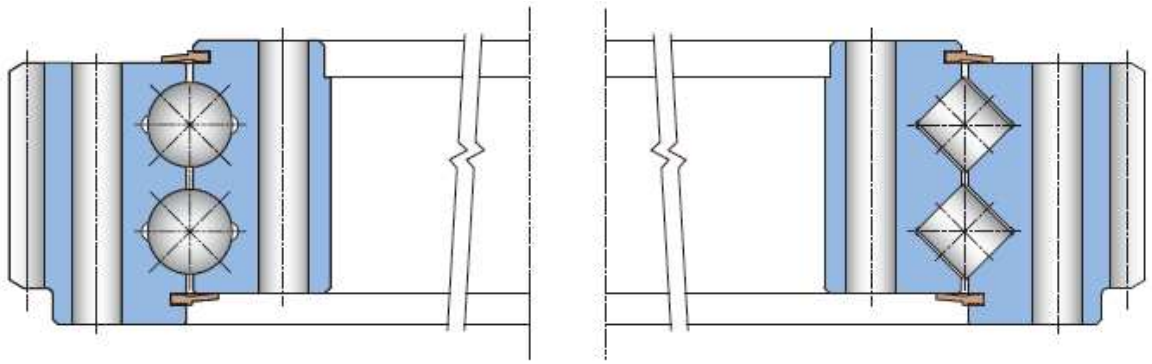
Typ konstrukce a jednořadové otoče se zkříženými válečky:

- bez ozubení
- s vnějším ozubením (viz. Obr. 1.4)
- s vnitřním ozubením



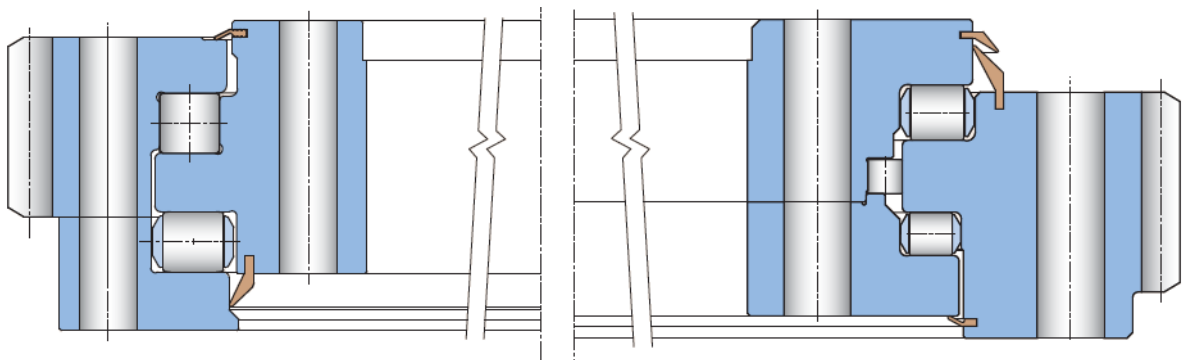
Obr. 1.4: Varianta se zkříženými válečky [1]

Dvouřadé provedení varianty se čtyřbodovým stykem a se zkříženými válečky (Obr. 1.5) se používá u výrazně větších zatížení než jejich jednořadé varianty.



Obr. 1.5: Dvouřadé provedení [1]

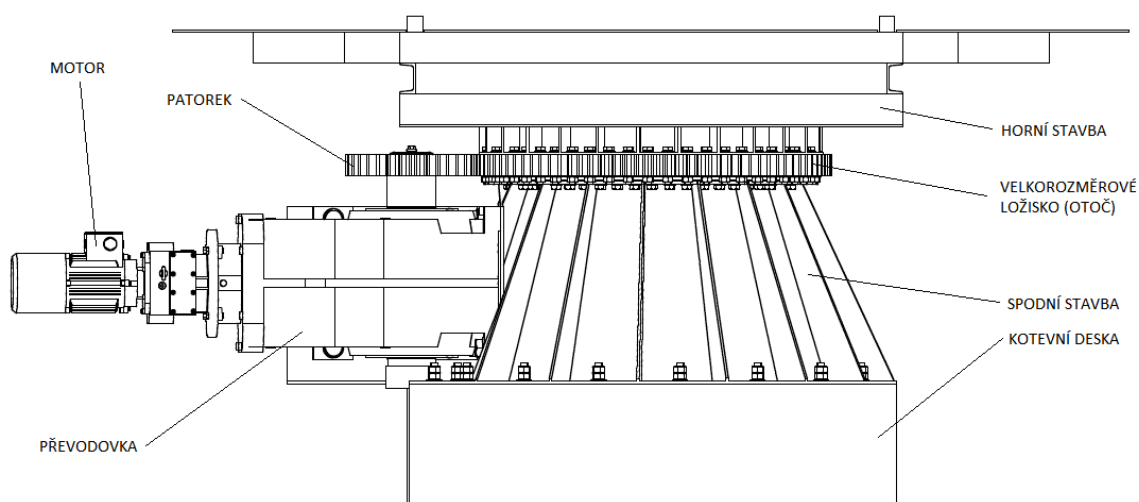
Speciální provedení (Obr. 1.6): axiálně radiální a trojřadé axiálně radiální válečková otoč.



Obr. 1.6: Speciální provedení [1]

2 Návrh konstrukce točny

Točna (viz. Obr. 2.1) bude tvořena ze tří hlavních částí. Dolní stavba, otoč a horní stavba, ke které jsou připevněny kolejnice. Pohon bude zajištěn kuželočelní elektorpřevodovkou. Rovnoboké drážkování na výstupní hřídeli převodovky přeneše přes pastorek kroutící moment na ozubený věnec otoče. Horní stavba je tvořena z kolejnic, krytového plechu (diamond plate), dvou příčných a několika podélných nosníků. Spodní i horní část je svařovaná sestava.



Obr. 2.1: Sestava točny

Hlavní části sestavy:

- Horní stavba
 - kolejnice
 - krytový plech
 - podélné a příčné nosníky
 - horní upínací deska
- Otoč s vnějším ozubením
- Pastorek
- Převodovka
- Elektromotor
- Dolní stavba
- Kotevní patice

3 Volba velikosti otoče

Velikost a typ otoče jsem volil nejen s ohledem na velikost působících zatížení, ale i s ohledem na způsob pohonu otoče. Od průměru otoče se odvíjí i průměr pastorku a požadované otáčky na výstupní hřídeli převodovky. V zadání není cena nijak zohledněna, ale i přes to jsem se snažil najít kompromis mezi velikostí otoče a následným typem převodovky a motoru.

3.1 Vstupní zatížení

Otoč je zatěžována hmotností horní části točny, pojezdovým vozíkem a hmotností jeho břemene. Momenty setrvačnosti všech tří zatěžujících prvků včetně hmotnosti točny byly určeny pomocí programu Autodesk Inventor.

Hmotnost točny

$$m_t = 906,8 \text{ kg}$$

Hmotnost vozíku dle zadání

$$m_v = 1000 \text{ kg}$$

Hmotnost břemene dle zadání

$$m_b = 3200 \text{ kg}$$

Moment setrvačnosti točny

$$J_t = 74995,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti vozíku

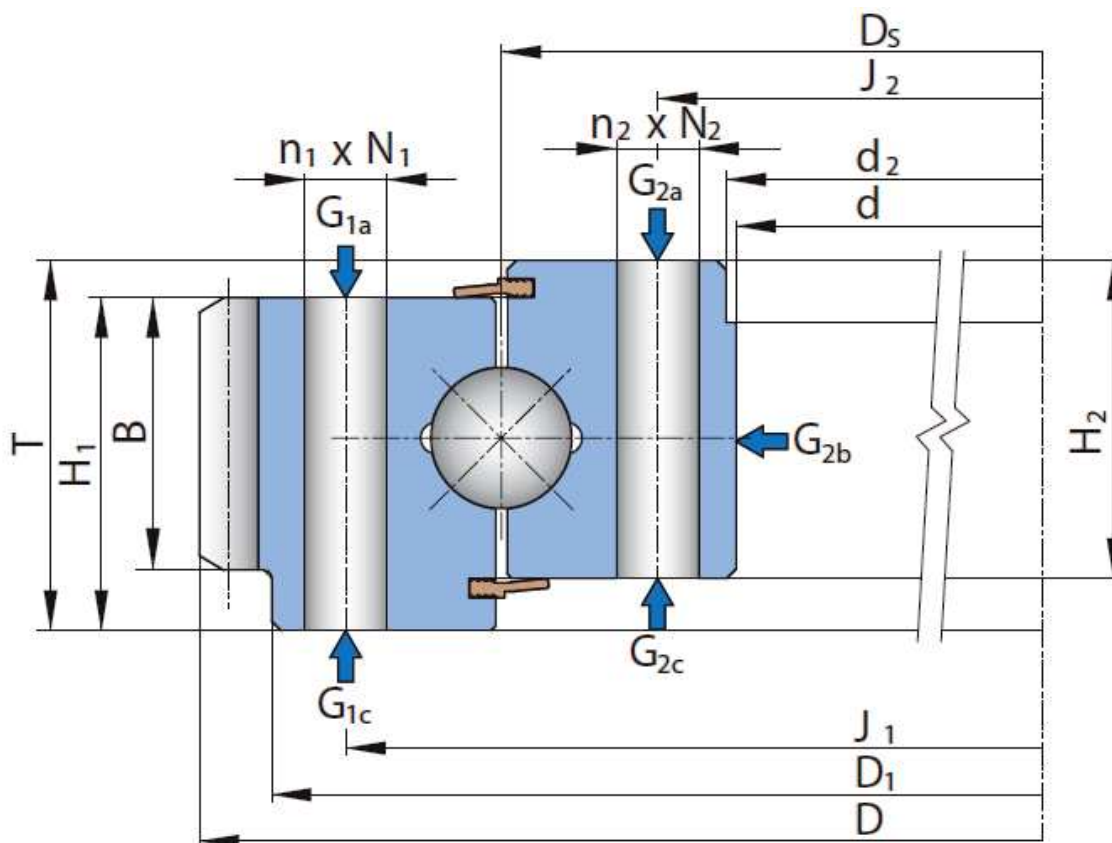
$$J_v = 45981,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti břemene

$$J_b = 138149,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.2 Charakteristika navržené otoče

Ze vstupních parametrů předběžně volím otoč **9E-1B32-1000-0223** s vnějším ozubením od společnosti PSL, a.s. Jedná se variantu velkorozměrového ložiska se čtyřbodovým stykem a vnějším ozubením. Otoč má průchozí upevňovací díry bez závitů. Tabulky rozměrů a schéma otoče je v Tab. 3.1 a Tab. 3.2 resp. Obr. 3.1.



Obr. 3.1: Rozměrové schéma otoče [1]

Základní rozměry, jako průměry, roztečné kružnice, výška a průměry děr, jsou uvedeny v Tab. 3.1.

Tab. 3.1: Rozměry [1]

Základní rozměry			Rozměry pro upevnění				Hmotnost
[mm]							[kg]
d	D	T	J_1	J_2	N_1	N_2	G
885	1173,6	82	1070	929	22	22	198

Další rozměry otoče dle Tab. 3.2.

Tab. 3.2: Další rozměry [1]

Další rozměry				
[mm]				
D_1	d_2	H_1	H_2	B
-	885	68	68	68

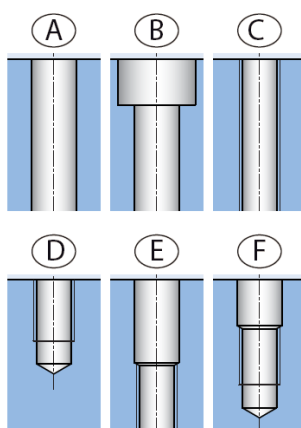
Parametry ozubení otoče a její dovolené zatížení přes zuby dle Tab. 3.3.

Tab. 3.3: Parametry ozubení [1]

Parametry ozubení			Dovolená obvodová síla	
[mm]	[-]	[mm]	[kN]	
m (DP)	z	x	F_{TDov}	$F_{TmaxDov}$
12	95	+0,5	78	157

3.2.1 Upevnění

Typy upevňovacích děr jsou na Obr. 9. Použitá otoč má variantu díry A, viz Tab. 3.4. Počet rovnoměrně rozmístěných děr po obvodu otoče vnitřního kroužku je, jak uvádí tabulka Tab. 3.4, 52-1. Vnější kroužek má děr 52.



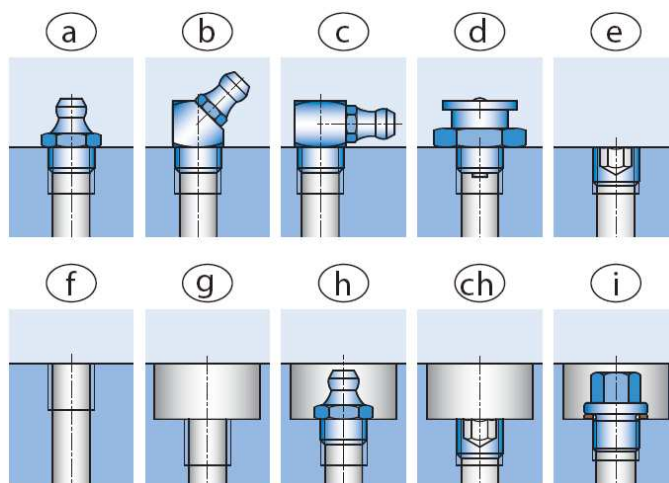
Obr. 7: Typy upevňovacích děr [1]

Tab. 3.4: Upevnění [1]

Upevňovací díry N_1		Upevňovací díry N_2	
Počet n_1	Typ díry	Počet n_2	Typ díry
52	A	(52-1)	A

3.2.2 Mazání

Mazací otvor (Obr. 3.2) je umístěn v poloze G2b v celkovém počtu 6 otvorů a provedení „f“. Velikost mazacího otvoru dle Tab. 3.5 je M10x1. Výrobce doporučuje promazat otoč při nižších rychlostech provozu po 200 provozních hodinách. Při mazání by se mělo mazivo rovnoměrně rozprostřít ve vnitřním prostoru ložiska. Doporučuje se tedy promazávat za mírného pootáčení.



Obr. 3.2: Typy mazacích míst [1]

Tab. 3.5: Mazací místa [1]

Mazací místa			
Typ	Velikost	Poloha	Počet
f	M10x1	G2b	6

3.3 Pevnostní kontrola navržené otoče

Otoč bude kontrolována pro dva případy zatížení. Prvním z nich je najetí pojezdovým vozíkem na točnu pouze jednou nápravou. Vytvoří se tak klopný moment na otoč a dále zatížení od hmotnosti samotné horní stavby točny.

Druhý případ zatížení, je najetí vozíku celým rozměrem na točnu a vytvoření tak nejvyšší možné dosažitelné axiální síly. Ta je dána jak hmotností horní stavby točny, tak i celou hmotností vozíku a jeho břemene.

Z provozních podmínek jsem určil statickou bezpečnost otoče. Při návrhu součinitele statické bezpečnosti je potřeba vědět jaký pohyb bude otoč vykonávat, způsob zatížení a jaké jsou požadavky na chod.

Pohyb otoče:

- občasné otáčení nebo pootáčení

Způsob zatížení, požadavky na chod:

- normální zatížení
- občasné rázy

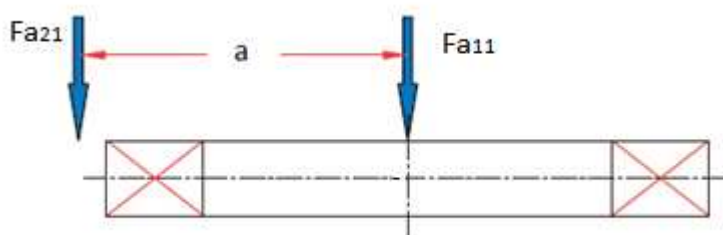
Příklady aplikace:

- antény
- otoče
- výložníkové dopravníky

$$s_o = 1,25 + 1,5 \rightarrow \text{volím } 1,5$$

3.3.1 Zatížení otoče – způsob č.1

Pojzdový vozík je na točně pouze jednou nápravou (Obr. 3.3). Otoč je tedy zatěžována poloviční hmotností vozíku s břemenem na rameni $a=1339$ mm. Tím vzniká klopný moment M . Dále je otoč zatěžována samotnou hmotností horní stavby točny.



Obr. 3.3: Schéma zatěžování 1 [1]

Výpočet axiální síly F_{a11} od působícího hmotnostního zatížení otoče horní stavbou točny:

$$F_{a11} = m_o \cdot g \tag{3.1}$$

$$F_{a11} = 906,8 \cdot 9,81$$

$$F_{a11} = 8895,7 \text{ N}$$

Výpočet axiální síly F_{a21} od působícího hmotnostního zatížení jednou nápravou pojezdového vozíku s břemenem:

$$F_{a21} = \frac{(m_v + m_b)}{2} \cdot g \tag{3.2}$$

$$F_{a21} = \frac{(1000 + 3200)}{2} \cdot 9,81$$

$$F_{a21} = 20601 \text{ N}$$

Výpočet celkového axiálního zatížení sečtením obou dílčích axiálních zatížení:

$$F_{a1} = F_{a11} + F_{a21} \quad (3.3)$$

$$F_{a1} = 8895,7 + 20601$$

$$F_{a1} = 29496,7 \text{ N}$$

Vzdálenost přední nápravy vozíku od osy otoče. Rameno klopného momentu:

$$a = 1,339 \text{ m}$$

Výpočet klopného momentu vyvolaného najetím pojezdového vozíku:

$$M_1 = F_{a21} \cdot a \quad (3.4)$$

$$M_1 = 20601 \cdot 1,339$$

$$M_1 = 27584 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet parametru excentricity zatížení otoče:

$$e_1 = \frac{2000 \cdot M_1}{F_{a1} \cdot D_s} \quad (3.5)$$

$$e_1 = \frac{2000 \cdot 27,584}{29,496 \cdot 1000}$$

$$e_1 = 1,87 \leq 2$$

Podmínka platnosti vyšla menší než 2. Dle katalogu a doporučení výrobce, dále pokračuji výpočtem ekvivalentních zatížení.

Výpočet ekvivalentního axiálního statického zatížení, které se dále použije pro vyhodnocení v garfu únosnosti otoče:

$$F'_{oa1} = F_{a1} \cdot s_o \quad (3.6)$$

$$F'_{oa1} = 29496,7 \cdot 1,5$$

$$F'_{oa1} = 44245 \text{ N}$$

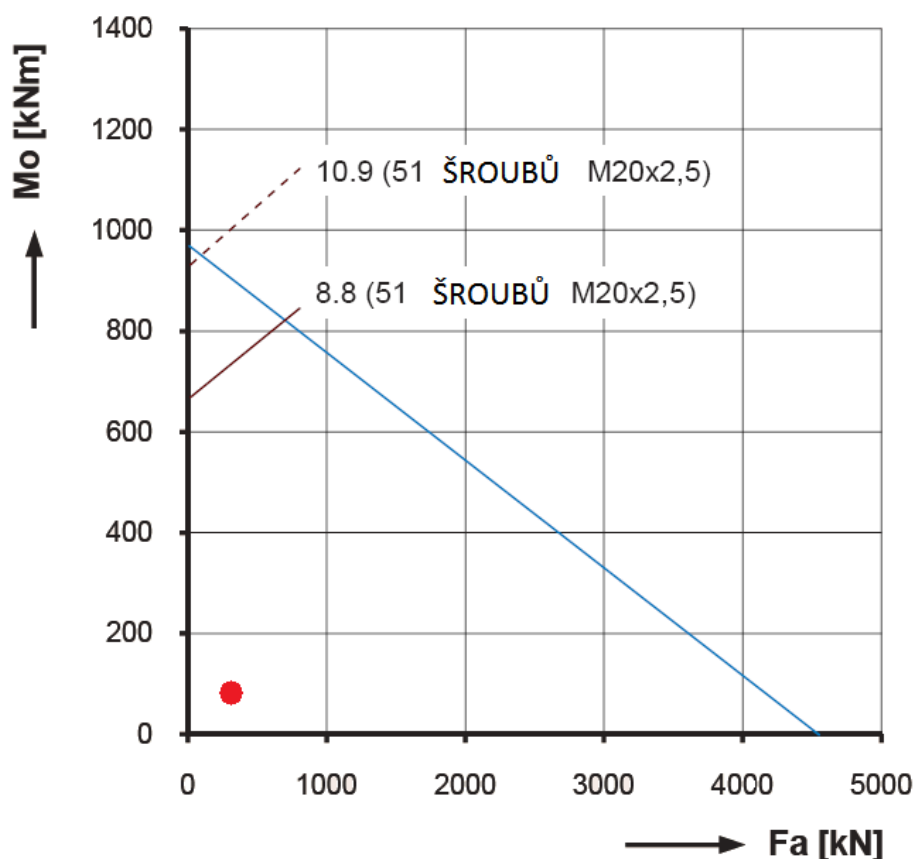
Výpočet ekvivalentního statického klopného momentu, který se dále použije pro vyhodnocení v garfu únosnosti otoče:

$$M'_{ok1} = M_1 \cdot s_o \quad (3.7)$$

$$M'_{ok1} = 27584 \cdot 1,5$$

$$M'_{ok1} = 41376 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Po zanesení vypočtených hodnot do grafu pevnostní křivky dovoleného zatížení (Obr. 3.4) jsem určil, že otoč více než dostatečně vyhovuje.



Obr. 3.4: Křivka dovoleného zatížení – 2 [1]

Výpočet normální síly N působící na ložisko. Normální síla se skládá ekvivalentu axiálního zatížení vzniklého z klopného momentu a samotné axiální zatěžující síly:

$$N_1 = \frac{M}{D_s \cdot \cos \alpha} + F_a \quad (3.8)$$

$$N_1 = \frac{27584}{1,000 \cdot \cos 45^\circ} + 29496,7$$

$$N_1 = 68506 \text{ N}$$

Třecí moment v ložisku vyvolaná valivým třením. Výpočet dle SKF:

$$M_{st1} = 0,5 \cdot \mu \cdot N_1 \cdot D_s \quad (3.9)$$

$$M_{st1} = 0,5 \cdot 0,0013 \cdot 68506 \cdot 1$$

$$M_{st1} = 44,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výsledný výpočtový výkon motoru při ustáleném otáčení na překonání odporů v ložisku pro první případ zatížení:

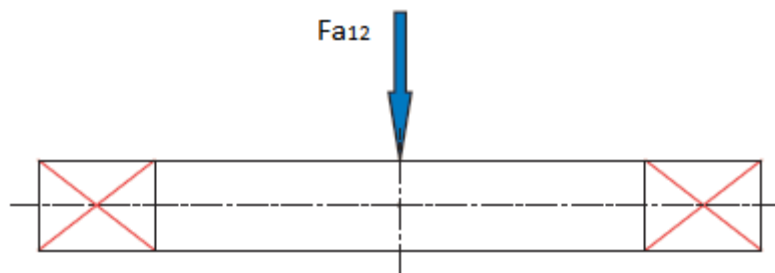
$$P_1 = \frac{M_{st1}}{60 \cdot \vartheta_c} \cdot \omega \quad (3.10)$$

$$P_1 = \frac{44,5}{60 \cdot 0,5} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 5$$

$$P_1 = 46,63 \text{ W}$$

3.3.2 Zatížení otoče – způsob č.2

Pojzdový vozík, je celým objemem na točně (Obr. 3.5). Na otoč působí tedy pouze axiální zatížení od hmotnosti vozíku s břemenem a hmotnosti samotné horní stavby točny.



Obr. 3.5: Schéma zatěžování 2 [1]

Výpočet axiální síly F_{a12} od zatížení otoče hmotností horní stavby točny a celé hmotnosti pojezdového vozíku a břemene.

$$F_{a12} = (m_o + m_v + m_b) \cdot g \quad (3.11)$$

$$F_{a12} = (906,8 + 1000 + 3200) \cdot 9,81$$

$$F_{a12} = 50097 \text{ N}$$

Výpočet celkové axiální síly. V tomto případě zatížení je shodná s F_{a12} .

$$F_{a2} = F_{a12} \quad (3.12)$$

$$F_{a2} = 50097 \text{ N}$$

Výpočet parametru excentricity zatížení otoče:

$$e_2 = \frac{2000 \cdot M_2}{F_{a2} \cdot D_s} \quad (3.13)$$

$$e_2 = \frac{2000 \cdot 0}{50097 \cdot 1000}$$

$$e_2 = 0 \leq 2$$

Podmínka platnosti vyšla menší než 2. Dle katalogu a doporučení výrobce, dále pokračuji výpočtem ekvivalentního zatížení.

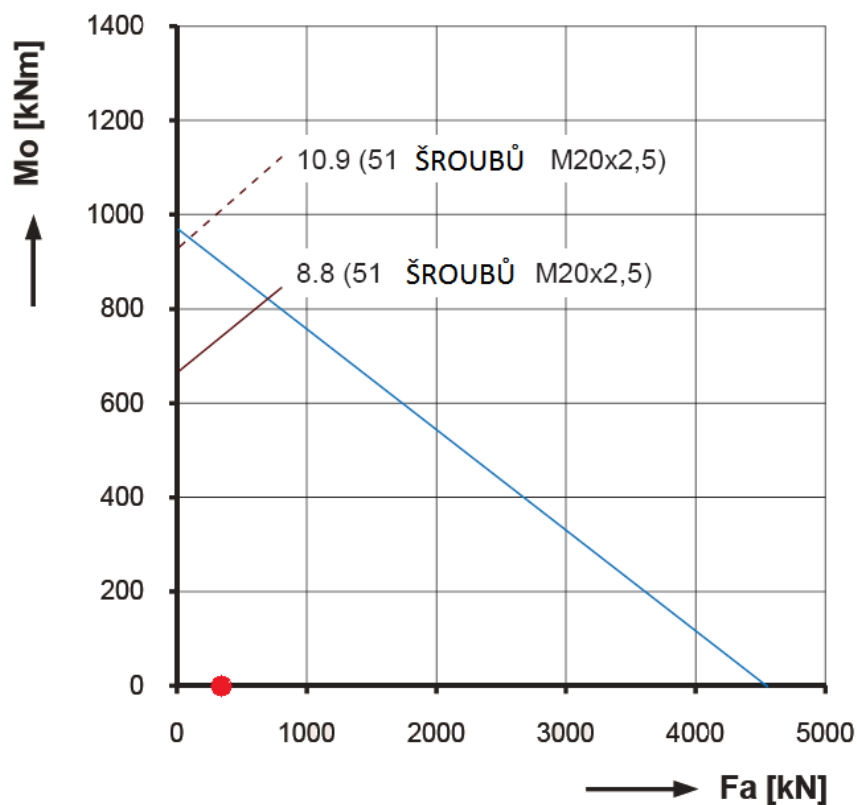
Výpočet ekvivalentního axiálního statického zatížení, které se dále použije pro vyhodnocení v garfu únosnosti otoče:

$$F'_{oa2} = F_{a2} \cdot s_o \quad (3.14)$$

$$F'_{oa2} = 50097 \cdot 1,5$$

$$F'_{oa2} = 75145 \text{ N}$$

I v případě zatížení č.2 otoč vyhověla. Viz Obr. 3.6.



Obr. 3.6: Křivka dovoleného zatížení – 2 [1]

Výpočet normální síly N působící na ložisko. Normální síla se skládá ekvivalentu axiálního zatížení vzniklého z klopného momentu a samotné axiální zatěžující síly:

$$N_2 = F_{a2} \quad (3.15)$$

$$N_2 = 50097 \text{ N}$$

Třecí moment v ložisku vyvolaný valivým třením. Výpočet dle SKF:

$$M_{st2} = 0,5 \cdot \mu \cdot N_2 \cdot D_s \quad (3.16)$$

$$M_{st2} = 0,5 \cdot 0,0013 \cdot 50097 \cdot 1$$

$$M_{st2} = 32,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výsledný výpočtový výkon motoru při ustáleném otáčení na překonání odporů v ložisku pro druhý případ zatížení:

$$P_2 = \frac{M_{st2}}{60 \cdot \vartheta_c} \cdot \omega \quad (3.17)$$

$$P_2 = \frac{32,5}{60 \cdot 0,5} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 5$$

$$P_2 = 34,09 \text{ W}$$

3.4 Kontrola kotevních šroubů

Kontrola kotevních šroubů pro způsob zatížení č.2. Po obvodě spodní stavby otoče je celkem 17 kotevních šroubů. Z toho důvodu budu u výpočtu uvažovat vždy dva spolu zabírající šrouby a tudíž jejich dva průměry d_3 . Kotevní šrouby budou z vysokopevnostní třídy oceli. Pevnostní třída šroubů bude 10.9. Šrouby budou koncipované buď jako zalité závitové tyče, nebo tvarové výkovky se závitem. Šrouby kontroluji na přetržení prostým tahem vlivem síly F_{a21} .

Mez kluzu pro materiál z pevnostní třídy 10.9:

$$R_{e10,9} = 900 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v tahu. Bezpečnost v mezi kluzu jsem určil vzhledem k relativně statickému namáhání jako $k_s = 5$.

$$\sigma_{tDov} = \frac{R_e}{k_s} \quad (3.18)$$

$$\sigma_{tDov} = \frac{900}{5}$$

$$\sigma_{tDov} = 180 \text{ MPa}$$

Výpočet zatížení v tahu. Jak jsem uvedl výše, budu uvažovat dva spolu zabírající šrouby. Pro závit M36x3, který bude použit u kotevních šroubů, je průřez nejmenšího průměru závitu roven $A_s = 865 \text{ mm}^2$.

$$\sigma_t = \frac{F_{a21}}{2 \cdot A_s} \leq \sigma_{tDov} \quad (3.19)$$

$$\sigma_t = \frac{20601}{2 \cdot 865} \leq 180$$

$$\sigma_t = 11,9 \leq 180 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

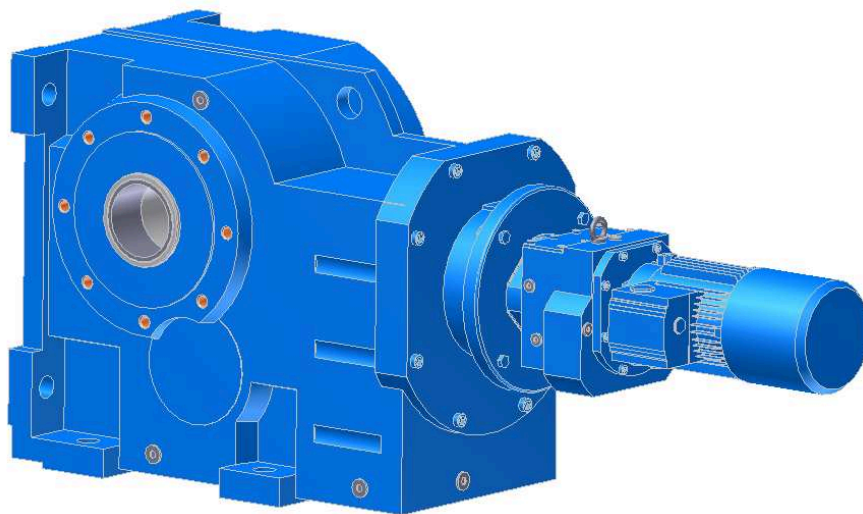
4 volba pohonu točny

Případ zatížení č.1 je výrazně nepříznivější působením ohybového (klopného) momentu na otoč. Projevilo se to i ve výsledném potřebném výkonu motoru. Dále uvažuji výpočtové hodnoty z případu zatížení č.1.

Ve výpočtech výkonu není zahrnut moment setrvačnosti točny. Ten je však při návrhu pohonu klíčový. Kvůli celkové vysoké hmotnosti točny s vozíkem je potřeba výrazně výkonnější motor pro překonání rozběhového momentu. Tato skutečnost se projevila i na použité převodovce, která je řešena jako kuželočelní se svěrným pouzdem.

4.1 zvolená sestava pohonu

Zvolená sestava pohonu Siemens s kuželočelní elektropřevodovkou a brzdným odporem:



Obr. 4.1: Elektropřevodovka Siemens KAS188-K4-LGI284S4-KFB100/820

Elektropřevodovka KAS188-LG200LB4-L400/600

Výkon	$P_m = 30 \text{ kW}$
Otáčky motoru	$n_m = 1420 \text{ min}^{-1}$
Nominální moment	$M_n = 20000 \text{ N} \cdot \text{m}$
Výstupní moment	$M_v = 18609 \text{ N} \cdot \text{m}$
Výstupní otáčky	$n_p = 15,4 \text{ min}^{-1}$

Převodový poměr $i_p = 95,48$

Servisní faktor $s_f = 1,1$

Další příslušenství (příklad můžete vidět na Obr. 4.2):

- Frekvenční měnič Siemens Micromaster 440
- Operační panel Siemens MICROMASTER 4 BASIC OPERATOR PANEL (BOP)
- Brzdový odpor Siemens MICROMASTER 4 BRAKING RESISTOR



Obr. 4.2: Příslušenství Siemens MICROMASTER [2]

4.2 výpočet pastorku

Počet zubů kola je 95 (Tab. 3.3). Ze zadání jsou zadány otáčky celé točny. Otáčky otoče jsou tedy stejné.

Počet zubů kola (otoče) $z_k = 95$

Požadované otáčky otoče $n_o = 5 \text{ min}^{-1}$

Převodový poměr:

$$i = \frac{n_p}{n_o} \quad (4.1)$$

$$i = \frac{15,4}{5}$$

$$i = 3,08$$

Počet zubů pastorku:

$$z_p = \frac{z_k}{i} \quad (4.2)$$

$$z_p = \frac{95}{3,08}$$

$$z_p = 30,84 \rightarrow \text{volím } 34 \text{ z.}$$

Volím vyšší počet zubů z důvodu mírného zvětšení průměru a tak zachování minimální šířky materiálu „sr“ pod zubem pastorku.

Přepočet frekvence otáčení točny při 34 zubech pastorku:

$$i' = \frac{z_k}{z_p'} \quad (4.3)$$

$$i' = \frac{95}{34}$$

$$i' = 2,79$$

$$n_o' = \frac{n_p}{i'} \quad (4.4)$$

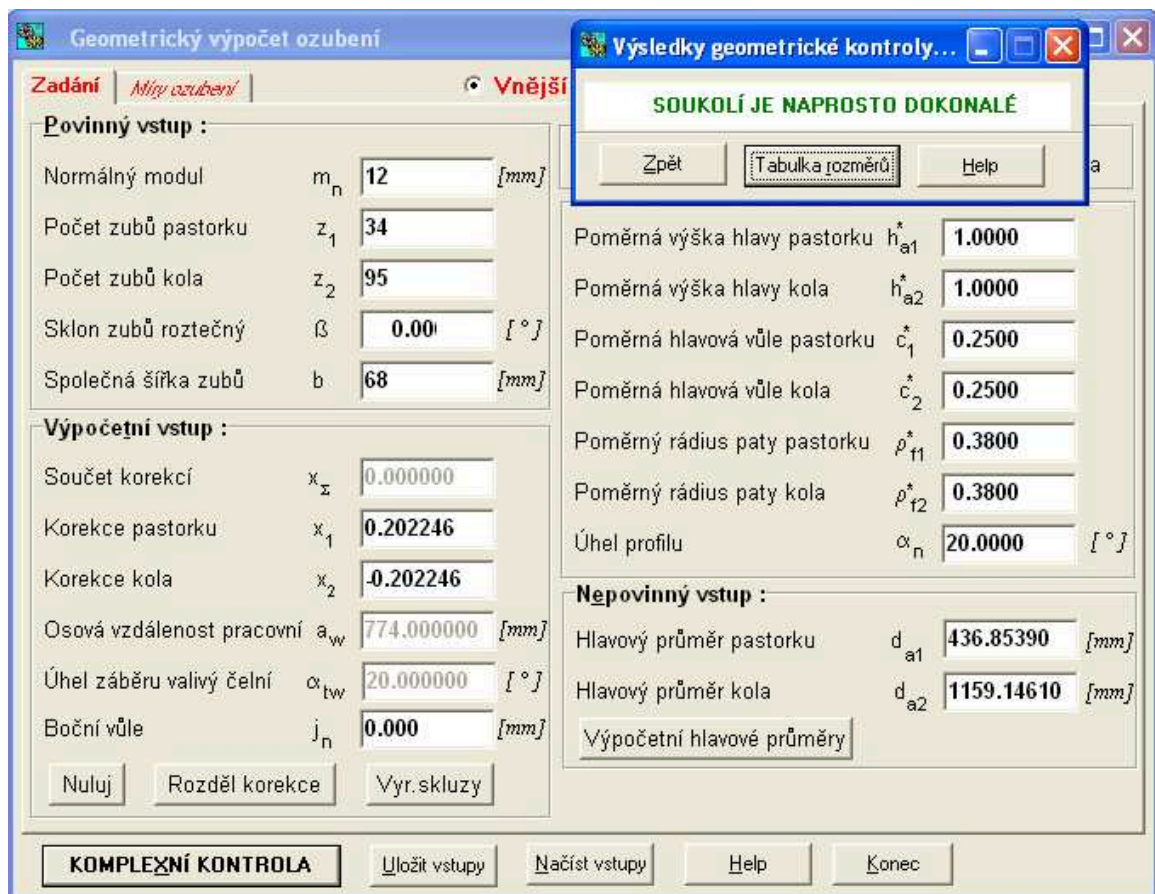
$$n_o' = \frac{15,4}{2,79}$$

$$n_o' = 5,5$$

Frekvence otáčení je v konzultované toleranci $\pm 10\%$ rozmezí otáček točny pojezdového vozíku.

4.2.1 kontrola geometrie ozubení v programu Geometrie

V programu Geometrie jsem kontroloval správnost návrhu počtu zubů a použitých rozměrů ozubení.



Obr. 4.3: Geometrický výpočet [10]

Z výsledku geometrické kontroly (Obr. 4.3), je zřejmé, že „soukolí je naprosto dokonalé“.

4.3 Momenty setrvačnosti

Momenty setrvačnosti byly zjištěny programem Autodesk Inventor. Zvolená doba rozběhu, je navržena vzhledem k účinnosti odporové brzdy, tak aby doba brzdění byla stejná jako doba rozběhu.

Úhlové zrychlení otoče:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_0}{60 \cdot t_r} \quad (4.5)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5}{60 \cdot 6}$$

$$\varepsilon = 0,08 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Moment setrvačnosti točny

$$J_t = 74995,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti vozíku

$$J_v = 45981,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti břemene

$$J_b = 138149,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Celkový moment setrvačnosti:

$$J_c = J_t + J_v + J_b \quad (4.6)$$

$$J_c = 74995,5 + 45981,2 + 138149,1$$

$$J_c = 259125,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Setrvačný moment rotujících hmot kolem osy otáčení:

$$M_{ir} = J_c \cdot \varepsilon \quad (4.7)$$

$$M_{ir} = 259125,8 \cdot 0,08$$

$$M_{ir} = 20730 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.4 Výpočet a kontrola rozběhového momentu motoru

Rozběhový moment motoru:

$$M_r = (M_{st1} + M_{ir}) \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_c} \quad (4.8)$$

$$M_r = (44,5 + 20730) \cdot \frac{1}{8,6 \cdot 0,5}$$

$$M_r = 13489 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kontrola rozběhového momentu:

$$M_r < M_v \quad (4.9)$$

$$13489 \text{ N} \cdot \text{m} < 18609 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.5 kontrola ozubení

Kontrola ozubení otoče a pastorku jsem provedl dle doporučení a pokynů výrobce. Ten uvádí v katalogu pouze výpočet pomocí maximálního zatížení přes zuby. Dále pomocí katedrálního software ČSNw verze 2.0 pomocí zjednodušeného výpočtu.

4.5.1 Kontrola ozubení dle doporučení výrobce

Výrobce otočí udává pro ozubení dva bezpečnostní limity. Jeden je maximální dovolené zatížení přes zuby. To se projevuje například při rozběhu stroje a uvažuje se, že délka jeho trvání je pouze nezbytně dlouhá. Druhý je potom dovolené nominální zatížení, po rozběhu stroje při ustáleném chodu.

Výpočet maximálního zatížení přes zuby:

$$F_{t \max} = \frac{2000 \cdot M_{\max}}{m \cdot (z+2 \cdot x)} = \frac{2000 \cdot M_v}{m \cdot (z+2 \cdot x)} \quad (4.10)$$

$$F_{t \max} = \frac{2000 \cdot 18,6}{12 \cdot (95 + 1)}$$

$$F_{t \max} = 32,29 \text{ kN}$$

Maximální dovolené zatížení přes zuby:

$$F_{t \max DOV} = 158 \text{ kN}$$

Nominální dovolené zatížení přes zuby:

$$F_{t DOV} = 79 \text{ kN}$$

Jelikož ustálený chod v mém případě bude trvat maximálně několik sekund a zbytek času se brzdí nebo naopak rozbíhá, musím uvažovat zatížení přes zuby při rozběhu jako nominální.

Porovnání dovoleného a vypočteného zatížení:

$$F_{t \max} < F_{t DOV} \quad (4.11)$$

$$32,29 \text{ kN} < 79 \text{ kN} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Vypočtené obvodové zatížení zubů při rozběhu vyhovělo i přísnější podmínce pro ustálený chod. Zvolená otoč se dá tedy označit jako **vyhovující**.

4.5.2 Kontrola ozubení pomocí programu ČSNw

Od výrobce otočí PSL, a.s. se mi nepodařilo zjistit z jakých materiálů se otoče vyrábějí. Ozubení jsem tedy kontroloval se zvoleným materiálem (Obr 4.4). Pro pastorek i kolo jsem použil stejný, aby případné opotřebení bylo podobné.

Zadání materiálových konstant

PASTOREK		KOLO	
Vyber		Vyber	
σ_{Flimb1}^0	740.0 [MPa]	σ_{Flimb2}^0	740.0 [MPa]
σ_{Hlim1}^0	1288.0 [MPa]	σ_{Hlim2}^0	1288.0 [MPa]
V_{HV1}	615	V_{HV2}	615
J_{HV1}	485	J_{HV2}	485
R_{m1}	1570.0 [MPa]	R_{m2}	1570.0 [MPa]
R_{e1}	1350.0 [MPa]	R_{e2}	1350.0 [MPa]
q_{F1}		q_{F2}	
q_{H1}		q_{H2}	
N_{Flim1}		N_{Flim2}	
N_{Hlim1}		N_{Hlim2}	
E_1	2.1E+5 [MPa]	E_2	2.1E+5 [MPa]
ν_1	0.300	ν_2	0.300
Mat.	14 140	Mat.	14 140
nitrocementovaná kalená		nitrocementovaná kalená	

Ok Help

Obr. 4.4: Materiálové konstanty [9]

Geometrii ozubení jsem použil stejnou (Obr. 4.5) jako při výpočtu pastorku, kde vyšla jako dokonalá.

Geometrie ozubení

z_1	34.0	
z_2	95.0	
m_n	12.000	[mm]
β	0.0000	[°]
α_n	20.000	[°]
h_{a1}^*	1.000	
h_{a2}^*	1.000	
c_1^*	0.250	
c_2^*	0.250	
ρ_{f1}^*	0.380	
ρ_{f2}^*	0.380	
x_1	0.0000	
x_2	0.0000	
a_w	774.000	[mm]
d_{a1}	432.000	[mm]
d_{a2}	1164.000	[mm]

OK Help Moduly

Obr. 4.5: Geometrie ozubení [9]

Jako zatěžující (Obr. 4.6) hodnotu jsem zvolil krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky.

Symbol	Value	Unit
T_1	18609.0	[N·m]
n_1		[ot/min]
N_{K1}		[cyklů]
N_{K2}		[cyklů]
Y_{A1}	1.000	
Y_{A2}	1.000	
K_A	1.000	
K_{AS}	2.000	

Obr. 4.6: Zatěžující údaje [9]

Výsledek zjednodušeného výpočtu (Obr. 4.7) je vyhovující. Navržená **otoč i pastorek vyhovují** ve všech kritériích. Jak pastorek, tak i kolo splňují podmínku minimální bezpečnosti v ohybu i v dotyku $s = 1,3$. Nižší hodnoty v dotyku jsou vzhledem ke způsobu zatěžování točny nepříliš podstatné.

ČSN 01 4686 verze 2.0 © M. Němček 2010

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet

Typ ozubení
 Vnější
 Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry

KHB
Součinitele

Tisk

Konec

Výpočet

OHYB		DOTYK					
σ_{F1}	= 346.0	σ_{F2}	= 327.3	σ_{H1}	= 958.7	σ_{H2}	= 958.7
σ_{FP1}	= 740.0	σ_{FP2}	= 740.0	σ_{HP1}	= 1288.0	σ_{HP2}	= 1288.0
S_{F1}	= 2.139	S_{F2}	= 2.261	S_{H1}	= 1.343	S_{H2}	= 1.343
σ_{Fmax1}	= 692.0	σ_{Fmax2}	= 654.5	σ_{Hmax1}	= 1355.9	σ_{Hmax2}	= 1355.9
σ_{FFmax1}	= 1480.0	σ_{FFmax2}	= 1480.0	σ_{HPmax1}	= 2460.0	σ_{HPmax2}	= 2460.0
K_F	= 1.208	K_{Fv}	= 1.000	σ_{H01}	= 872.2	σ_{H02}	= 872.2
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.007	K_H	= 1.208	K_{Hv}	= 1.000
Y_ϵ	= 0.654	Y_β	= 1.000	$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.007
Y_{FS1}	= 3.919	Y_{FS2}	= 3.707	K_A	= 1.000	K_{AS}	= 2.000
Y_{Fa1}	= 2.470	Y_{Fa2}	= 2.202	Z_ϵ	= 0.863	Z_H	= 2.495
Y_{Sa1}	= 1.587	Y_{Sa2}	= 1.683	Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
				Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

Obr. 4.7: Výsledná bezpečnost [9]

5 Závěr

V mé práci jsem řešil konstrukční návrh kolejové točny pro pojezdový vozík a jejího mechanického pohonu. Vycházel jsem ze zadaných hodnot a parametrů. Jako otočný systém jsem navrhl velkorozměrové ložisko, tzv. otoč, od společnosti PSL, a.s. Ložisko je kuličkové se čtyřbodovým stykem a s vnějším ozubením pro přenos krouticího momentu z převodovky na točnu. Velkorozměrové ložisko díky své nízké výšce stavby eliminuje další přídavná zatížení. Dále nabídne jednoduchou montáž a velký rozsah přenosu sil a momentů.

Horní a dolní díl stavby je navržen tak, aby odpovídal montážním a provozním požadavkům výrobce velkorozměrových ložisek.

Pohon jsem volil od společnosti Siemens. Jako jedna z mála firem nabízí kompletní řešení a dále je osvědčeným výrobcem těchto pohonů. Zvolil jsem tedy sestavu kuželočelní převodovky s elektromotorem a odporovou brzdou. Přenos momentu z převodovky na výstupní hřídel zajišťuje svěrné pouzdro, které výrobce preferuje právě u takto velkých rozběhových momentů.

Součástí horní stavby tvoří kolejiště s bezpečnostním plechovým krytím, aby se snížila možnost zranění a nedocházelo tak k přímému kontaktu s obnaženými prvky hnacího a pohybováno mechanismu. Dále jsou součástí horní stavby i dva příčné nosníky s několika podélnými. Ty jsou jako základ celé nosné konstrukce jak pro vozík, tak i pro obsluhu.

Při návrhu byl brán zřetel na cenu točny. S přihlédnutím k tomu, že se bude nejspíš jednat kusovou výrobu, byla zvolena svařovaná sestava, jako ekonomicky nejvhodnější a zároveň i jako nejrychleji a nejsnadněji vyrobitelná.

Navržené soukolí má dokonalou geometrii a vyhovělo jak na ohyb, tak i na dotyk.

6 Seznam použité literatury

- [1] KOLEKTIV PSL *Veľkorozmerné otočné ložiská – otoče, Výrobný program 23/2010-OTO-S*. Cit. 5.5.2011
dostupné z < http://www.psl.sk/downloads/psl_23_2010_oto_s_public.pdf>
- [2] *Měniče řady Micromaster 440*. www stránka. Cit. 5.5.2011 dostupné z
< <http://www.elektromotory.cz/popup/index/id/294>>
- [3] *Aplikácie otočí PSL*. www stránka. Cit. 5.5.2011 dostupné z
< http://www.psl.sk/sk/produkty/aplikacie_otoci.php>
- [4] KOLEKTIV PSL, A.S. *Špeciálne veľkorozmerové ložiská – otoče*. Žilina: Management art, 2001, 61s. ISBN 80-88889-37-5
- [5] NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 111s. ISBN978-80-248-1782-8.
- [6] MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005, 72s. ISBN 80-248-0878-1.
- [7] SKF GROUP *SKF General Catalogue*. Germany: Media-Print, 2005, 1120s.
- [8] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. První vydání Úvaly: Albra, 2003, 865s. ISBN 80-86490-74-2.
- [9] NĚMČEK, M., *ČSN 01 4686, verze 2.0*. Software. 2010.
- [10] NĚMČEK, M., *Geometrický výpočet ozubení*. Software. 2010.

7 Seznam příloh

Výkres sestavy	AND142-BP
Výrobní výkres pastorku	AND142-BP-08
Datový nosič CD	AND142-BP-CD