TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Pohon šnekového dopravníku pro peletovací lis

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství

Autor práce: **Martin Dolanský**
Vedoucí práce: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.

Liberec 2016

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní
Akademický rok: **2015/2016**

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	**Martin Dolanský**
Osobní číslo:	**S12000044**
Studijní program:	**B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor:	**Strojní inženýrství**
Název tématu:	**Pohon šnekového dopravníku pro peletovací lis**
Zadávající katedra:	**Katedra částí a mechanismů strojů**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte kompletní pohonný systém šnekového dopravníku pro peletovací lis o výkonu 550 W a výstupních otáčkách 90 ot./min s redukcí otáček na 60 ot./min. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce
1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: **přílohy dle potřeby**

Rozsah pracovní zprávy: **50**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

[1] **Pešík, L.** *Části strojů. 1. díl.* **Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-938-4**
[2] **Pešík, L.** *Části strojů. 2. díl.* **Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-939-2**
[3] **Moravec, V.** *Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola.* **Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2001, 291 s.**
[4] **Mrkvica, I.** *Současné trendy v obrábění ozubených kol.* **Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2011, 120 s.**
[5] **Leinveber, J. a P. Vávra** *Strojnické tabulky.* **Albra: Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6**
[6] **Bureš, M.** *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.* **Skriptum TU Liberec: Ediční středisko 2006.**
[7] **Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.**
[8] **Normy pro mezní úchylky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.**
[9] **Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCAlc,**
[10] **Databáze knihovny TUL**
[11] **www firemní stránky výrobců zařízení**

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.**
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: **12. února 2016**
Termín odevzdání bakalářské práce: **12. května 2017**

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2016

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Nejprve bych velmi rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc., za ochotu při podávání cenných rad a připomínek k práci. Dále děkuji panu Ing. Michalu Petrů, Ph. D., za pomoc při volbě účelu pohonného systému a také za jeho konzultaci při vyučovacích hodinách. V neposlední řadě moc děkuji své rodině a přítelkyni za podporu při tvorbě této práce a v průběhu celého studia.

Abstrakt

Bakalářská práce pojednává o konstrukci pohonného systému šnekového dopravníku. Systém je poháněn elektromotorem, jehož otáčky jsou zpřevodovány řemenovým převodem a v převodové skříni s ozubenými čelními a kuželovými koly se šikmým ozubením. Otáčky z převodovky vystupují skrz pružnou hřídelovou spojku do šnekové hřídele. Dopravník i s pohonem jsou umístěny ve svařovaném rámu. Práce obsahuje návrh a kontrolu pohonného systému, výkresovou dokumentaci celého zařízení a vybraných dílů a ekonomické zhodnocení pohonného systému včetně rámu.

Klíčová slova

pohon, převodová skříň, ozubená kola, hřídele, ložiska, šnek

Abstract

This bachelor thesis deals with constuction of the propulsion system of the screw conveyor. System is driven by an electric motor, whose RMP are transforms by belt transfer and in gearbox. The RPM of the gearbox output through elastic shaft connector and entering the shaft screw. Conveyor and drive system are fixed in welded frame. The thesis includes desing and control of the propulsion system, drawing documentation of the whole device and selected parts and economic evaluation of the propulsion system including frame.

Keywords

propulsion, gearbox, gearwheels, shafts, bearings, screw

Obsah

1. Úvod 9
   1.1. Cíl práce 9
2. Průzkum potencionálních řešení 10
   2.1. Šnek 11
   2.2. Žlab 12
   2.3. Pohonný systém 13
      2.3.1. Převodová skříň 13
      2.3.2. Spojka 14
      2.3.3. Řazení 15
      2.3.4. Řemenový převod 16
      2.3.5. Elektromotor 16
   2.4. Rám 17
3. 3D sestava pohonu + výkresová dokumentace 17
4. Výpočtová zpráva 18
   4.1. Skica pohonného systému 18
   4.2. Návrh elektromotoru 18
      4.2.1. Hmotnostní průtok 19
      4.2.2. Výkon elektromotoru 19
   4.3. Výpočet převodových poměrů 19
   4.4. Výpočet otáček hřídelí 20
   4.5. Výpočet krouticích momentů na hřídelích 20
   4.6. Kontrola soukolí 20
      4.6.1. Kuželové soukolí 20
      4.6.2. Čelní soukolí 24
      4.6.3. Čelní soukolí redukované 27
   4.7. Řemenový převod 30
      4.7.1. Návrh převodu 30
      4.7.2. Geometrie převodu 30
      4.7.3. Silové poměry 31
   4.8. Výpočet hřídelí 32
      4.8.1. Hřídel 1 (vstupní) 32
      4.8.2. Hřídel 2 37
      V záběru neredukované čelní soukolí 37
      V záběru redukované čelní soukolí 39

4.8.3. Hřídel 3 42
V záběru neredukované čelní soukolí 43
V záběru redukované čelní soukolí 45
4.9. Návrh a kontrola drážkování 49
4.9.1. Rovnoboké drážkování 49
4.9.2. Evolventní drážkování 50
4.10. Návrh a kontrola spojů s pery 51
4.10.1. Spojení 1. hřídele s řemenicí 52
4.10.2. Spojení 1. hřídele s kuželovým kolem 52
4.10.3. Spojení 2. hřídele s kuželovým kolem 52
4.10.4. Spojení 2. hřídele s neredukovaným čelním kolem 52
4.10.5. Spojení 2. hřídele s redukovaným čelním kolem 53
4.10.6. Spojení 3. hřídele se spojkou 53
4.11. Návrh a kontrola ložisek 53
4.11.1. Ložiska na 1. hřídeli 53
4.11.2. Ložiska na 2. hřídeli 54
4.11.3. Ložiska na 3. hřídeli 56
5. Ekonomické zhodnocení 58
6. Závěr 61
Použitá literatura 64
Seznam použitých zkratek a symbolů 64
Seznam použitých obrázků 68
Seznam příloh 69

1. Úvod

1.1. Cíl práce

Cílem práce je navrhnout pohonný systém šnekového dopravníku s redukcí otáček o 1/3. Systém se skládá z převodové skříně včetně součástí nacházejících se uvnitř, řemenového převodu a elektromotoru. Dopravník je poháněn výstupní hřídelí z převodovky přes hřídelovou spojku a do převodovky se krouticí moment přenáší z elektromotoru řemenovým převodem. Šnekový dopravník a celý pohonný systém jsou umístěny ve svařovaném rámu z normalizovaných profilů.

Dopravník je určen k přepravě dřevěných pilin a třísek k peletovacímu lisu ve vodorovném směru. Pro dané vlastnosti dopravovaného materiálu, jako jsou sypná hmotnost a odpor, délku dopravy a otáčky šneku, byl zvolen vhodný elektromotor s ohledem na požadovaný výkon 0,55 kW. Úkolem bylo navrhnout a zkontrolovat hřídele s ozubenými koly pro přenos krouticího momentu v převodovce včetně spojů hřídelí s náboji. Dále s ohledem na požadovanou životnost byla zvolena vhodná ložiska. Při konstrukci musí být brán zřetel na dva převodové stupně. Proto byl navrhnut vhodný řadicí systém. Komponenty, kterých se týká změna řadicích stupňů, musí být zkontrolovány v obou dvou režimech zatížení nebo z nich vyvodit ekvivalentní zatížení.

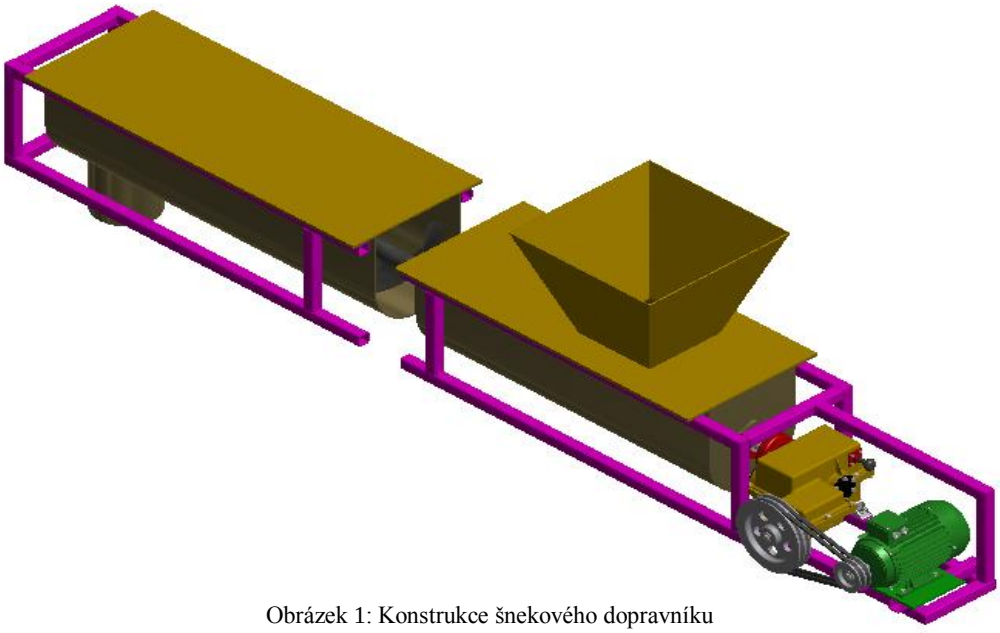
Do pohonného systému je vhodné navrhovat normalizované součásti. Volit odpovídající cenově dostupné materiály s ohledem na technologii jejich zpracování. Jelikož se ale jedná o sériovou výrobu, je možná i výroba nenormalizovaných součástí na zakázku. Z hlediska sériové výroby je výroba převodové skříně zvolena technologií odlévání. Systém musí mít dostatečný výkon pro dopravu materiálu a zároveň musí splňovat určitou bezpečnost a životnost. U jednotlivých součástí je snahou docílit zhruba stejných hodnot bezpečnosti a životnosti. Při konstrukci bylo zohledněno i následné sestavení pohonu a výroba jeho součástí, aby nedocházelo k potížím při montáži a výrobě součástí.

Součástí práce je také zhotovení 3D modelu celého dopravníku s pohonným systémem a výkresové dokumentace sestavy a vybraných součástí. S takto zhotovenou prací následně proběhlo ekonomické zhodnocení a určení výrobní ceny pohonného systému s firmou ZVU Servis a.s. v Hradci Králové.

Zadané parametry

- délka šneku: L = 5 000 mm
- vnější průměr šneku: D = 250 mm
- výstupní otáčky (otáčky šneku): 90/60 min^{-1}

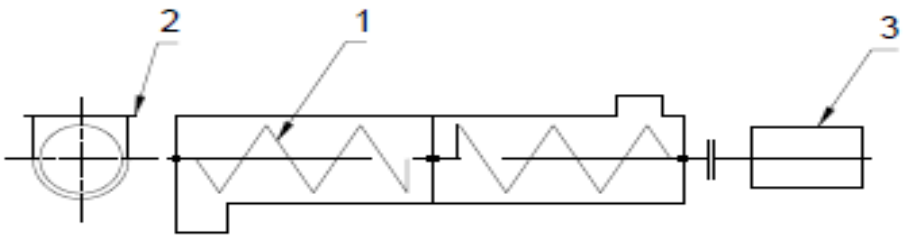
- časové rozdělení převodů: 70/30 %
- životnost: 8 000 hodin
- přepravovaný materiál: dřevěné třísky, piliny, odřezky
- druh výroby: sériová
- výkon elektromotoru: 0,55 kW



Obrázek 1: Konstrukce šnekového dopravníku

2. Průzkum potencionálních řešení

Šnekové dopravníky jsou vhodné k přepravě převážně sypkých, prašných, zrnitých a drobně kusovitých materiálů. Výhodou tohoto druhu dopravníku je doprava materiálu jak ve vodorovném směru, tak i ve svislém. Další kladnou vlastností může být to, že se při dopravě materiál zároveň promíchává. Hlavní části dopravníku (viz obr. 2) jsou: šnek (1), žlab (2) a pohonný systém (3). Princip dopravy spočívá v tom, že rotující šnek v pevném žlabu posouvá materiál.

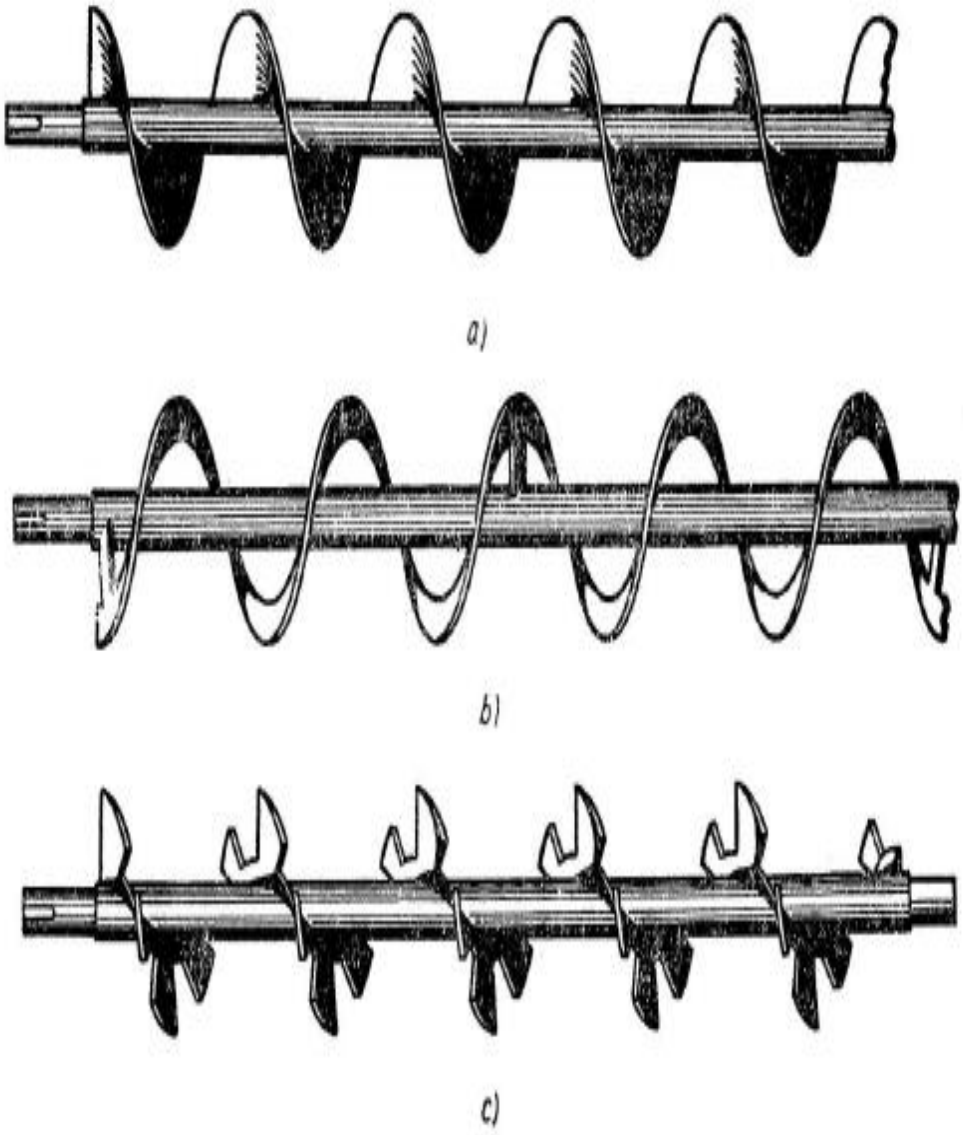


Obrázek 2: Schéma šnekového dopravníku

2.1. Šnek

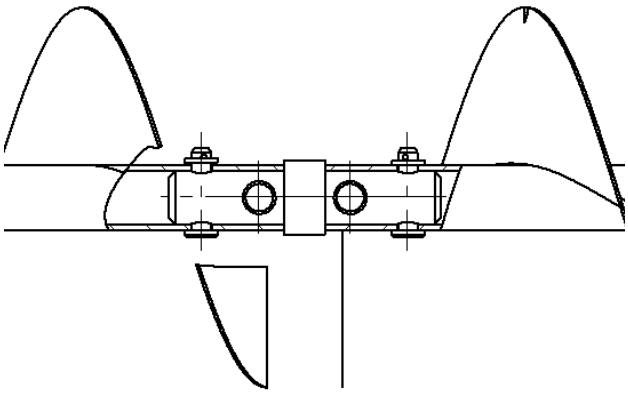
Šnek je nejvýznamnější částí dopravníku. Je složen z hřídele a šnekovice. Hřídele mohou být plné nebo trubkovité. Pro tento dopravník byla zvolena trubková hřídel Ø40×4 – ČSN 425715.01 – 11 523.0, na které je přivařena šnekovice.

Šnekovice mohou být s pravým nebo levým stoupáním. Vyrábí se plné, obvodové nebo lopatkové (viz obr. 3). Lopatkové umožňují dopravu lepivých materiálů a obvodové slouží k dopravě zrnitých soudržných materiálů. Pro tento druh dopravovaného materiálu je zvolena šnekovice plná s levým stoupáním o vnějším průměru 250 mm.

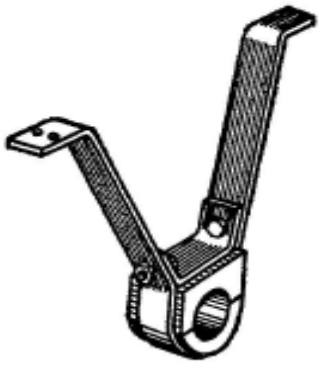


Obrázek 3: Základní typy šnekovic: a) plná b) obvodová c) lopatková

Z důvodu požadované délky dopravníku je vhodné šnek rozdělit na dvě části a mezi hřídele umístit plný čep pro uložení v podpěrném vodicím kluzném ložisku (viz obr. 4) a na koncích je uložen ve valivých ložiskách v čelech žlabu. Konstrukce uložení vodicích ložisek je zobrazena na obrázku 5. Alespoň jedno ložisko na koncích musí být axiální.



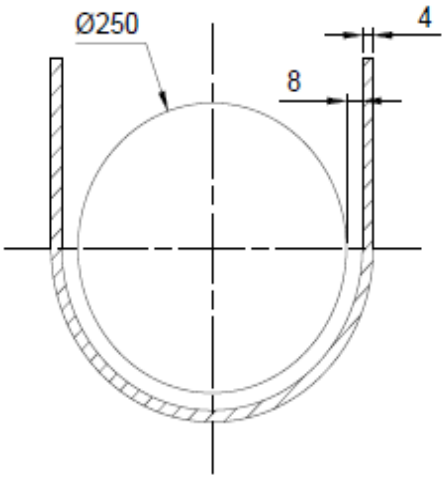
Obrázek 4: Spojovací čep



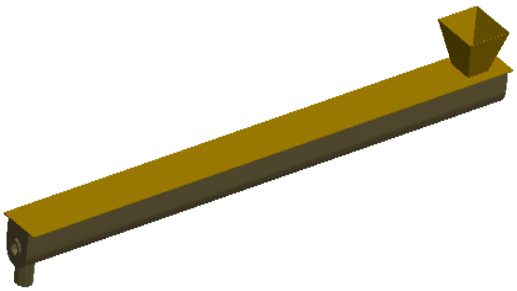
Obrázek 5: Konstrukce vodicího ložiska

2.2. Žlab

Tvoří vodicí nosnou část dopravníku (viz obr. 7). Jeho rozměry jsou odvozeny od šneku a dopravovaného materiálu. Zpravidla dno žlabu kopíruje kružnici šneku s určitou vůlí (8 mm). Na žlab bývá z vrchu připevněn dekl s násypkou, ovšem nutnost deklu také záleží na vlastnostech dopravovaného materiálu a prostředí, kde je dopravník umístěn. Pro tento účel žlab obsahuje dekl s dostatečně velkou násypkou a na konci žlabu je otvor pro odvod materiálu. Stěny žlabu jsou tvořeny plechem o tloušťce 4 mm (viz obr. 6).

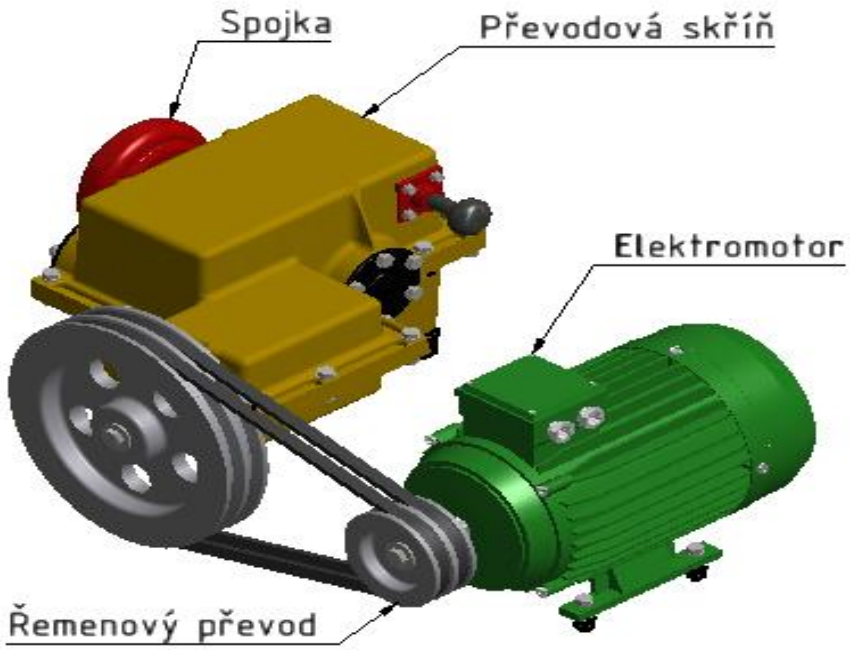


Obrázek 6: Uložení šneku ve žlabu



Obrázek 7: Konstrukce žlabu

2.3. Pohonný systém



Obrázek 8: Konstrukce pohonného systému

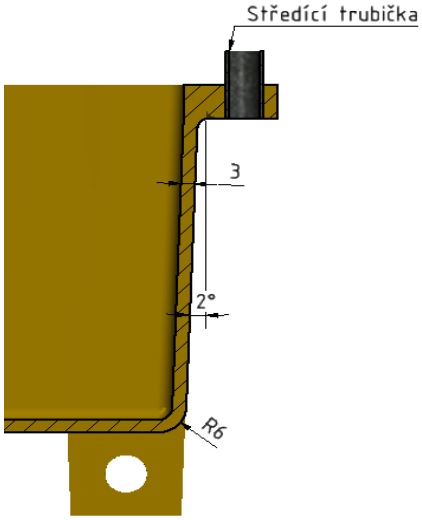
2.3.1. Převodová skříň

Vzhledem k tomu, že se jedná o sériovou výrobu, byla zvolena skříň jako odlitek ze slitiny hliníku. Dělicí rovinu jsme umístili přímo do středu skříně kvůli ulehčení montáže. Skříň je rozdělena na spodní část – vanu – a vrchní část. Ložiska na hřídelích jsou zajištěna víčky, která jsou připevněna zevnějšku k nálitkům skříně šrouby. Konstrukce převodovky zapříčiňuje, že ložiska u kuželového soukolí nejdou zajistit víčky, protože jsou umístěna uvnitř skříně. Tato dvě ložiska byla zvolena kuličková s drážkou pro pojistný kroužek a bylo zapotřebí zhotovit drážku pro kroužek do nálitku skříně (viz obr. 9). Cílem bylo, aby skříň měla nízkou hmotnost, rozumnou velikost a důraz byl kladen na úsporu materiálu. U lemů obou částí skříně, kterými na sebe dosedají, jsou po celém obvodu kapsy pro úsporu materiálu, jak lze vidět na obr. 10.

Obrázek 10: Kapsy u lemu skříně

Obrázek 9: Drážky pro pojistné kroužky

Tloušťka stěn je 3 mm, úkosy jsou pod úhlem 2°, rádiusy 6 mm (2x tl. stěny) a nálitky na obrábění 0,2 – 1 mm. Zapasování spodní a vrchní části skříně do sebe zajišťují dvě středicí trubičky umístěné v lemu úhlopříčně od sebe. Mezi spodek a vršek skříně je nutno nanést tmel před smontováním.



Obrázek 11: Detail skříně

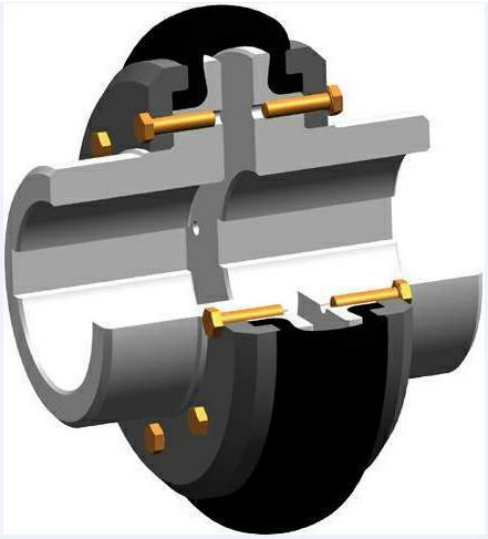
2.3.2. Spojka

Mezi hnací (výstupní) a hnanou hřídel (šnek) byla umístěna pružná hřídelová spojka Periflex od firmy Stromag Brno. Jak výrobce uvádí, tento typ spojek je vhodný pro typ pohonů s elektrickým motorem. Dokáží odolávat i extrémním nesouosostem a vynikají vysokou životností a zároveň jsou cenově dostupné. Pro tento případ byla zvolena spojka 1,6 R (viz obr. 12), která bude s rezervou přenášet točivý moment 58,35 Nm pro 90 ot/min i 87,53 Nm pro 60 ot/min.

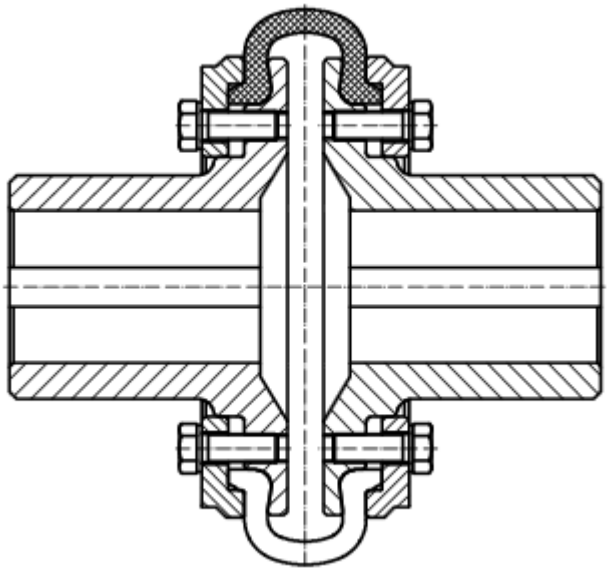
Leistungstabelle / Output table Stromag

Kupplungsgröße Coupling size	Nenndrehmoment Nom. torque	Maximaldrehmoment Max. torque	Zul. Wechseldrehmoment Adm. alternating torque	Zul. Drehzahl Adm. speed 5)	Zul. axiale Verlagerung Adm. axial displacement	Axialfedersteife Axial stiffness	Zul. radiale Verlagerung Adm. radial displacement	Radialfedersteife Radial stiffness	Zul. winklige Verlagerung Adm. angular displacement
	T_{KN} Nm	T_{Kmax} Nm	T_{KW} Nm	n_{max} min^{-1}	ΔK_a mm 1) 6)	C_a N/mm	ΔK_r mm 1)	C_r N/mm	ΔK_w ° 1)
1R	25	75	2.5	5000	1.0	60	0.70	60	2.0
1,6R	35	105	3.5	5000	1.0	110	0.75	120	2.0
2R	50	150	5.0	5000	1.0	110	0.75	120	2.0

Obrázek 12: Tabulka z katalogu Stromag



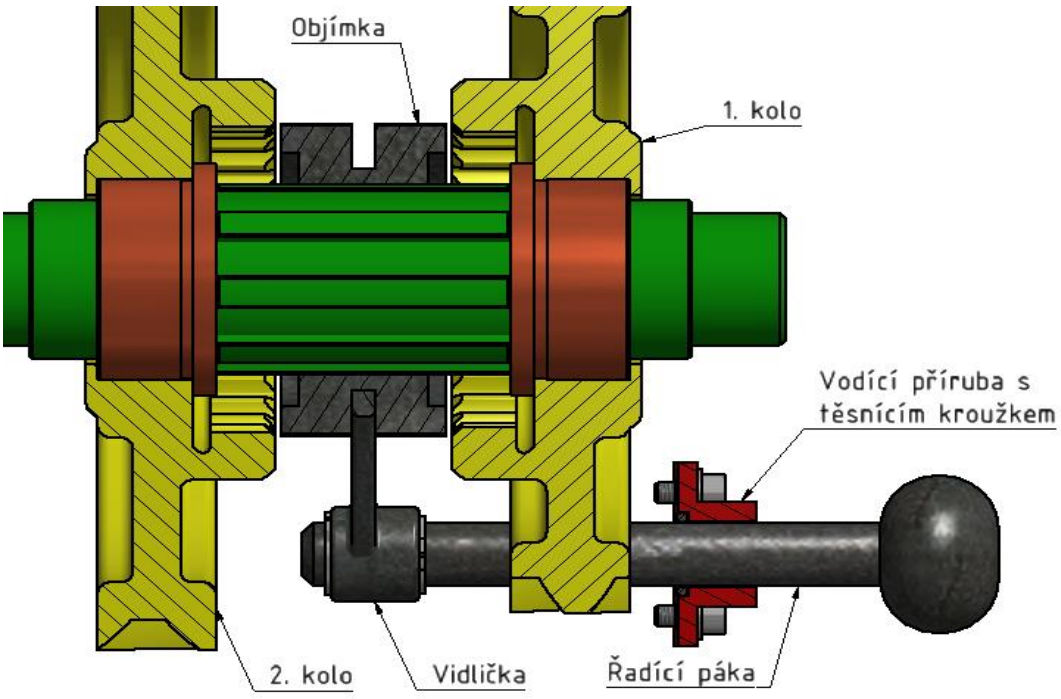
Obrázek 13: Model spojky PERIFLEX



Obrázek 14: Průřez spojky PERIFLEX

2.3.3. Řazení

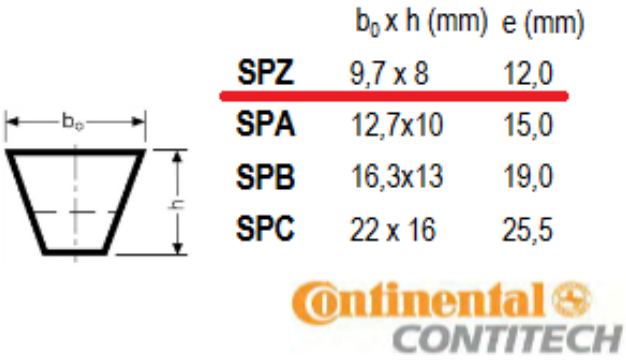
Pro řazení jsem zvolil jednoduchý systém (viz obr. 15). Spočívá v tom, že na drážkovaném hřídeli je objímka s vnitřním rovnobokým a vnějším evolventním drážkováním s drážkou pro vidličku z temperované litiny uprostřed. Objímka má funkci zubové spojky. Po hřídeli se řadicí pákou přes vidličku posouvá a zapadá evolventním drážkováním do čelních ozubených kol. Kola jsou umístěna na kluzných ložiskách, takže se stále protáčí. K přenosu krouticího momentu dojde až tehdy, zařadí-li se objímka do jednoho z nich. Pro náš účel nepodstatnou nevýhodou této varianty je, že se musí řadit za klidu pohonu.



Obrázek 15: Systém řazení

2.3.4. Řemenový převod

Převod mezi elektromotorem a převodovkou připadal v úvahu buď řetězový, nebo řemenový. Pro tento pohon je nejen z ekonomického hlediska, ale i z mnoha jiných důvodů vhodnější převod řemenový. Řemenový převod má výrazně tišší chod, nevyžaduje tak přesnou montáž, má pružný záběr a pro naši obvodovou rychlost je vhodnější než řetěz. Z vypočtených hodnot pro daný převodový poměr a krouticí moment jsou vhodné dva klínové úzké řemeny SPZ 0862 Lw Contitech. Zvolíme malou řemenici: Ø71 mm SPZ071-02 TB. Vzhledem k požadovanému převodovému poměru a sériové výrobě necháme vyrobit velkou řemenici Ø177,5 mm se dvěma drážkami. Malá řemenice a řemeny byly zvoleny z katalogu od firmy TYMA. Tato firma zároveň poskytuje i výrobu řemenic na zakázku, proto zde pořídíme i druhou řemenici o nenormalizovaném průměru.



Obrázek 16: Rozměry řemene v katalogu TYMA

2.3.5. Elektromotor

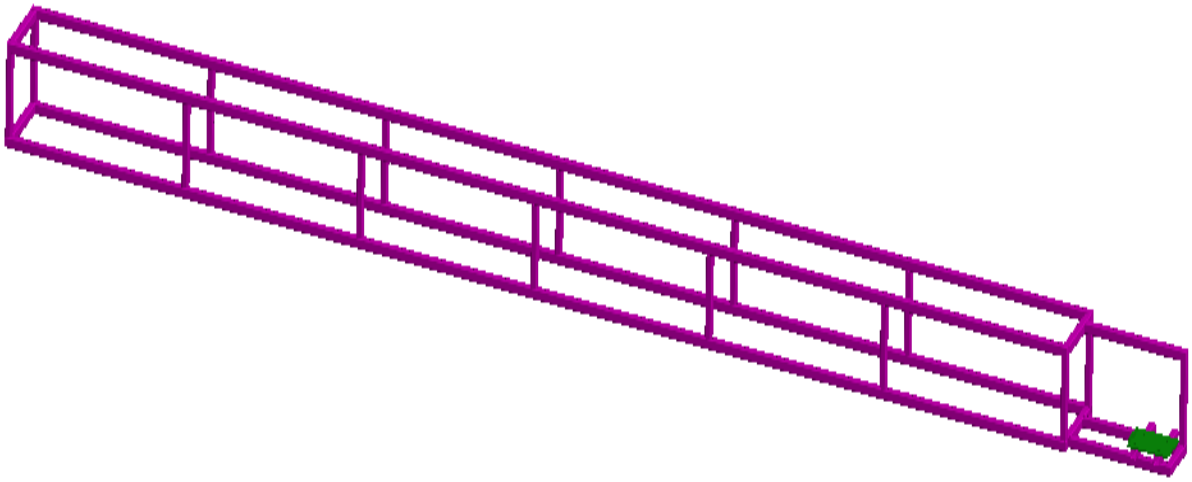
Zdrojem pohonného systému je elektromotor. Pro požadované parametry se jevil vhodným elektromotor od firmy SIEMENS. Jedná se o trojfázový asynchronní motor nakrátko s označením 1LA7 096-8AB1x. Motory s označením 1LA7 jsou určeny k pohonu průmyslových zařízení, lisů, obráběcích strojů apod.

Jmen. výkon	Velikost	Objednací číslo Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu Účinnost	Účiník	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momentová třída	Momentová charakteristika Diagram č.	Moment setrvačnosti	Hmotnost Tvar IM B3
								při přímém spouštění						
		8-pól, 750 min⁻¹, 50Hz												
kW			min⁻¹	%		A	Nm	-	-	-	KL	(str. 15)	kg m²	kg
0,55	90L	**1LA7 096-8AB..**	675	66	0,76	1,58	7,8	1,7	3,0	1,7	13	13	0,0035	13,2

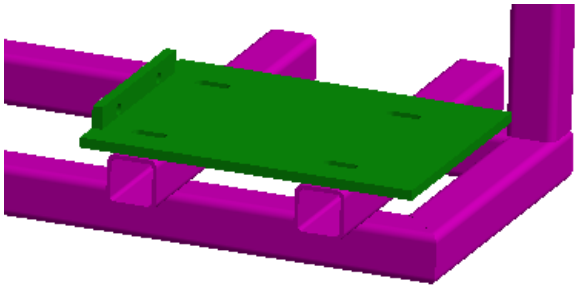
Obrázek 17: Parametry zvoleného elektromotoru z katalogu SIEMENS

2.4. Rám

Nosnou částí dopravníku je svařovaný rám, ke kterému je připevněn žlab šneku a pohonný systém. Rám je tvořen normalizovanými čtvercovými profily s označením DIN EN 10219-2 - 30 x 30 x 2,5. Součástí rámu je i podkladová deska s napínáním pro elektromotor.



Obrázek 18: Konstrukce rámu



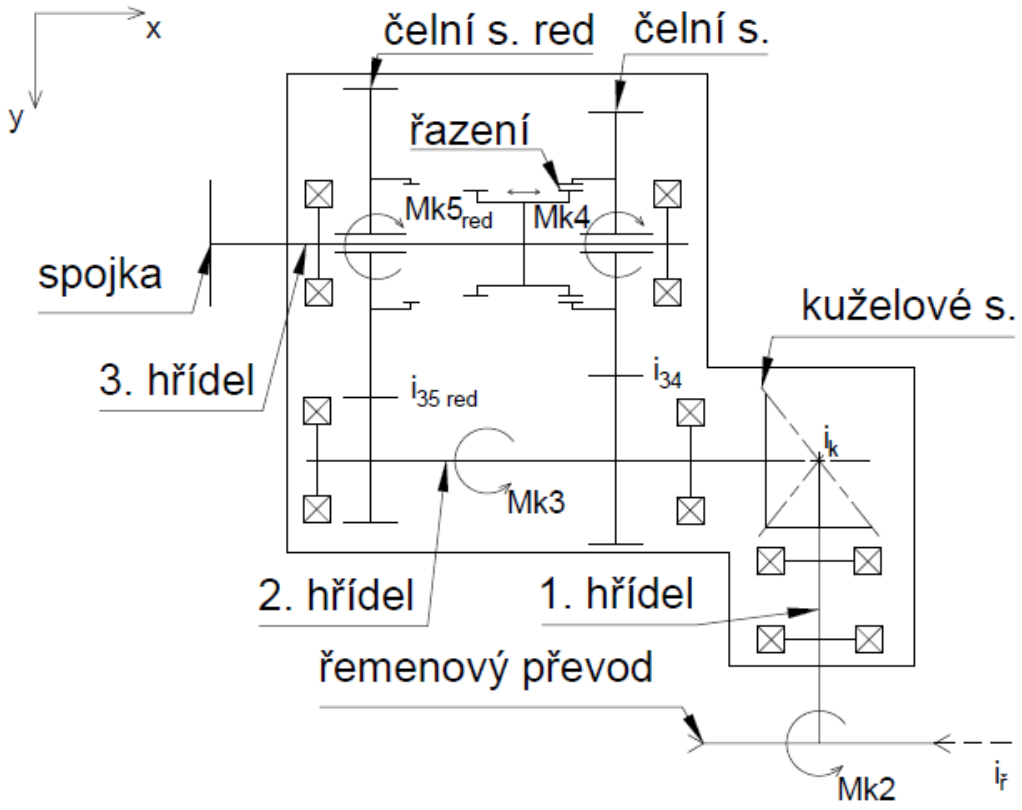
Obrázek 19: Deska pod motorem

3. 3D sestava pohonu + výkresová dokumentace

Viz kapitola: Seznam příloh

4. Výpočtová zpráva

4.1. Skica pohonného systému



Obrázek 20: Skica převodovky

4.2. Návrh elektromotoru

Dle zadaného šneku a dopravovaného materiálu zkontrolujeme navržený elektromotor (viz kapitola 2.3.5). Součinitelé a koeficienty z [12].

délka šneku $L = 5\ m$

vnější průměr šneku $\emptyset D = 250\ mm$

sypná hmotnost materiálu $\rho = 300\ \frac{kg}{m^3}$

součinitel plnění $\Psi_1 = 0{,}5$

otáčky šneku (v potaz bereme vyšší) $n_4 = 90\ min^{-1}$

stoupání šnekovice $s = 1 \cdot D = 1 \cdot 0{,}25 = 0{,}25\ m$

součinitel odporu $\mu = 2{,}5$

4.2.1. Hmotnostní průtok

$$Qm = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot \rho \cdot \Psi_1$$

$$Qm = \frac{\pi \cdot 0{,}25^2}{4} \cdot 0{,}25 \cdot 1{,}5 \cdot 300 \cdot 0{,}5 = 2{,}76 \ \frac{kg}{s}$$

4.2.2. Výkon elektromotoru

$$P = Qm \cdot L \cdot \mu \cdot g$$

$$P = 2{,}76 \cdot 5 \cdot 2{,}5 \cdot 9{,}81 = 338{,}59 \ W$$

Výkon navrženého motoru $\mathbf{550} > 338{,}59 \ W$ $\Rightarrow elektromotor\ vyhovuje$

4.3. Výpočet převodových poměrů

Převodový poměr celkový

$$n_1 = 675 \ min^{-1}$$

$$n_4 = 90 \ min^{-1}$$

$$i_c = \frac{n_1}{n_4} = \frac{675}{90} = 7{,}5$$

Převodový poměr celkový redukovaný

$$n_1 = 675 \ min^{-1}$$

$$n_{5red} = 60 \ min^{-1}$$

$$i_{c\,red} = \frac{n_1}{n_{5red}} = \frac{675}{60} = 11{,}25$$

Převodové poměry u soukolí a řemene

$$i_{\check{r}} = 2{,}5$$

$$i_k = 1{,}5$$

$$i_{34} = 2$$

$$i_{35\,red} = 3$$

Kontrola převodových poměrů

$$i_c = i_{\check{r}} \cdot i_k \cdot i_{34} = 2{,}5 \cdot 1{,}5 \cdot 2 = 7{,}5$$

$$i_{c\,red} = i_{\check{r}} \cdot i_k \cdot i_{35\,red} = 2{,}5 \cdot 1{,}5 \cdot 3 = 11{,}25$$

4.4. Výpočet otáček hřídelí

$$n_1 = 675\ min^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{ř}} = \frac{675}{2{,}5} = 270\ min^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_k} = \frac{270}{1{,}5} = 180\ min^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{34}} = \frac{180}{2} = 90\ min^{-1}$$

$$n_{5\,red} = \frac{n_3}{i_{35\,red}} = \frac{180}{3} = 60\ min^{-1}$$

4.5. Výpočet krouticích momentů na hřídelích

$$Mk_1 = \frac{60 \cdot P}{2\pi n_1} = \frac{60 \cdot 550}{2 \cdot \pi \cdot 675} = 7{,}78\ Nm$$

$$Mk_2 = i_{ř} \cdot Mk_1 = 2{,}5 \cdot 7{,}78 = 19{,}45\ Nm$$

$$Mk_3 = i_k \cdot Mk_2 = 1{,}5 \cdot 19{,}45 = 29{,}18\ Nm$$

$$Mk_4 = i_{34} \cdot Mk_3 = 2 \cdot 29{,}18 = 58{,}35\ Nm$$

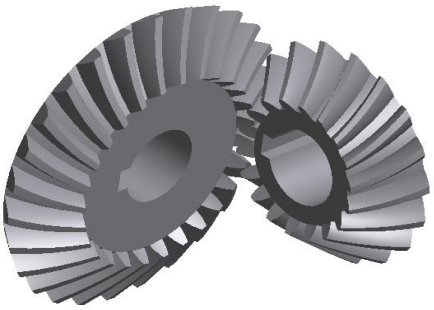
$$Mk_{5\,red} = i_{35\,red} \cdot Mk_3 = 3 \cdot 29{,}18 = 87{,}525\ Nm$$

4.6. Kontrola soukolí

Návrh všech soukolí v převodovce byl realizován v programu Autodesk Inventor dle vypočítaných parametrů. Tento software zároveň soukolí vygeneruje ve formě 3D modelu a provede pevnostní kontrolu, která u všech soukolí vyšla kladně. Dále byl uskutečněn vlastní pevnostní výpočet ozubených kol dle normy ČSN 014686. U všech soukolí bylo zvoleno šikmé ozubení kvůli tišímu chodu a plynulejšímu záběru. Jako povrchovou úpravu materiálu kol byla vybrána iontová nitridace, při které dochází k nasycení povrchu dusíkem a zaručí stálost rozměrů kol.

4.6.1. Kuželové soukolí

Z hlediska potřeby dvou nesouosých hřídelí v převodovce bylo zvoleno mezi 1. a 2. hřídel kuželové soukolí s úhlem os 90°. Součinitele a koeficienty jsou z [5]. Materiál soukolí: ocel 15 230.4.



Obrázek 21: Kuželové soukolí

Navržené parametry

	název	Kolo 1	Kolo 2
z	počet zubů	18	27
b	šířka ozubení	15 mm	
m_{et}	modul čelní	2,5 mm	
d_m	střední roztečný průměr	36,68 mm	55,02 mm
d_e	vnější roztečný průměr	45 mm	67,5 mm
h_a	výška hlavy	2,5 mm	
d_a	průměr hlavové kružnice	49,16 mm	70,27 mm
d_f	průměr patní kružnice	40,01 mm	64,17 mm
h_f	výška paty	3,125 mm	
h	výška zubu	5,625 mm	
i_k	převodový poměr	1,5	
δ	úhel roztečného kužele	33,69°	56,31°
βm	úhel sklonu	20°	
α	čelní úhel profilu	20°	

Součinitele z [5]

$K_{H\beta}$ = 1,07; z_E = 190; $S_{H\,lim}$ = 1,3; $\sigma_{H\,lim}$ = 1180 MPa; Mk_2 = 19,45 Nm;

$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1{,}2$; $K_A = 1$; z_H =2,4; z_ε = 0,81; z_R = 1; $\Psi_{BD} = \frac{b}{d_{m1}} = 0{,}409$

Únava v dotyku

Tečná síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 19450}{36{,}68} = 1060{,}78\ N$$

Radiální síla

$$Frm_1 = \frac{Ft}{\cos(\beta m)} \cdot (\cos(\delta_1) \cdot tg(\alpha_{nm}) - sin(\delta_1) \cdot \sin(\beta m)) = Fam_2$$

$$Frm = \frac{1060{,}78}{\cos(20)} \cdot (\cos(33{,}69) \cdot tg(18{,}88) - sin(33{,}69) \cdot \sin(20)) = 107{,}08\ N = Fam_2$$

Axiální síla

$$Fam_1 = \frac{Ft}{\cos(\beta m)} \cdot (\sin(\delta_1) \cdot tg(\alpha_{nm}) + \sin(\beta m) \cdot \cos(\delta_1)) = Frm_2$$

$$Fam_1 = \frac{1060{,}78}{\cos(20)} \cdot (\sin(33{,}69) \cdot tg(18{,}88) + \sin(20) \cdot \cos(33{,}69)) = 535{,}41\ N = Frm_2$$

Vnější délka površky roztečného kužele

$$Le = 0{,}5\ \cdot m_{et} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}5 \cdot 2{,}5 \cdot \sqrt{18^2 + 27^2} = 40{,}562\ mm$$

Roztečné průměry bivirtuálních kol

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos(\delta_1) \cdot \cos(\beta m)^2} = \frac{36{,}675}{\cos(33{,}69) \cdot \cos(20)^2} = 49{,}917\ mm$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos(\delta_2) \cdot \cos(\beta m)^2} = \frac{55{,}02}{\cos(56{,}31) \cdot \cos(20)^2} = 112{,}33\ mm$$

Počet zubů bivirtuálních kol

$$z_{v1} = \frac{z_1}{cos(\delta_1) \cdot \cos(\beta m)^2} = \frac{18}{\cos(33{,}69) \cdot \cos(20)^2} = 26{,}07\ zub\text{ů}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2) \cdot \cos(\beta m)^2} = \frac{18}{\cos(56{,}31) \cdot \cos(20)^2} = 57{,}87\ zub\text{ů}$$

Čelní modul bivirtuálního kola

$$m_v = m_{v1} = m_{v2}$$

$$m_v = \frac{d_{v1}}{z_{v1}} = \frac{49{,}917}{26{,}07} = 1{,}915\ mm$$

Bivirtuální rozteč zubů

$$p_{tmb} = p \cdot cos\alpha = \pi \cdot m_v \cdot cos\alpha = \pi \cdot 1{,}915 \cdot \cos(20) = 5{,}65\ \text{mm}$$

Hlavové průměry virtuálních kol

$$d_{va1} = d_{v1} + 2 \cdot m_v = 49{,}917 + 2 \cdot 1{,}915 = 53{,}75\ mm$$

$$d_{va2} = d_{v2} + 2 \cdot m_v = 112{,}33 + 2 \cdot 1{,}915 = 116{,}2\ mm$$

Základní průměry virtuálních kol

$$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos(\alpha) = 49{,}917 \cdot \cos(20) = 46{,}91\ mm$$

$$d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos(\alpha) = 112{,}33 \cdot \cos(20) = 105{,}56\ mm$$

Osová vzdálenost virtuálních kol

$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{49{,}917 + 112{,}33}{2} = 81{,}12\ mm$$

Součinitel trvání záběru virtuálních kol

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left[\sqrt{({d_{va1}}^2 - {d_{vb1}}^2)} + \sqrt{({d_{va2}}^2 + {d_{vb2}}^2)}\right] - a_v \cdot \sin(\alpha)}{p_{tmb}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left[\sqrt{(53{,}75^2 - 46{,}91^2)} + \sqrt{(116{,}2^2 + 105{,}56^2)}\right] - 81{,}12 \cdot \sin(20)}{5{,}65} = 1{,}68$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot sin(\beta m)}{\pi \cdot m_v} = \frac{15 \cdot \sin(20)}{\pi \cdot 1{,}915} = 0{,}78$$

Kontrolní výpočet

$$\sigma_{H0} = Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_{m1} \cdot b} \cdot \frac{i+1}{1}} = 0{,}81 \cdot 2{,}4 \cdot 190 \cdot \sqrt{\frac{1060{,}78}{36{,}68 \cdot 15} \cdot \frac{1{,}5+1}{1{,}5}} = 662{,}15\ MPa$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 662{,}15 \cdot \sqrt{1{,}284} = 750{,}31\ MPa$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot \ \mathrm{K_{H\alpha}} \cdot \mathrm{K_{HV}} = 1{,}284$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot z_R}{s_{H\ lim}} = \frac{1180 \cdot 1}{1{,}3} = 907{,}7\ MPa$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$750{,}31 \leq 907{,}7 => vyhovuje$$

Únava v ohybu

Součinitele z [5].

$$Y_{FS} = 4{,}65;\ \ Y_\beta = 0{,}87;\ \varepsilon_\alpha = 1{,}68;\ \varepsilon_\beta = 0{,}78;\ \sigma_{F\ lim} = 705\ MPa;\ s_F = 1{,}4;$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1{,}2$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1{,}07$$

jelikož $\varepsilon_\beta < 1 => Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{\varepsilon_\alpha} = 0{,}68$

Výchozí vztah

$$\sigma_F = \frac{Ft}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\ lim}}{s_F} = \frac{705}{1{,}4} = 503{,}57\ MPa$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1{,}284$$

Délka površky na středním kuželu

$$Lm = Le - 0{,}5 \cdot b = 33{,}062\ mm$$

Modul obvodový střední

$$m_{tm} = \frac{Lm}{Le} \cdot m_{et} = 2{,}04\ mm$$

Modul normálový střední

$m_{nm} = \cos(\beta m) \cdot m_{tm} = 1{,}916\ mm$

dosazením do výchozího vztahu dostaneme

$$\sigma_F = \frac{1060{,}78}{15 \cdot 1{,}916} \cdot 1{,}284 \cdot 4{,}65 \cdot 0{,}87 \cdot 0{,}68 = 130{,}4\ MPa$$

$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$

$$130{,}4 \leq 503{,}57 => vyhovuje$$

4.6.2. Čelní soukolí

Materiál soukolí: ocel 15 230.4.

Navržené parametry

	název	Kolo 1	Kolo 2
z	počet zubů	17	34
b	šířka ozubení	20 mm	
m	modul	3 mm	
d	roztečný průměr	60,3 mm	120,61 mm
d_b	průměr základní kružnice	55,39 mm	110,78 mm
d_a	průměr hlavové kružnice	66,3 mm	126,61 mm
h_a	výška hlavy	3 mm	
d_f	průměr patní kružnice	52,8 mm	113,11 mm
h_f	výška paty	3,75 mm	
h	výška zubu	6,75 mm	
i_{34}	převodový poměr	2	
p	rozteč zubů	9,425 mm	
βm	úhel sklonu	32,25°	
a	osová vzdálenost	90,46 mm	
α	úhel profilu	20°	

Součinitele z [5].

$K_{H\beta}$ = 1,03; z_E = 190; $S_{H\,lim}$ = 1,3; $\sigma_{H\,lim}$ = 1180 MPa; Mk_3 = 29,18 Nm;

$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1{,}2$; $K_A = 1$; z_H =2,18; z_ε = 0,86; z_R = 1; $\Psi_{BD} = \frac{b}{d_1} = 0{,}332$

Únava v dotyku

Tečná síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_1} = \frac{2 \cdot 29180}{60{,}3} = 967{,}678\ N$$

Radiální síla

$$F_{r\check{c}} = \frac{Ft}{\cos(\beta)} \cdot tg(\alpha_n) = \frac{967{,}678}{\cos(20)} \cdot tg(20) = 555{,}28\ N$$

Axiální síla

$$F_{a\check{c}} = Ft \cdot tg(\alpha_n) = 967{,}678 \cdot tg(20) = 352{,}21\ N$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left[\sqrt{({d_{a1}}^2 - {d_{b1}}^2)} + \sqrt{({d_{a2}}^2 + {d_{b2}}^2)}\right] - a \cdot \sin(\alpha)}{2 \cdot p \cdot \cos\alpha}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left[\sqrt{(66{,}3^2 - 55{,}39^2)} + \sqrt{(126{,}61^2 + 110{,}78^2)}\right] - 90{,}46 \cdot \sin(20)}{2 \cdot 9{,}425 \cdot \cos(20)} = 1{,}361$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot sin(\beta m)}{\pi \cdot m} = \frac{20 \cdot \sin(32{,}25)}{\pi \cdot 3} = 1{,}132$$

Kontrolní výpočet

$$\sigma_{H0} = Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{i+1}{1}} = 0{,}81 \cdot 2{,}18 \cdot 190 \cdot \sqrt{\frac{967{,}68}{60{,}3 \cdot 20} \cdot \frac{2+1}{2}} = 390{,}796\ MPa$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot \mathrm{K_{H\alpha}} \cdot \mathrm{K_{HV}} = 1{,}236$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 390{,}796 \cdot \sqrt{1{,}236} = 434{,}47\ MPa$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot z_R}{s_{H\ lim}} = \frac{1180 \cdot 1}{1{,}3} = 907{,}7\ MPa$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$434{,}47 \leq 907{,}7 => vyhovuje$$

Jednorázové působení největšího zatížení – povrchové vrstvy boku zubu

$\mathrm{K_{AS}} \leq \mathrm{K}_A$; $\mathrm{K_{AS}} = 1$; $\mathrm{K_H} = 1{,}236$; $VHV = 800\ MPa$;

Statická únosnost

$$F_{t1} = F_t \cdot \mathrm{K_{AS}} = 967{,}678 \cdot 1 = 967{,}678\ N$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot \mathrm{K_H}}{F_t}} = 390{,}796 \cdot \sqrt{\frac{967{,}678 \cdot 1{,}236}{967{,}678}} = 434{,}47\ MPa$$

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot VHV = 3 \cdot 800 = 2400\ MPa$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$434{,}47 \leq 2400\ MPa \Rightarrow vyhovuje$$

Únava v ohybu

Součinitele z [5].

$$Y_{FS} = 4{,}77;\ Y_\beta = 0{,}75;\ \varepsilon_\alpha = 1{,}361;\ \varepsilon_\beta = 1{,}132;\ \sigma_{F\,lim} = 705\ MPa;\ s_F = 1{,}4;$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1{,}2$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1{,}03$$

jelikož $\varepsilon_\beta \geq 1 \Rightarrow Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0{,}735$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1{,}236$$

Výchozí vztah

$$\sigma_F = \frac{Ft}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\,lim}}{s_F} = \frac{705}{1{,}4} = 503{,}57\ MPa$$

dosazením do výchozího vztahu dostaneme

$$\sigma_F = \frac{967{,}678}{20 \cdot 3} \cdot 1{,}236 \cdot 4{,}77 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}735 = 52{,}416\ MPa$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

$$52{,}416 \leq 503{,}57 \Rightarrow vyhovuje$$

Kontrola největšího zatížení – paty zubu

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{Ft_1}{Ft} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FSt} = 1{,}6 \cdot \sigma_{F\,lim} = 1{,}6 \cdot 705 = 1128\ MPa$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{Ft_1}{Ft} = 52{,}416 \cdot \frac{967{,}678}{967{,}678} = 52{,}416\ MPa$$

$$\sigma_{FPmax} = 0{,}8 \cdot \sigma_{FSt} = 0{,}8 \cdot 1128 = 902{,}4\ MPa$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$$

$52{,}416 \leq 902{,}4\ MPa\ \Rightarrow vyhovuje$

4.6.3.Čelní soukolí redukované

Materiál soukolí: ocel 15 230.4.

Navržené parametry

	název	Kolo 1	Kolo 2
z	počet zubů	17	51
b	šířka ozubení	20 mm	
m	modul	2,5 mm	
d	roztečný průměr	45,23 mm	135,68 mm
d_b	průměr základní kružnice	42,17 mm	126,52 mm
d_a	průměr hlavové kružnice	50,23 mm	140,68 mm
h_a	výška hlavy	2,5 mm	
d_f	průměr patní kružnice	38,98 mm	129,43 mm
h_f	výška paty	3,125 mm	
h	výška zubu	5,625 mm	
i_{35}	převodový poměr	3	
p	rozteč zubů	7,854 mm	
βm	úhel sklonu	20°	
a	osová vzdálenost	90,46 mm	
α	úhel profilu	20°	

Součinitele z [5].

$K_{H\beta} = 1{,}08$; $z_E = 190$; $S_{H\,lim} = 1{,}3$; $\sigma_{H\,lim} = 1180$ MPa; $Mk_3 = 29{,}18$ Nm;

$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1{,}2$; $K_A = 1$; $z_H = 2{,}43$; $z_\varepsilon = 0{,}86$; $z_R = 1$; $\Psi_{BD} = \frac{b}{d_1} = 0{,}44$

Únava v dotyku

Tečná síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_1} = \frac{2 \cdot 29180}{45{,}23} = 1290{,}26\ N$$

Radiální síla

$$F_{r\check{c}} = \frac{Ft}{\cos(\beta)} \cdot tg(\alpha_n) = \frac{1290{,}26}{\cos(20)} \cdot tg(20) = 499{,}76\ N$$

Axiální síla

$$F_{a\check{c}} = Ft \cdot tg(\alpha_n) = 1290{,}26 \cdot tg(20) = 469{,}62\ N$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left[\sqrt{({d_{a1}}^2 - {d_{b1}}^2)} + \sqrt{({d_{a2}}^2 + {d_{b2}}^2)}\right] - a \cdot \sin(\alpha)}{2 \cdot p \cdot \cos\alpha}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left[\sqrt{(50{,}23^2 - 42{,}17^2)} + \sqrt{(140{,}68^2 + 126{,}52^2)}\right] - 90{,}46 \cdot \sin(20)}{2 \cdot 7{,}854 \cdot \cos(20)} = 1{,}61$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot sin(\beta m)}{\pi \cdot m} = \frac{20 \cdot \sin(20)}{\pi \cdot 2{,}5} = 0{,}871$$

Kontrolní výpočet

$$\sigma_{H0} = Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{i+1}{1}} = 0{,}82 \cdot 2{,}43 \cdot 190 \cdot \sqrt{\frac{1290{,}26}{45{,}23 \cdot 20} \cdot \frac{3+1}{3}} = 521{,}8\ MPa$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot \ \mathrm{K_{H\alpha}} \cdot \mathrm{K_{HV}} = 1{,}356$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 521{,}8 \cdot \sqrt{1{,}356} = 607{,}62\ MPa$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot z_R}{s_{H\ lim}} = \frac{1180 \cdot 1}{1{,}3} = 907{,}7\ MPa$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$607{,}62 \leq 907{,}7 => vyhovuje$$

Jednorázové působení největšího zatížení – povrchové vrstvy boku zubu

$\mathrm{K_{AS}} \leq \mathrm{K}_A$; $\mathrm{K_{AS}} = 1$; $\mathrm{K_H} = 1{,}356$; $VHV = 800\ MPa$;

Statická únosnost

$$F_{t1} = F_t \cdot \mathrm{K_{AS}} = 1290{,}26 \cdot 1 = 1290{,}26\ N$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot \mathrm{K_H}}{F_t}} = 521{,}8 \cdot \sqrt{\frac{1290{,}26 \cdot 1{,}356}{1290{,}26}} = 607{,}62\ MPa$$

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot VHV = 3 \cdot 800 = 2400\ MPa$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$607{,}62 \leq 2400\ MPa => vyhovuje$$

Únava v ohybu

Součinitele z [5].

$Y_{FS} = 4{,}72;\ \ Y_\beta = 0{,}84;\ \varepsilon_\alpha = 1{,}61;\ \varepsilon_\beta = 0{,}871;\ \sigma_{F\,lim} = 705\ MPa;\ s_F = 1{,}4;$

$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1{,}2$

$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1{,}08$

jelikož $\varepsilon_\beta \leq 1 => Y_\varepsilon = 0{,}2 \cdot \frac{0{,}8}{\varepsilon_\alpha} = 0{,}7$

$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1{,}356$

Výchozí vztah

$$\sigma_F = \frac{Ft}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\,lim}}{s_F} = \frac{705}{1{,}4} = 503{,}57\ MPa$$

dosazením do výchozího vztahu dostaneme

$$\sigma_F = \frac{1290{,}26}{20 \cdot 2{,}5} \cdot 1{,}356 \cdot 4{,}72 \cdot 0{,}84 \cdot 0{,}7 = 97{,}11\ MPa$$

$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$

$97{,}11 \leq 503{,}57 => vyhovuje$

Kontrola největšího zatížení – paty zubu

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{Ft_1}{Ft} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FSt} = 1{,}6 \cdot \sigma_{F\,lim} = 1{,}6 \cdot 705 = 1128\ MPa$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{Ft_1}{Ft} = 97{,}11 \cdot \frac{1290{,}26}{1290{,}26} = 97{,}11\ MPa$$

$$\sigma_{FPmax} = 0{,}8 \cdot \sigma_{FSt} = 0{,}8 \cdot 1128 = 902{,}4\ MPa$$

$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$

$97{,}11 \leq 902{,}4\ MPa\ => vyhovuje$

4.7. Řemenový převod

Pro převod krouticího momentu z motoru na vstupní hřídel převodovky byl dle dříve uvedených důvodů zvolen řemenový převod. Navržený převodový poměr mezi hnací a hnanou řemenicí je $i_{ř} = 2{,}5$. Samotný řemenový převod zredukuje otáčky z motoru $n_1 = 675\ min^{-1}$ na otáčky vstupní hřídele $n_2 = 270\ min^{-1}$. Obě řemenice přenáší krouticí moment přes pera v hřídelích a jsou zajištěny z jedné strany osazením a z druhé strany šroubem s podložkou. Z hlediska přenášeného výkonu $P = 0{,}55\ kW$, osové vzdálenosti $a = 230\ mm$ a otáček dle [1] volíme úzký klínový řemen SPZ.

4.7.1. Návrh převodu

Pracovní součinitele z [1].

$Pr = 0{,}7\ kW$ $(výkon\ přenášený\ jedním\ řemenem)$

$c_1 = 0{,}93,\ c_2 = 1,\ c_3 = 0{,}88$

$f = 0{,}25$ (součinitel tření)

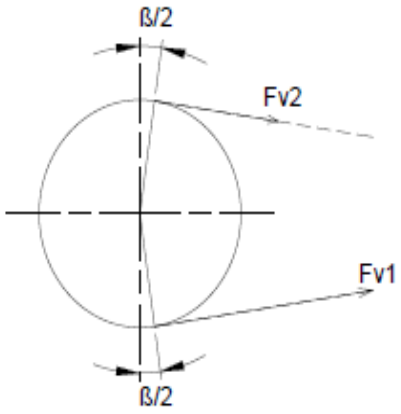
$\varphi = 18°$ $(poloviční\ úhel\ klínové\ drážky)$

Průměr malé řemenice

$\emptyset d_p zvolen\ 71\ mm$

Průměr velké řemenice

$\emptyset D_p = d_p \cdot i_{ř} = 71 \cdot 2{,}5 = 177{,}5\ mm$



Obrázek 22: Schéma úhlu opásání řemenice

4.7.2. Geometrie převodu

Úhel opásání malé řemenice α_1

$\alpha_1 = \pi - \beta$

$$cos\frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2a} => \beta = 2 \cdot arccos\left(\frac{177{,}5 - 71}{2 \cdot 230}\right) = 26{,}77°$$

$\alpha_1 = 180° - 26{,}77 = 153{,}23° = 2{,}67\ rad$

Úhel opásání velké řemenice α_2

$\alpha_2 = 360° - \alpha_1$

$\alpha_2 = 360 - 153{,}23 = 206{,}77° = 3{,}61$ rad

Délka řemene

$$Lp = \pi \cdot \frac{D_p + d_p}{2} + \frac{\left(D_p - d_p\right)^2}{4a} + 2a$$

$$Lp = \pi \cdot \frac{71 + 177{,}5}{2} + \frac{(177{,}5 - 71)^2}{4 \cdot 230} + 2 \cdot 230 = 862{,}27\ mm$$

Počet řemenů

$$z = \frac{P \cdot c_2}{Pr \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{550 \cdot 1}{700 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}88} = 0{,}95 => 2\ řemeny$$

$$k = \frac{2}{0{,}95} = 2{,}1$$

4.7.3. Silové poměry

Obvodová rychlost

$$v = \frac{d_p \cdot n_1}{19100} = 2{,}51\ m \cdot s^{-1}$$

Obvodová rychlost je relativně nízká, proto lze odstředivou sílu na řemen zanedbat.

Ohybová frekvence

$$fo = \frac{2000 \cdot v}{Lp} = \frac{2000 \cdot 0{,}1}{862} = 5{,}82\ s^{-1}$$

Součinitel tření v klínové drážce

$$f_k = \frac{f}{sin\varphi} = \frac{0{,}25}{\sin(18°)} = 0{,}8$$

Obvodová síla

$$F = \frac{2 \cdot Mk1}{d_p} = \frac{2 \cdot 7781}{71} = 219{,}18\ N$$

Síla pro předpětí řemene

$$F_o = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{fk\alpha_1} + 1}{e^{fk\alpha_1} - 1} = \frac{219{,}18}{2} \cdot \frac{e^{0{,}8 \cdot 153{,}23} + 1}{e^{0{,}8 \cdot 153{,}23} - 1} = 109{,}59\ N$$

Síly ve větvích řemene

$$F_{v1} = F_o + \frac{1}{2}F = 109{,}59 + \frac{1}{2}219{,}18 = 219{,}54\ N$$

$$F_{v2} = F_o + \frac{1}{2}F = 109{,}59 + \frac{1}{2}219{,}18 = 219{,}54\ N$$

Síly působící od řemenice na hřídel

$$F_{vy1} = cos\frac{\beta}{2} \cdot F_{v1} = 213{,}58\ N$$

$$F_{vy2} = cos\frac{\beta}{2} \cdot F_{v2} = 0{,}35\ N$$

$$F_{vz1} = sin\frac{\beta}{2} \cdot F_{v1} = 50{,}82\ N$$

$$F_{vz2} = sin\frac{\beta}{2} \cdot F_{v2} = 0{,}083\ N$$

Síla ve směru osy z

$$F_{vz} = F_{vz1} - F_{vz2} = 50{,}737\ N$$

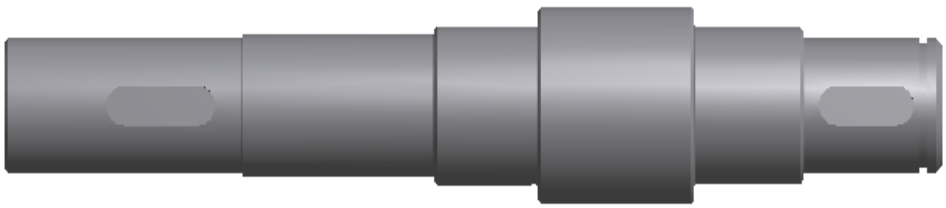
Síla ve směru osy y

$$F_{vy} = F_{vy1} - F_{vy2} = 213{,}93\ N$$

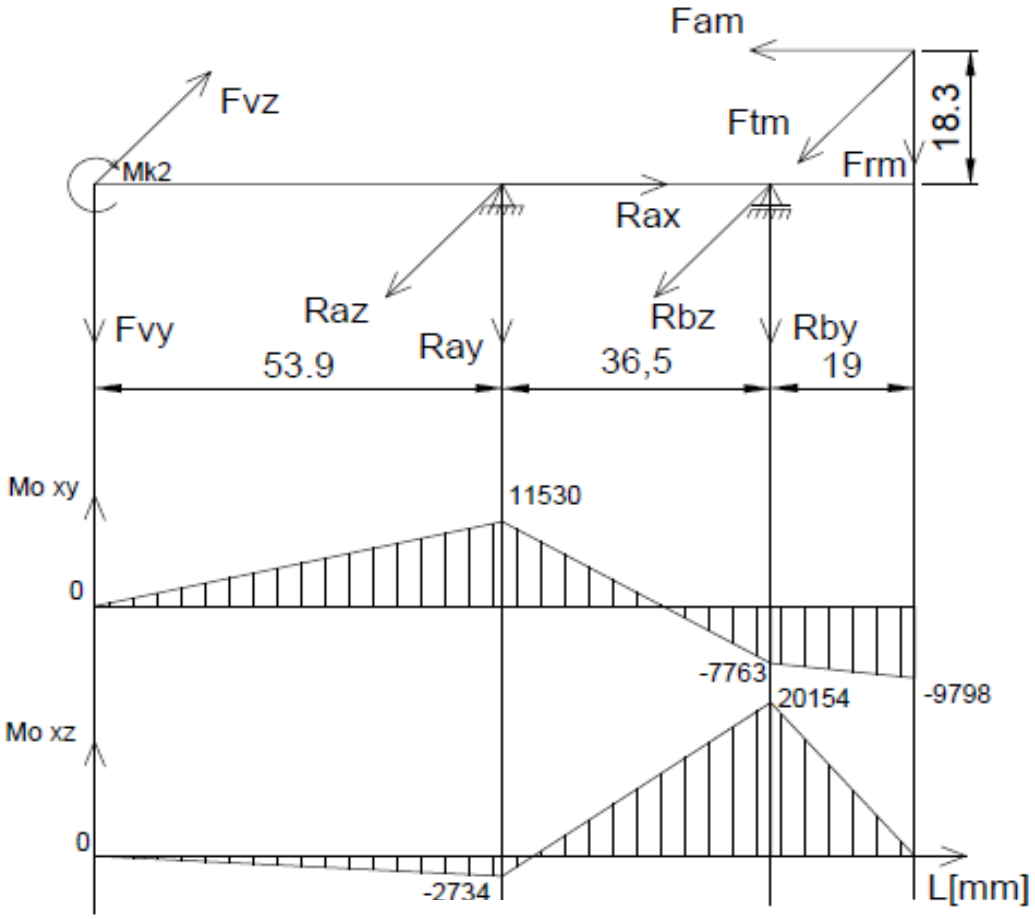
4.8. Výpočet hřídelí

Hřídele byly navrženy s ohledem na požadovanou bezpečnost, úsporu materiálu a finance. Materiál všech hřídelí je ocel 11 523.1. V převodovém mechanismu se nachází tři hřídele. Třetí (výstupní) hřídel je rovnoběžná s druhou hřídelí a krouticí moment se přenáší přes čelní soukolí se šikmými zuby. Vstupní hřídel je od druhé vyosena o 90°, takže bylo vhodné využít kuželového soukolí pro přenos momentů. Pro uložení všech komponent na hřídel, jako jsou ozubená kola, ložiska, pojistné kroužky atp., musí být hřídel opatřena zápichy, osazením, drážkami pro pera a jinými potřebnými opatřeními. Tyto vruby byly v nejkritičtějších místech zkontrolovány. Kontrola hřídelí byla pro jistotu provedena i v programu Autodesk Inventor a pro srovnání je vložen u každé hřídele graf s maximálním ohybovým momentem vypočteným programem.

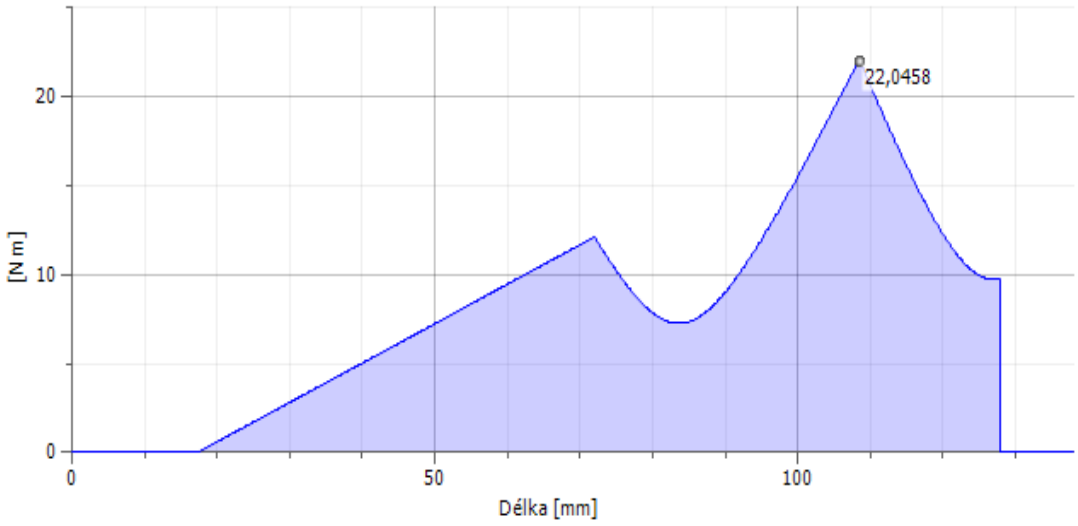
4.8.1. Hřídel 1 (vstupní)



Obrázek 23: Model 1. hřídele



Obrázek 24: Schéma reakcí 1. hřídele



Obrázek 25: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor

Výpočet reakcí

xy:

$x: Fam - Rax = 0$

$y: Frm + Ray + Rby + Fvy = 0$

$Ma: -Fvy \cdot 53{,}9 + Rby \cdot 36{,}5 + Frm \cdot (36{,}5 + 19) - Fam \cdot 18{,}3 = 0$

xz:

$z: Ftm + Raz + Rbz - Fvz = 0$

$Ma: Ftm \cdot (19 + 36{,}5) + Rbz \cdot 36{,}5 + Fvz \cdot 53{,}9 = 0$

$$Rbz = \frac{-Fvz \cdot 53{,}9 - Ftm \cdot (19 + 36{,}5)}{36{,}5} = -1687{,}89\ N$$

$$Raz = Fvz - Rbz - Ftm = 677{,}85\ N$$

$$Rby = \frac{Fam \cdot 18{,}3 - Frm \cdot (36{,}5 + 19) + Fvy \cdot 53{,}9}{36{,}5} = 421{,}53\ N$$

$$Ray = -Fvy - Rby - Frm = -742{,}54\ N$$

$$Rax = 535{,}41\ N$$

VSÚ

xy:

$$Mo_I = Frm \cdot 19 - Fam \cdot 18{,}3 = -7763{,}48\ Nmm$$

$$Mo_{II} = -Fam \cdot 18{,}3 + Frm \cdot (19 + 36{,}5) + Rby \cdot (36{,}5) = 11530{,}78\ Nmm$$

$$Mo_{III} = -Fam \cdot 18{,}3 + Frm \cdot (19 + 36{,}5 + 53{,}9) + Rby \cdot (36{,}5 + 53{,}9) + Ray \cdot 53{,}9 = 0\ Nmm$$

xz:

$$Mo_I = Ftm \cdot 19 = 20154\ Nmm$$

$$Mo_{II} = Ftm \cdot (19 + 36{,}5) + Rbz \cdot 36{,}5 = -2734\ Nmm$$

$$Mo_{III} = Ftm \cdot (19 + 36{,}5 + 53{,}9) + Rbz \cdot (36{,}5 + 53{,}9) + Raz \cdot 53{,}9 = 0\ Nmm$$

Maximální ohybový moment

$$Mo_{max} = \sqrt{Mo_{\max xy}{}^2 + Mo_{\max xz}{}^2} = \sqrt{7763^2 + 20154^2} = 21597{,}4\ Nmm$$

Pevnostní kontrola

Součinitele a koeficienty pro materiál 11 523.1 z [2].

Re	mez pevnosti v kluzu	290 MPa
Rm	mez pevnosti v tahu	610 MPa
σ_{OC}	mez únavy materiálu pro ohyb	180 MPa
τ_{KC}	mez únavy materiálu pro krut	150 MPa
Mo_{max}	maximální ohybový moment	21598,29 Nmm
Mk_2	krouticí moment	19450 Nmm
ε_m	vrubový součinitel velikosti součásti	0,96
ε_p	vrubový součinitel povrchu součásti	0,83
β	vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí	2,3

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{Mo}{Wo} = \frac{Mo}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot 21598{,}29}{\pi \cdot 20^3} = 27{,}5\ MPa$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma o} = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_o} = \frac{180}{27{,}5} = 6{,}54$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 19450}{\pi \cdot 20^3} = 12{,}38\ MPa$$

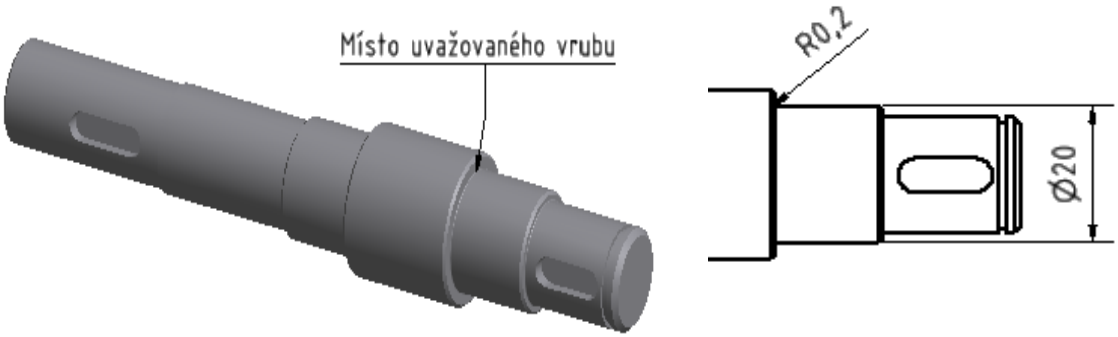
Bezpečnost v krutu

$$k_{\tau_k} = \frac{\tau_{kc}}{\tau_k} = \frac{150}{12{,}38} = 12{,}11$$

Celková bezpečnost

$$k = \frac{k_{\sigma o} \cdot k_{\tau_k}}{\sqrt{{k_{\sigma o}}^2 + {k_{\tau_k}}^2}} = \frac{6{,}54 \cdot 12{,}11}{\sqrt{6{,}54^2 + 12{,}11^2}} = 5{,}75$$

Kontrola hřídele včetně vrubů



Obrázek 26: Model hřídele s vyznačeným vrubem

Ohybový moment v místě vrubu

$$Mo_{v1} = \sqrt{{Mo_{v\,xy}}^2 + {Mo_{v\,xz}}^2} = \sqrt{4063{,}21^2 + 15765{,}05^2} = 16280{,}24\ Nmm$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{ov} = \frac{Mo}{Wo} = \frac{Mo}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot 16280{,}24}{\pi \cdot 20^3} = 20{,}73\ MPa$$

Mez únavy v ohybu

$${\sigma_{oc}}^* = \sigma_{oc} \cdot \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta} = \frac{180 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}83}{2{,}4} = 59{,}13\ MPa$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma o} = \frac{{\sigma_{oc}}^*}{\sigma_{ov}} = \frac{59{,}13}{20{,}73} = 2{,}85$$

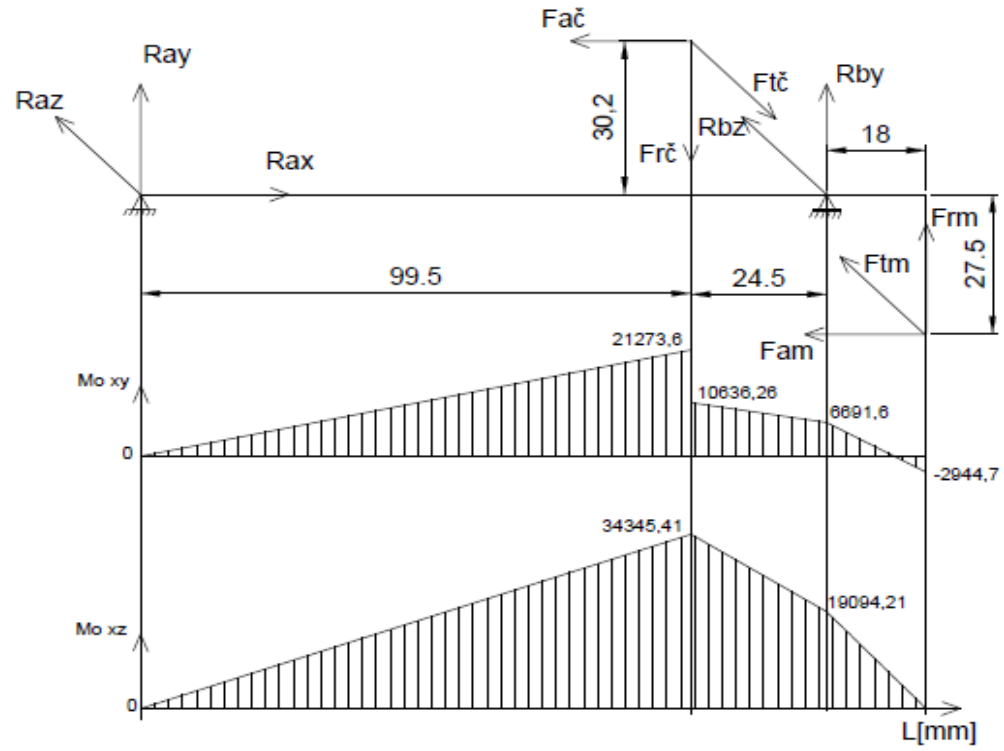
Celková bezpečnost

$$k = \frac{k_{\sigma o} \cdot k_{\tau_k}}{\sqrt{{k_{\sigma o}}^2 + {k_{\tau_k}}^2}} = \frac{2{,}85 \cdot 12{,}11}{\sqrt{2{,}85^2 + 12{,}11^2}} = 2{,}78$$

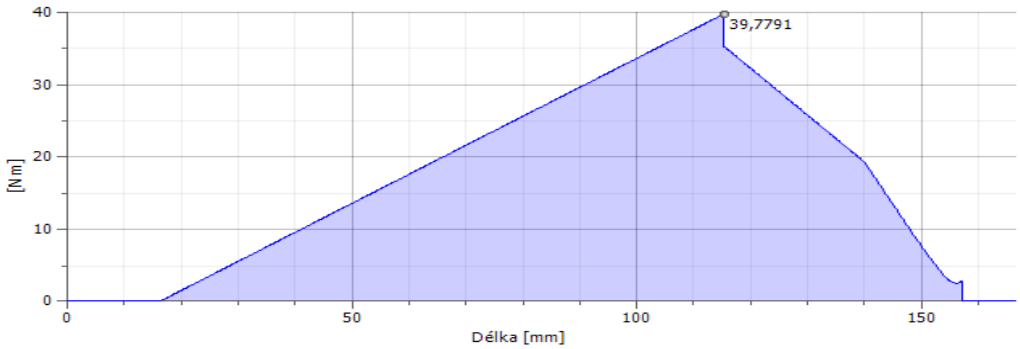
4.8.2. Hřídel 2

Obrázek 27: Model 2. hřídele

V záběru neredukované čelní soukolí



Obrázek 28: Schéma reakcí 2. hřídele, v záběru neredukované soukolí



Obrázek 29: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor

Výpočet reakcí

xy:

$x: Rbx - Fa\check{c} - Fam = 0$

$y: Ray - Fr\check{c} + Rby + Frm = 0$

$Mb: -Frm \cdot 18 + Fam \cdot 27{,}5 - Fr\check{c} \cdot 24{,}5 - Fa\check{c} \cdot 30{,}2 + Ray \cdot (24{,}5 + 99{,}5) = 0$

xz:

$z: Raz - Ft\check{c} + Rbz + Ftm = 0$

$Mb: Raz \cdot (99{,}5 + 24{,}5) - Ftm \cdot 18 - Ft\check{c} \cdot 24{,}5 = 0$

$$Raz = \frac{Ftm \cdot 18 + Ft\check{c} \cdot 24{,}5}{99{,}5 + 24{,}5} = 345{,}18\ N$$

$Rbz = Ft\check{c} - Ftm - Raz = -438{,}28\ N$

$$Ray = \frac{Frm \cdot 18 - Fam \cdot 27{,}5 + Fr\check{c} \cdot 24{,}5 + Fa\check{c} \cdot 30{,}2}{24{,}5 + 99{,}5} = 213{,}8\ N$$

$Rby = Fr\check{c} - Frm - Ray = -374{,}4\ N$

$Rbx = Fa\check{c} + Fam = 459{,}29$ N

VSÚ

xy:

$Mo_I = Ray \cdot 99{,}5 = 21273{,}6\ Nmm$

$Fa\check{c} \cdot 30{,}2 = -10636{,}74\ Nmm$

$Mo_{II} = Ray \cdot (99{,}5 + 24{,}5) - Fa\check{c} \cdot 30{,}2 - Fr\check{c} \cdot 24{,}5 = 6691{,}61\ Nmm$

$Mo_{III} = Rby \cdot 18 - Fa\check{c} \cdot 30{,}2 - Fr\check{c} \cdot (24{,}5 + 18) + Ray \cdot (99{,}5 + 24{,}5 + 18)$
$= -2944{,}7\ Nmm$

$Fam \cdot 27{,}5 = 2944{,}7\ Nmm$

xz:

$Mo_I = Raz \cdot 99{,}5 = 34345{,}41\ Nmm$

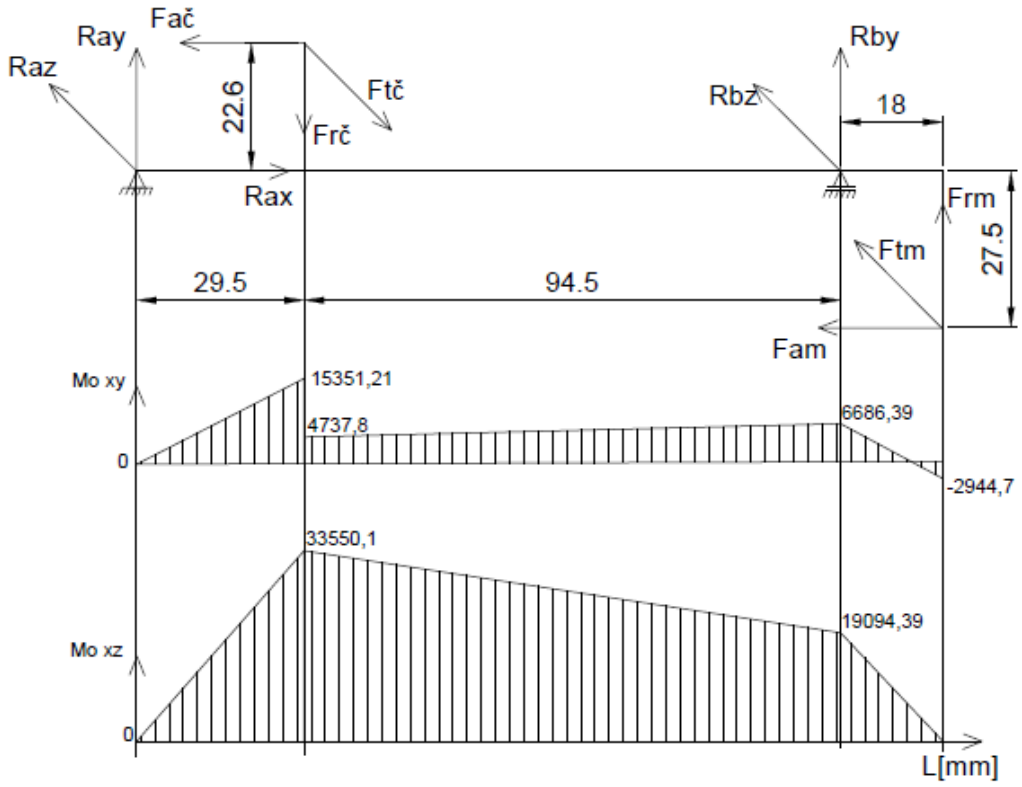
$Mo_{II} = Raz \cdot (99{,}5 + 24{,}5) - Ft\check{c} \cdot 24{,}5 = 19094{,}21\ Nmm$

$Mo_{III} = Raz \cdot (99{,}5 + 24{,}5 + 18) - Ft\check{c} \cdot (24{,}5 + 18) + Rbz \cdot 18 = 0\ Nmm$

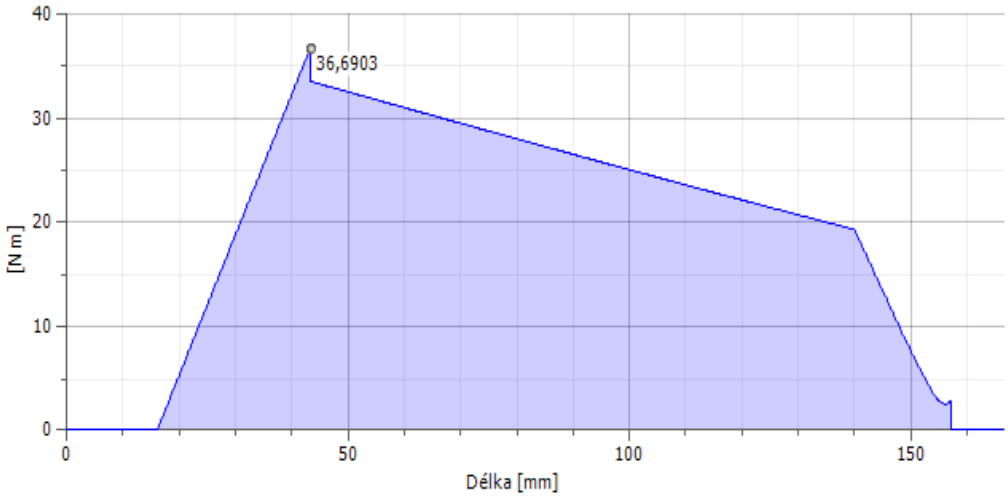
Maximální ohybový moment

$$Mo_{max} = \sqrt{Mo_{\max xy}{}^2 + Mo_{\max xz}{}^2} = \sqrt{21273{,}6^2 + 34345{,}41^2} = 40399{,}85\ Nmm$$

V záběru redukované čelní soukolí



Obrázek 30: Schéma reakcí 2. hřídele, v záběru redukované soukolí



Obrázek 31: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor

Výpočet reakcí

xy:

$x: -Fa\check{c} + Rbx - Fam = 0$

$y: Ray - Fr\check{c} + Rby + Frm = 0$

$Mb: -Frm \cdot 18 + Fam \cdot 27{,}5 - Fr\check{c} \cdot 94{,}5 - Fa\check{c} \cdot 22{,}6 + Ray \cdot (29{,}5 + 94{,}5) = 0$

xz:

$z: Raz - Ft\check{c} + Rbz + Ftm = 0$

$Mb: Raz \cdot (94{,}5 + 29{,}5) - Ftm \cdot 18 - Ft\check{c} \cdot 94{,}5 = 0$

$$Raz = \frac{Ftm \cdot 18 + Ft\check{c} \cdot 94{,}5}{94{,}5 + 29{,}5} = 1137{,}29\ N$$

$$Rbz = Ft\check{c} - Ftm - Raz = -907{,}81\ N$$

$$Ray = \frac{Frm \cdot 18 - Fam \cdot 27{,}5 + Fr\check{c} \cdot 94{,}5 + Fa\check{c} \cdot 22{,}6}{29{,}5 + 94{,}5} = 520{,}38\ N$$

$$Rby = Fr\check{c} - Frm - Ray = -556{,}03\ N$$

$$Rbx = Fa\check{c} + Fam = 577{,}03\ \mathrm{N}$$

VSÚ

xy:

$$Mo_I = Ray \cdot 29{,}5 = 15351{,}21\ Nmm$$

$$-Fa\check{c} \cdot 22{,}6 = -10613{,}4\ Nmm$$

$$Mo_{II} = Ray \cdot (94{,}5 + 29{,}5) - Fa\check{c} \cdot 22{,}6 - Fr\check{c} \cdot 94{,}5 = 6686{,}39\ Nmm$$

$$Mo_{III} = Rby \cdot 18 - Fa\check{c} \cdot 22{,}6 - Fr\check{c} \cdot (94{,}5 + 18) + Ray \cdot (29{,}5 + 94{,}5 + 18) = -2944{,}7\ Nmm$$

$$Fam \cdot 27{,}5 = 2944{,}7\ Nmm$$

xz:

$$Mo_I = Raz \cdot 29{,}5 = 33550{,}1\ Nmm$$

$$Mo_{II} = Raz \cdot (29{,}5 + 94{,}5) - Ft\check{c} \cdot 94{,}5 = 19094{,}39\ Nmm$$

$$Mo_{III} = Raz \cdot (94{,}5 + 29{,}5 + 18) - Ft\check{c} \cdot (94{,}5 + 18) + Rbz \cdot 18 = 0\ Nmm$$

Maximální ohybový moment

$$Mo_{max} = \sqrt{Mo_{\max xy}{}^2 + Mo_{\max xz}{}^2} = \sqrt{15351{,}21^2 + 33550{,}1^2} = 36904{,}37\ Nmm$$

Pevnostní kontrola

Součinitele a koeficienty pro materiál 11 523.1 z [2].

Re	mez pevnosti v kluzu	290 MPa
Rm	mez pevnosti v tahu	610 MPa
σ_{OC}	mez únavy materiálu pro ohyb	215 MPa
τ_{KC}	mez únavy materiálu pro krut	150 MPa
Mo_{max}	maximální ohybový moment	40399,85 Nmm
Mk_3	krouticí moment	29175 Nmm
ε_m	vrubový součinitel velikosti součásti	0,96
ε_p	vrubový součinitel povrchu součásti	0,83
β	vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí	2,05

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{Mo}{Wo} = \frac{Mo}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot 40399{,}85}{\pi \cdot 20^3} = 51{,}44\ MPa$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma o} = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_o} = \frac{215}{51{,}44} = 4{,}17$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 29175}{\pi \cdot 20^3} = 18{,}57\ MPa$$

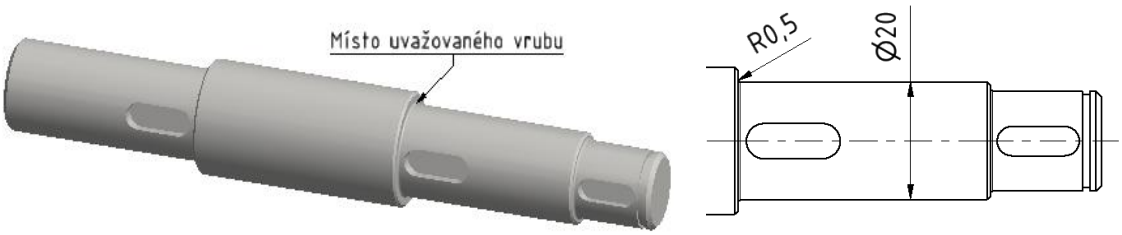
Bezpečnost v krutu

$$k_{\tau_k} = \frac{\tau_{kc}}{\tau_k} = \frac{150}{18{,}57} = 8{,}08$$

Celková bezpečnost

$$k = \frac{k_{\sigma o} \cdot k_{\tau_k}}{\sqrt{k_{\sigma o}{}^2 + k_{\tau_k}{}^2}} = \frac{4{,}17 \cdot 8{,}08}{\sqrt{4{,}17^2 + 8{,}08^2}} = 3{,}7$$

Kontrola hřídele včetně vrubů



Obrázek 32: Model hřídele s vyznačeným vrubem

Ohybový moment v místě vrubu

$$Mo_{v2} = \sqrt{{Mo_{v\,xy}}^2 + {Mo_{v\,xz}}^2} = \sqrt{19477{,}18^2 + 31445{,}9^2} = 36989{,}26\ Nmm$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{ov} = \frac{Mo}{Wo} = \frac{Mo}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot 36959{,}26}{\pi \cdot 20^3} = 47{,}06\ MPa$$

Mez únavy v ohybu

$${\sigma_{oc}}^* = \sigma_{oc} \cdot \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta} = \frac{215 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}83}{2{,}05} = 84{,}57\ MPa$$

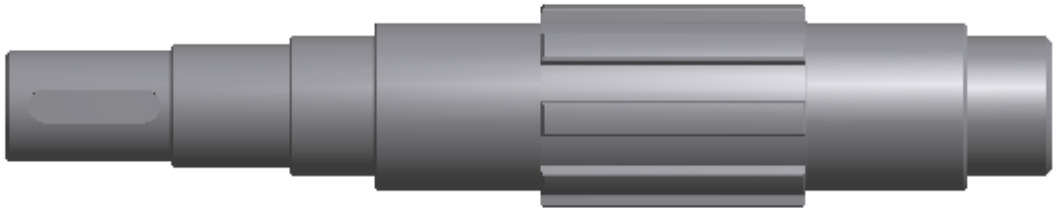
Bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma o} = \frac{{\sigma_{oc}}^*}{\sigma_{ov}} = \frac{84{,}57}{47{,}06} = 1{,}8$$

Celková bezpečnost

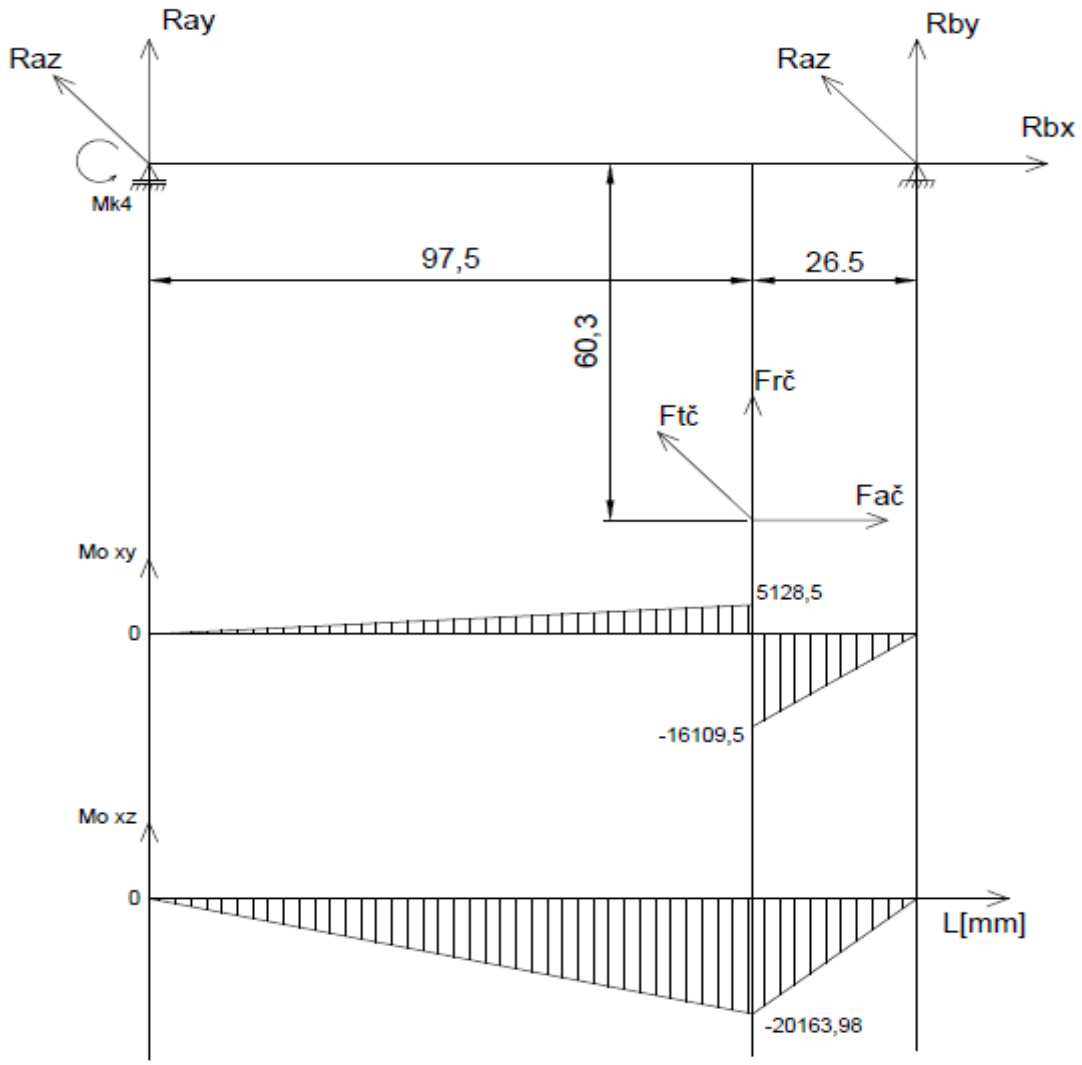
$$k = \frac{k_{\sigma o} \cdot k_{\tau_k}}{\sqrt{{k_{\sigma o}}^2 + {k_{\tau_k}}^2}} = \frac{1{,}8 \cdot 8{,}08}{\sqrt{1{,}8^2 + 8{,}08^2}} = 1{,}76$$

4.8.3. Hřídel 3

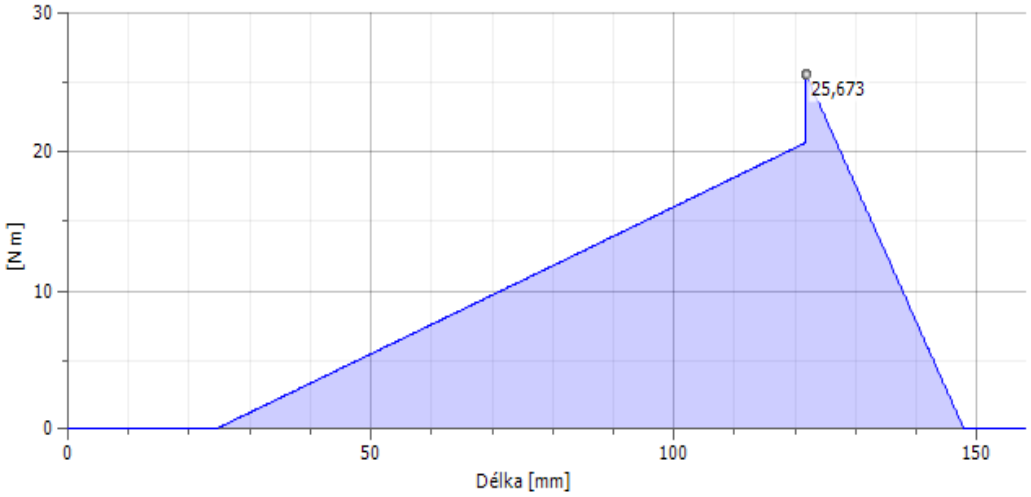


Obrázek 33: Model 3. hřídele

V záběru neredukované čelní soukolí



Obrázek 34: Schéma reakcí 3. hřídele, v záběru neredukované čelní soukolí



Obrázek 35: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor

Výpočet reakcí

xy:

$x: Rbx + Fa\check{c} = 0$

$y: Ray + Fr\check{c} + Rby = 0$

$Mb: Fr\check{c} \cdot 26{,}5 - Fa\check{c} \cdot 60{,}3 + Ray \cdot (97{,}5 + 26{,}5) = 0$

xz:

$z: Raz + Ft\check{c} + Rbz = 0$

$Mb: Raz \cdot (97{,}5 + 26{,}5) + Ft\check{c} \cdot 26{,}5 = 0$

$$Raz = -\frac{Ft\check{c} \cdot 26{,}5}{97{,}5 + 26{,}5} = -206{,}81\ N$$

$$Rbz = Ft\check{c} - Raz = -1174{,}51\ N$$

$$Ray = \frac{-Fr\check{c} \cdot 26{,}5 + Fa\check{c} \cdot 60{,}3}{26{,}5 + 97{,}5} = 52{,}6\ N$$

$$Rby = -Fr\check{c} - Ray = -607{,}88\ N$$

$$Rbx = -Fa\check{c} = -352{,}21\ N$$

VSÚ

xy:

$Mo_I = Ray \cdot 97{,}5 = 5128{,}5\ Nmm$

$-Fa\check{c} \cdot 60{,}3 = -21238\ Nmm$

$Mo_{II} = Ray \cdot (97{,}5 + 26{,}5) - Fa\check{c} \cdot 60{,}3 + Fr\check{c} \cdot 26{,}5 = 0\ Nmm$

xz:

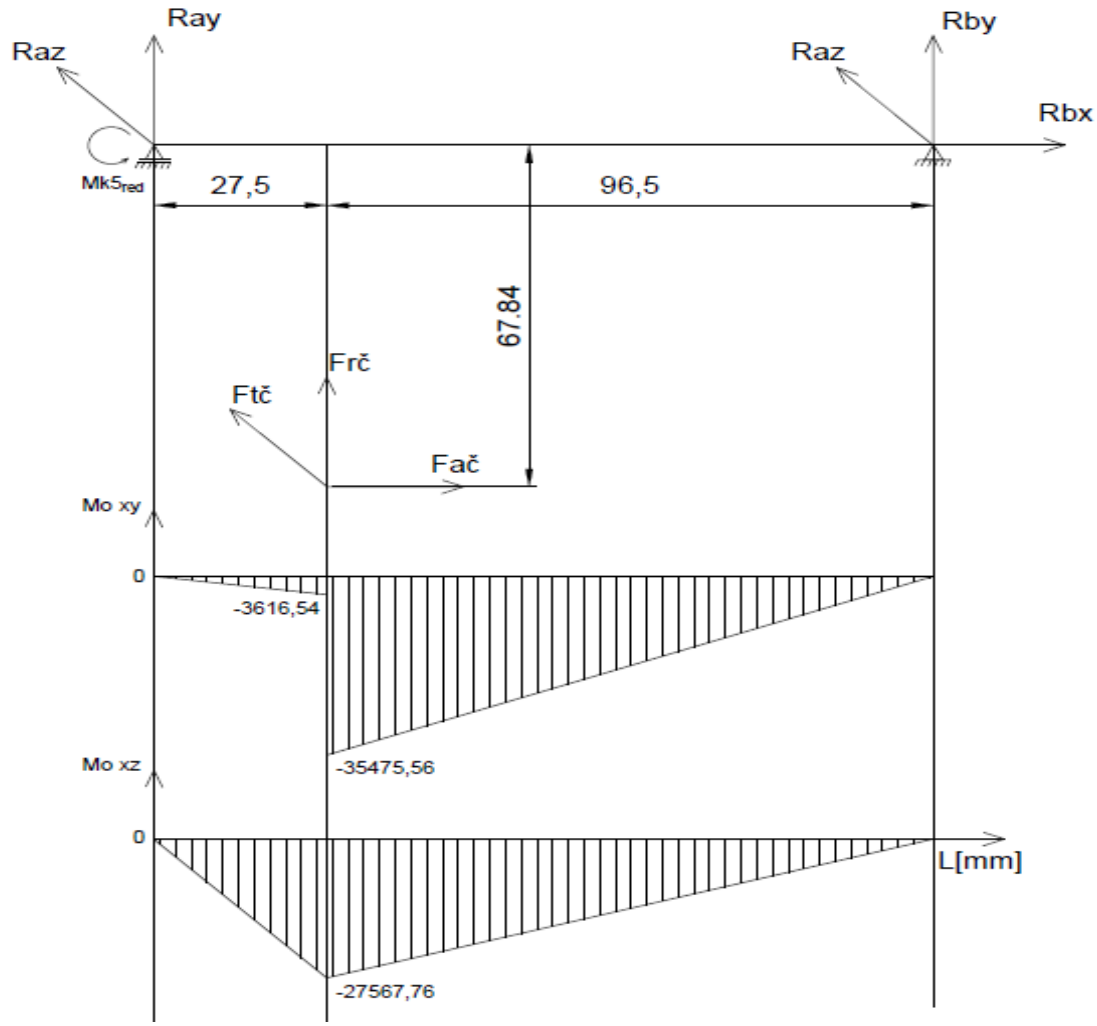
$Mo_I = Raz \cdot 97{,}5 = -20163{,}98\ Nmm$

$Mo_{II} = Raz \cdot (97{,}5 + 26{,}5) + Ft\check{c} \cdot 26{,}5 = 0\ Nmm$

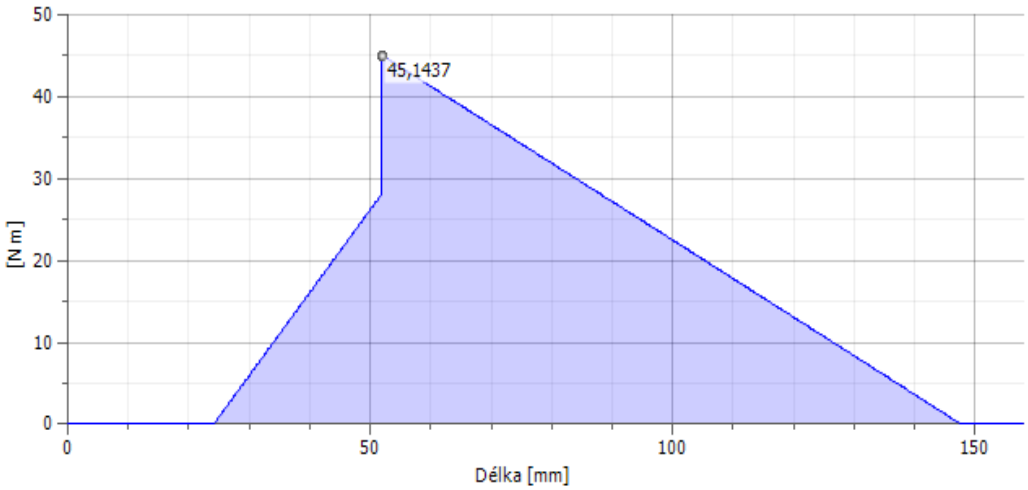
Maximální ohybový moment

$$Mo_{max} = \sqrt{Mo_{\max xy}{}^2 + Mo_{\max xz}{}^2} = \sqrt{16109{,}5^2 + 20163{,}98^2} = 25808{,}95\ Nmm$$

V záběru redukované čelní soukolí



Obrázek 36: Schéma reakcí 3. hřídele v záběru redukované soukolí



Obrázek 37: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor

Výpočet reakcí

xy:

$x: Rbx + Fač = 0$

$y: Ray + Frč + Rby = 0$

$Mb: Frč \cdot 96{,}5 - Fač \cdot 67{,}84 + Ray \cdot (27{,}5 + 96{,}5) = 0$

xz:

$z: Raz + Ftč + Rbz = 0$

$Mb: Raz \cdot (27{,}5 + 96{,}5) + Ftč \cdot 96{,}5 = 0$

$$Raz = -\frac{Ftč \cdot 96{,}5}{27{,}5 + 96{,}5} = -1004{,}29\ N$$

$$Rbz = -Ftč - Raz = -285{,}97\ N$$

$$Ray = \frac{-Frč \cdot 96{,}5 + Fač \cdot 67{,}84}{27{,}5 + 96{,}5} = -131{,}75\ N$$

$$Rby = -Frč - Ray = -368{,}01\ N$$

$$Rbx = -Fač = -469{,}62\ N$$

VSÚ

xy:

$Mo_I = Ray \cdot 27{,}5 = -3616{,}54\ Nmm$

$-Fač \cdot 67{,}84 = -31859{,}02\ Nmm$

$Mo_{II} = Ray \cdot (96{,}5 + 27{,}5) - Fač \cdot 67{,}84 + Frč \cdot 96{,}5 = 0\ Nmm$

xz:

$Mo_I = Raz \cdot 27{,}5 = -27657{,}76\ Nmm$

$Mo_{II} = Raz \cdot (27{,}5 + 96{,}5) + Ftč \cdot 96{,}5 = 0\ Nmm$

Maximální ohybový moment

$$Mo_{max} = \sqrt{Mo_{\max xy}{}^2 + Mo_{\max xz}{}^2} = \sqrt{35475{,}56^2 + 27567{,}76^2} = 44927{,}68\ Nmm$$

Pevnostní kontrola

Součinitele a koeficienty pro materiál 11 523.1 z [2].

Re	mez pevnosti v kluzu	290 MPa
Rm	mez pevnosti v tahu	610 MPa
σ_{OC}	mez únavy materiálu pro ohyb	180 MPa
τ_{KC}	mez únavy materiálu pro krut	150 MPa
Mo_{max}	maximální ohybový moment	44927,68 Nmm
Mk_5	krouticí moment	87525 Nmm
ε_m	vrubový součinitel velikosti součásti	0,91
ε_p	vrubový součinitel povrchu součásti	0,83
β	vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí	2,95

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{Mo}{Wo} = \frac{Mo}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot 44927{,}68}{\pi \cdot 30^3} = 16{,}95\ MPa$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma o} = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_o} = \frac{180}{16{,}95} = 10{,}62$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 87525}{\pi \cdot 30^3} = 16{,}51\ MPa$$

Bezpečnost v krutu

$$k_{\tau_k} = \frac{\tau_{kc}}{\tau_k} = \frac{150}{16{,}51} = 9{,}08$$

Celková bezpečnost

$$k = \frac{k_{\sigma o} \cdot k_{\tau_k}}{\sqrt{{k_{\sigma o}}^2 + {k_{\tau_k}}^2}} = \frac{10{,}62 \cdot 9{,}08}{\sqrt{10{,}62^2 + 9{,}08^2}} = 6{,}9$$

Kontrola hřídele včetně vrubů

Obrázek 38: Model 3. hřídele s vyznačeným vrubem

Ohybový moment v místě vrubu

$$Mo_{v3} = \sqrt{{Mo_{v\,xy}}^2 + {Mo_{v\,xz}}^2} = \sqrt{31832{,}87^2 + 24736{,}4^2} = 40314{,}03\ Nmm$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{ov} = \frac{Mo}{Wo} = \frac{Mo}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot 40314{,}03}{\pi \cdot 30^3} = 15{,}21\ MPa$$

Mez únavy v ohybu

$${\sigma_{oc}}^* = \sigma_{oc} \cdot \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta} = \frac{180 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}83}{2{,}95} = 46{,}01\ MPa$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma o} = \frac{{\sigma_{oc}}^*}{\sigma_o} = \frac{46{,}01}{15{,}21} = 3$$

Celková bezpečnost

$$k = \frac{k_{\sigma o} \cdot k_{\tau_k}}{\sqrt{{k_{\sigma o}}^2 + {k_{\tau_k}}^2}} = \frac{3 \cdot 9{,}08}{\sqrt{3^2 + 9{,}08^2}} = 2{,}84$$

4.9. Návrh a kontrola drážkování

Kontrola drážkování je provedena na objímce z důvodu nižších pevnostních hodnot materiálu ve srovnání s materiálem ozubených kol a 3. hřídele. Materiál objímky je ocel 11 500.1. Na vnitřním průměru objímky je navrženo rovnoboké drážkování a na vnějším evolventní s úhlem profilu 30°. Evolventní drážkování je na obou ozubených kolech stejné jako na objímce.

Součinitele a koeficienty pro materiál 11 500.1 z [1].

Re	mez pevnosti v kluzu	290 MPa
Rm	mez pevnosti v tahu	610 MPa
p_D	dovolený tlak	90–135 MPa
Mk_5	krouticí moment	87525 Nmm

4.9.1. Rovnoboké drážkování

Návrh drážkování

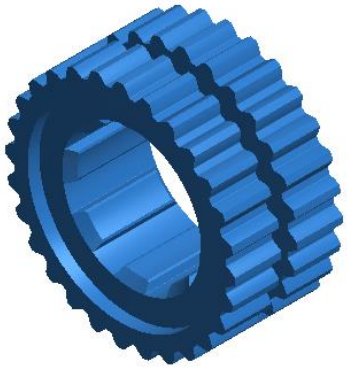
Z [1] volíme dle ČSN ISO 14:

Pro hřídel

ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8x32g7x36a11x6f7

Pro objímku

ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8x32H7x36H11x6H11



Obrázek 39: Model objímky s drážkováním

Parametry drážkování

$z = 8;\ f = 0{,}4;\ l = 50\ mm;\ b = 6\ mm;$

$D = 36\ mm;\ d = 32\ mm$

Střední průměr hřídele

$$D_s = \frac{D + d}{2} = \frac{36 + 32}{2} = 34\ mm$$

Obvodová síla

$$F_1 = \frac{2Mk_5}{D_s} = \frac{2 \cdot 87525}{34} = 5148{,}5\ N$$

Výška drážky

$$h = \frac{D - d}{2} = 2\ mm$$

Účinná plocha boku drážek

$$f' = \frac{3}{4} z \cdot (h \cdot 2 \cdot f) = 9{,}6\ mm$$

Kontrola drážkování

Dovolený měrný tlak na boku zubů

$$p_1 = \frac{F_1}{f' \cdot l} \leq p_d$$

$$p_1 = \frac{F_1}{f' \cdot l} = \frac{5148{,}5}{9{,}6 \cdot 50} = 10{,}73\ MPa$$

Kontrola na ohyb

$$\sigma_o = \frac{Mo}{Wo} = \frac{F_1 \cdot \frac{Ds - d_1}{2}}{\frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot l \cdot \frac{3}{4} \cdot z} = 2{,}86\ MPa$$

Kontrola na smyk

$$\tau_s = \frac{F_1}{S} = \frac{2Mk_5}{\frac{D+d}{2} \cdot b \cdot l \cdot \frac{3}{4} \cdot z} = 2{,}86\ MPa$$

Metoda H.M.H

$$\sigma_e = \sqrt{(p_1 + \sigma_o)^2 + 3{\tau_s}^2} \leq Re$$

$$\sigma_e = \sqrt{(p_1 + \sigma_o)^2 + 3{\tau_s}^2} = \sqrt{(10{,}73 + 2{,}86)^2 + 3 \cdot 2{,}86^2} = 14{,}46$$

Bezpečnost

$$k = \frac{Re}{\sigma_e} = \frac{290}{14{,}46} = 20{,}05$$

4.9.2. Evolventní drážkování

Návrh drážkování

Z [1] volíme dle ČSN 01 4952:

Pro hřídel

EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 60x2x9g

Pro objímku

EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 60x2x9H

Parametry drážkování

$z = 28;\ l = 11\ mm;\ m = 2\ mm;\ D = 60\ mm$

Patní průměr na objímce

$d_{f1} = D - 2{,}2 \cdot m = 60 - 2{,}2 \cdot 2 = 55{,}6\ mm$

Hlavový průměr na objímce

$D_{a1} = D = 60\ mm$

Hlavový průměr na ozubeném kole

$D_{a2} = D - 0{,}2 \cdot m = 60 - 0{,}2 \cdot 2 = 59{,}6\ mm$

Střední průměr drážkování

$$D_s = \frac{D_{a2} + d_{f1}}{2} = 57{,}6\ mm$$

Obvodová síla

$$F_1 = \frac{2Mk_5}{D_s}$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot 87525}{57{,}6} = 3039{,}06\ N$$

Kontrola drážkování

Kontrolu na smyk a ohyb lze zanedbat, provedeme pouze kontrolu na otlačení.

Dovolený měrný tlak na boku zubů

$$p_1 = \frac{F_1}{h \cdot l \cdot 0{,}5 \cdot z} \leq p_d$$

$$p_1 = \frac{2 \cdot 3039{,}06}{(60 - 55{,}6) \cdot 11 \cdot 0{,}5 \cdot 28} = 8{,}97\ MPa$$

Bezpečnost

$$k = \frac{p_d}{p_1} = \frac{130}{8{,}97} = 14{,}49$$

4.10. Návrh a kontrola spojů s pery

Pera jsou zvolena z [1] dle ČSN 02 2562. Materiál těsných per: 11 600.

p_d = 200 MPa

4.10.1. Spojení 1. hřídele s řemenicí

Volíme PERO 5e7x5x14

$b = 5\ mm;\ h = 5\ mm;\ l = 14\ mm;\ d = 17\ mm$; Mk_2 = 19 450 Nmm

$$p = \frac{4 \cdot Mk}{d \cdot l \cdot h} \leq p_d$$

$$p = \frac{4 \cdot 19450}{17 \cdot 14 \cdot 5} = 65{,}38\ MPa$$

Bezpečnost

$$k = \frac{p_d}{p} = \frac{200}{65{,}38} = 3{,}06$$

4.10.2. Spojení 1. hřídele s kuželovým kolem

Stejné jako u spojení 1. hřídele s řemenicí

4.10.3. Spojení 2. hřídele s kuželovým kolem

Volím PERO 5e7x5x14

$b = 5\ mm;\ h = 5\ mm;\ l = 14\ mm;\ d = 17\ mm$; Mk_3 = 29 177 Nmm

$$p = \frac{4 \cdot Mk}{d \cdot l \cdot h} \leq p_d$$

$$p = \frac{4 \cdot 29177}{17 \cdot 14 \cdot 5} = 98{,}07\ MPa$$

Bezpečnost

$$k = \frac{p_d}{p} = \frac{200}{98{,}07} = 2{,}04$$

4.10.4. Spojení 2. hřídele s neredukovaným čelním kolem

Volím PERO 6e7x6x16

$b = 6\ mm;\ h = 6\ mm;\ l = 16\ mm;\ d = 20\ mm$; Mk_3 = 29 177 Nmm

$$p = \frac{4 \cdot Mk}{d \cdot l \cdot h} \leq p_d$$

$$p = \frac{4 \cdot 29177}{20 \cdot 16 \cdot 6} = 60{,}79\ MPa$$

Bezpečnost

$$k = \frac{p_d}{p} = \frac{200}{60{,}79} = 3{,}3$$

4.10.5. Spojení 2. hřídele s redukovaným čelním kolem

Stejné jako u spojení 2. hřídele s neredukovaným čelním kolem

4.10.6. Spojení 3. hřídele se spojkou

Volím PERO 6e7x6x25

$b = 6\ mm;\ h = 6\ mm;\ l = 25\ mm;\ d = 20\ mm$; Mk_3 = 87 525 Nmm

$$p = \frac{4 \cdot Mk}{d \cdot l \cdot h} \leq p_d$$

$$p = \frac{4 \cdot 87525}{20 \cdot 25 \cdot 6} = 116{,}7\ MPa$$

Bezpečnost

$$k = \frac{p_d}{p} = \frac{200}{116{,}7} = 1{,}7$$

U tohoto pera je nižší bezpečnost oproti ostatním z důvodu toho, že je počítáno pro redukovaný krouticí moment.

4.11. Návrh a kontrola ložisek

V celém pohonném systému byla zvolena valivá kuličková ložiska jednořadá. Na hřídele působí relativně malé axiální síly, tak není zapotřebí tyto síly zachycovat jinými axiálními ložisky. Hřídel 1 je stále v záběru, ale u hřídelí 2 a 3 se zatížení mění podle zařazeného převodu. Proto se musí ložiska 2. a 3. hřídele počítat s ohledem na trvání záběru v jednotlivých režimech. Všechna ložiska musí splňovat danou trvanlivost 8 000 hod.

Parametry a součinitele ložisek byly zvoleny z [1] , [11].

4.11.1. Ložiska na 1. hřídeli

Síly v ložiskách

$$F_{RA} = \sqrt{{R_{ay}}^2 + {R_{az}}^2} = \sqrt{742{,}54^2 + 677{,}85^2} = 1005{,}41\ N$$

$$F_{RB} = \sqrt{{R_{by}}^2 + {R_{bz}}^2} = \sqrt{421{,}53^2 + 1687{,}89^2} = 1739{,}73\ N$$

$$F_{AB} = 0\ N$$

$$F_{AA} = 535{,}41\ N$$

Ložisko v místě A

Volíme ložisko 6204 ČSN 024630

$C = 9800\ N$

$C_0 = 6200\ N$

$e = \frac{F_{AA}}{C_o} = \frac{535{,}41}{6200} = 0{,}086$

$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} = \frac{535{,}41}{1005{,}41} = 0{,}53 \geq e \Rightarrow X = 0{,}56;\ Y = 2{,}3;\ p = 3;\ n_2 = 270\ min^{-1}$

$P_m = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{AA} = 1794{,}47\ N$

$L_{hod} = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m}$

$L_{hod} = \left(\frac{9800}{1794{,}47}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 270} = 10054{,}41\ hod \geq 8000 \Rightarrow vyhovuje$

Ložisko v místě B

Volíme ložisko 6204N ČSN 024630

$C = 12800\ N$

$C_0 = 6560\ N$

$F_{AB} = 0\ N$

$P = F_{RB} = 1739{,}73\ N$

$L_{hod} = \left(\frac{12800}{1739{,}73}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 270} = 24584{,}95\ hod \geq 8000 \Rightarrow vyhovuje$

4.11.2. Ložiska na 2. hřídeli

Síly v ložiskách při neredukovaném režimu

$F_{RA} = \sqrt{{R_{ay}}^2 + {R_{az}}^2} = \sqrt{345{,}18^2 + 213{,}8^2} = 406{,}03\ N$

$F_{RB} = \sqrt{{R_{by}}^2 + {R_{bz}}^2} = \sqrt{374{,}4^2 + 438{,}28^2} = 576{,}42\ N$

$F_{AB} = 0\ N$

$F_{AA} = 459{,}29\ N$

Síly v ložiskách při redukovaném režimu

$F_{RAred} = \sqrt{{R_{ay}}^2 + {R_{az}}^2} = \sqrt{1137{,}29^2 + 520{,}38^2} = 1250{,}69\ N$

$$F_{RBred} = \sqrt{{R_{by}}^2 + {R_{bz}}^2} = \sqrt{556{,}03^2 + 907{,}81^2} = 1064{,}56\ N$$
$$F_{ABred} = 0\ N$$
$$F_{AAred} = 577{,}03\ N$$

Ložisko v místě A

Volíme ložisko 6304 ČSN 024630

$$C = 12200\ N$$

$$C_0 = 7800\ N$$

Výpočet pro neredukované síly

$$e = \frac{F_{AA}}{C_o} = \frac{459{,}29}{7800} = 0{,}059$$

$$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} = \frac{459{,}29}{406{,}03} = 1{,}13 \geq e \ \Rightarrow X = 0{,}56;\ Y = 2{,}3;\ p = 3;\quad n_3 = 180\ min^{-1}$$

$$P_{nered} = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{AA} = 0{,}56 \cdot 406{,}06 + 2{,}3 \cdot 459{,}29 = 1283{,}74\ N$$

Výpočet pro redukované síly

$$e = \frac{F_{AAred}}{C_o} = \frac{577{,}03}{7800} = 0{,}074$$

$$\frac{F_{AAred}}{F_{RAred}} = \frac{577{,}03}{1250{,}69} = 0{,}46 \geq e \ \Rightarrow X = 0{,}56;\ Y = 2{,}3;\ p = 3$$

$$P_{red} = X \cdot F_{RAred} + Y \cdot F_{AAred} = 0{,}56 \cdot 1250{,}69 + 2{,}3 \cdot 577{,}03 = 2027{,}56\ N$$

Výpočet kombinovaného zatížení

Redukovaný režim 30 % času.

Neredukovaný režim 70 % času.

$$P_m = \sqrt[3]{{P_{red}}^3 \cdot 0{,}3 + {P_{nered}}^3 \cdot 0{,}7}$$

$$P_m = \sqrt[3]{2027{,}56^3 \cdot 0{,}3 + 1283{,}74^3 \cdot 0{,}7} = 1584{,}95\ N$$

$$L_{hod} = \left(\frac{12200}{1584{,}95}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 180} = 42304{,}85\ hod \geq 8000 \Rightarrow vyhovuje$$

Ložisko v místě B

Volíme ložisko 6004N ČSN 024630

$$C = 12200\ N$$

$$C_0 = 7800\ N$$

Výpočet pro neredukované síly

$P_{nered} = F_{RB} = 576{,}42\ N$

Výpočet pro redukované síly

$P_{red} = F_{RBred} = 1064{,}56\ N$

Výpočet kombinovaného zatížení

Redukovaný režim 30 % času.

Neredukovaný režim 70 % času.

$$P_m = \sqrt[3]{{P_{red}}^3 \cdot 0{,}3 + {P_{nered}}^3 \cdot 0{,}7}$$

$$P_m = \sqrt[3]{1064{,}56^3 \cdot 0{,}3 + 576{,}42^3 \cdot 0{,}7} = 791{,}58\ N$$

$$L_{hod} = \left(\frac{12200}{791{,}58}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 180} = 157039{,}1\ hod \geq 8000 \Rightarrow vyhovuje$$

4.11.3. Ložiska na 3. hřídeli

Síly v ložiskách při neredukovaném režimu

$$F_{RA} = \sqrt{{R_{ay}}^2 + {R_{az}}^2} = \sqrt{206{,}81^2 + 52{,}6^2} = 213{,}39\ N$$
$$F_{RB} = \sqrt{{R_{by}}^2 + {R_{bz}}^2} = \sqrt{1174{,}51^2 + 607{,}88^2} = 1322{,}49\ N$$
$$F_{AB} = 352{,}21\ N$$
$$F_{AA} = 0\ N$$

Síly v ložiskách při redukovaném režimu

$$F_{RAred} = \sqrt{{R_{ay}}^2 + {R_{az}}^2} = \sqrt{131{,}75^2 + 1004{,}29^2} = 1012{,}9\ N$$
$$F_{RBred} = \sqrt{{R_{by}}^2 + {R_{bz}}^2} = \sqrt{368{,}01^2 + 285{,}97^2} = 466{,}05\ N$$
$$F_{ABred} = 469{,}62\ N$$
$$F_{AAred} = 0\ N$$

Ložisko v místě A

Volíme ložisko 6005 ČSN 024630

$C = 7650\ N$

$C_0 = 4900\ N$

Výpočet pro neredukované síly

$P_{nered} = F_{RAnered} = 213{,}39\ N$

Výpočet pro redukované síly

$P_{red} = F_{RAred} = 1012{,}9\ N$

Výpočet kombinovaného zatížení

Redukovaný režim 30 % času. $n_5 = 60\ min^{-1}$

Neredukovaný režim 70 % času. $n_4 = 90\ min^{-1}$

$n_m = n_4 \cdot 0{,}7 + n_5 \cdot 0{,}3 = 90 \cdot 0{,}7 + 60 \cdot 0{,}3 = 81\ min^{-1}$

$$P_m = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i{}^p \cdot \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{q_i}{100}}\ [N]$$

$$P_m = \sqrt[3]{1012{,}9^3 \cdot \frac{60}{81} \cdot 0{,}3 + 213{,}39^3 \cdot \frac{90}{81} \cdot 0{,}7} = 620{,}14\ N$$

$$L_{hod} = \left(\frac{7650}{620{,}14}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 81} = 372786\ hod \geq 8000 => vyhovuje$$

Z důvodu potřeby vyššího průměru hřídele pod ložiskem je ložisko zbytečně veliké i přes to, že je vybráno z nejnižší řady pro tento průměr.

Ložisko v místě B

Volíme ložisko 6005 ČSN 024630

$C = 7650\ N$

$C_0 = 4900\ N$

Výpočet pro neredukované síly

$$e = \frac{F_{AB}}{C_o} = 0{,}072$$

$$\frac{F_{AB}}{F_{RB}} = 0{,}266 \geq e\ => X = 0{,}56;\ Y = 2{,}3;\ p = 3;\quad n_3 = 180\ min^{-1}$$

$P_{nered} = X \cdot F_{RB} + Y \cdot F_{AB} = 0{,}56 \cdot 1322{,}49 + 2{,}3 \cdot 352{,}21 = 1550{,}68\ N$

Výpočet pro redukované síly

$$e = \frac{F_{ABred}}{C_o} = \frac{469{,}62}{4900} = 0{,}074$$

$$\frac{F_{ABred}}{F_{RBred}} = \frac{469{,}62}{466{,}05} = 1 \geq e\ => X = 0{,}56;\ Y = 2{,}3;\ p = 3$$

$P_{red} = X \cdot F_{RBred} + Y \cdot F_{ABred} = 0{,}56 \cdot 466{,}05 + 2{,}3 \cdot 469{,}62 = 1341{,}11\ N$

Výpočet kombinovaného zatížení

$$n_m = n_4 \cdot 0{,}7 + n_5 \cdot 0{,}3 = 90 \cdot 0{,}7 + 60 \cdot 0{,}3 = 81\ min^{-1}$$

$$P_m = \sqrt[3]{1550{,}68^3 \cdot \frac{90}{81} \cdot 0{,}7 + 1341{,}11^3 \cdot \frac{60}{81} \cdot 0{,}3} = 1509{,}01\ N$$

$$L_{hod} = \left(\frac{7650}{1509{,}01}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 81} = 26808{,}45\ hod \geq 8000 \Rightarrow vyhovuje$$

5. Ekonomické zhodnocení

Po dodání požadovaných informací včetně výkresů sestav a výrobních výkresů firmě ZVU Servis a.s. v Hradci Králové byla navržena cena pohonného systému. Firma by zajistila veškerý nákup i výrobu součástí. Velkou výhodou této společnosti je, že má prostředky pro výrobu většiny námi navržených vyráběných součástí, ovšem například velkou řemenici je výhodnější nechat vyrobit u specializované firmy TYMA.

Pohonný systém se dělí na součásti, které lze přímo nakoupit od výrobců, a na součásti, které bude potřeba vyrobit dle požadovaných parametrů. U součástí zhotovených na zakázku se musí brát v potaz cena materiálu, ze kterého se budou vyrábět, náročnost jejich výroby a vynaložené energie a čas na výrobu. Dále je důležitá cena montáže pohonu včetně svařování rámu.

Nejprve budou uvedeny ceny součástí včetně DPH, které lze přímo nakoupit.

Součásti přímo k prodeji

Součást	**Cena [Kč]**
Elektromotor	4 473
Malá řemenice	215
Řemeny	209
Velká řemenice	820
Ložiska SKF 4 ks	696
Ložiska ZKL 2 ks	130
Spojka	580
Gufera	22
Pera	150
Pojistné kroužky + těsnění	200
Spojovací materiál (odhad)	400
Celkem	**7 895**

Odhad ceny u součástí, které se budou vyrábět, bude následující. Nejprve se stanoví **hodinová sazba ve výši 500 Kč/hod**, výše hodinové sazby závisí na vybavenosti dílny a jednotlivých výrobcích, tato sazba odpovídá výše jmenované společnosti. Při výrobě musí být zohledněno i

to, že se jedná o sériovou výrobu. Dále se musí zjistit cena výchozího materiálu – polotovaru, který se bude následně opracovávat. Poté určit čas jednotlivých úkonů při výrobě součástí a nakonec započítat povrchové úpravy.

Skříň

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s odlitím	–	500
Opracování skříně	360	3 000
Celkem	**–**	**3 500**

Kuželové soukolí

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s uříznutím	–	35
Soustružení	30	250
Výroba ozubení	60	500
Drážka pro pero	4	25
Iontová nitridace	–	200
Celkem	**–**	**1 010**

Čelní soukolí

Obě čelní soukolí mají zanedbatelné rozdíly při nákladech na výrobu, proto jsou v ekonomickém zhodnocení zahrnuty oba páry čelních kol.

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s uříznutím	–	200
Soustružení	80	700
Výroba ozubení	300	2 500
Výroba drážkování	150	1 250
Drážka pro pero	4	25
Iontová nitridace	–	700
Celkem	**–**	**5 375**

Objímka (spojka)

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s uříznutím	–	30
Soustružení	20	160
Drážkování vnitřní	10	85
Drážkování vnější	25	200
Drážka pro pero	4	25
Celkem	**–**	**500**

Vidlička u řazení

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s odlitím	–	120
Opracování	15	125
Celkem	**–**	**245**

Příruba u řazení

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s odlitím	–	120
Opracování	20	160
Celkem	**–**	**280**

Hřídel u řazení

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál (hlazená ocel) s opracováním	–	80
Celkem	**–**	**80**

Hřídel 1

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s uříznutím	–	20
Soustružení	15	125
Frézování	10	85
Broušení	30	250
Celkem	**–**	**480**

Hřídel 2

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s uříznutím	–	23
Soustružení	18	150
Frézování	15	125
Broušení	30	250
Celkem	**–**	**548**

Hřídel 2

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s uříznutím	–	50
Soustružení	30	250
Frézování	5	40
Frézování na odvalovací fréze	60	500
Broušení drážkování	60	500
Broušení průměrů	30	250
Celkem	**–**	**1 590**

Rozpěrné kroužky

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s opracováním	–	250
Celkem	**–**	**250**

Víčka

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Materiál s uříznutím	–	50
Opracování	15	125
Celkem	**–**	**175**

Rám

	Čas [min]	**Cena [Kč]**
Profily s uříznutím	–	1 450
Příprava materiálu + svařování	180	1 500
Celkem	**–**	**2 950**

Montáž

Celková montáž je odhadnuta na 5 hodin = **2 500 Kč**.

Odhad celkové ceny, za kterou by společnost byla schopna zhotovit pohonný systém včetně rámu, činí **27 378 Kč.** Ovšem jak bylo na začátku kapitoly uvedeno, firma by obstarala i nákup materiálů a normalizovaných součástí. Tím se celková cena navýší. Každá jiná firma si může vyhodnotit odlišnou cenu. Nicméně by se neměla výrazně lišit od tohoto odhadu.

6. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout a zkontrolovat pohonný systém pro šnekový dopravník, který ve vodorovném směru dopravuje dřevěné odřezky, třísky a piliny k peletovacímu lisu. Konstrukce se řídila zadanými parametry, jak byly uvedeny v úvodu spolu s teoretickým představením dopravníku. Výchozím bodem byla daná délka dopravy materiálu, průměr šneku a jeho otáčky 90 min^{-1} a redukce na 60 min^{-1}. Také bylo úkolem splnit požadavek, aby dopravník byl poháněn motorem 0,55 kW. Po zhotovení musí být dopravník včetně celého pohonného systému umístěn ve svařovaném rámu. Při konstrukci bylo důležité zohlednit, že se jedná o sériovou výrobu.

Při návrhu jsme nejprve zkontrolovali vhodnost elektromotoru. Z vlastností dopravovaného materiálu a rozměrů šneku byl vypočítán potřebný výkon pro dopravu. Výpočty ukázaly, že trojfázový asynchronní elektromotor nakrátko s označením 1LA7 096-8AB1x od firmy SIEMENS s výkonem 0,55 kW a výstupními otáčkami 675 min^{-1} byl nejlepší volbou, zároveň je za příznivou cenu a celkově je pro tento účel vhodný. Motor má dostatečný výkon pro dopravu v obou rychlostních režimech šneku. Nyní byl už jistě daný výkon, vstupní a výstupní otáčky.

Dalším krokem bylo navrhnout převody krouticího momentu od motoru k dopravníku a k nim vhodné převodové poměry. Vhodným převodem mezi převodovkou a elektromotorem byl řemenový převod. Po návrhu a kontrole řemenového převodu vyplynulo, že bude nejvhodnější využít dva SPZ řemeny. Velká řemenice se pro zvolený převodový poměr musí nechat vyrábět, jelikož její průměr 177,5 mm není mezi normalizovanými. Nákup řemene s malou řemenicí a výrobu velké řemenice poskytuje firma TYMA za příznivou cenu. Z řemenového převodu se krouticí moment přesouval do převodové skříně. Nejprve se výkon ve skříni transformoval kuželovým soukolím o 90° a otáčky se zredukovaly o 1/3 z otáček od řemenového převodu. Dále byly v převodovce navrženy dva převody s čelními ozubenými koly, mezi kterými bylo vhodné zkonstruovat řazení dvou rychlostních režimů. U obou čelních soukolí byla hnaná kola umístěna na kluzná ložiska tak, aby se protáčela. K přenosu momentu dojde až tehdy, dojde-li k zařazení objímky, která plní funkci zubové spojky, do jednoho z hnaných ozubených kol. Všechna soukolí v převodovce jsou se šikmým ozubením. Šikmé ozubení má výrazně tišší a plynulejší chod. Soukolí bylo navrženo v programu Autodesk Inventor. Program provedl i jejich kontrolu, která pro navržené rozměry a materiály soukolí vyšla kladně. Kontrola soukolí byla následně ověřena výpočty dle normy ČSN 014686.

Po návrhu všech převodů bylo nutné převody umístit na hřídele. Hřídele musí být dost pevné, aby byly schopny přenášet silové momenty. Délka hřídelí byla navržena tak, aby se na ně dobře vešly všechny náboje a potřebné komponenty a zároveň byl kladen důraz na úsporu materiálu a nižší rozměry výsledné převodovky. Hřídele byly opět pomocí Inventoru navrženy a zkontrolovány. Kontrola hřídelí byla provedena i výpočty pro krouticí a maximální ohybový moment včetně vrubové citlivosti. Z výpočtů vyplynulo, že nejkritičtější místa u kontroly vrubů jsou u osazení hřídelí. Na požadovaných hřídelích byla zkontrolována i drážka pro pero, ale tam citlivost vrubu snižovala bezpečnost výrazně méně než u osazení. Navíc v místech, kde se nachází drážky pro pera, bývají nalisované náboje a tím dojde ke zpevnění hřídele. Jako spoje hřídelí se soukolími byla zvolena těsná pera, která po návrhu jejich velikosti byla zkontrolována na otlačení. Pouze mezi čelními koly, která jsou uložena volně na výstupní hřídeli, byl navrhnut spoj ve formě drážkování. U řazení bylo nutno posouvat objímkou po hřídeli a zároveň se musel přenášet krouticí moment. Tento požadavek rovnoboké drážkování splňuje s vysokou hodnotou bezpečnosti. Evolventní drážkování mezi koly a objímkou taktéž plní funkci s výrazně vyšší

bezpečností, než která je například u hřídelí. Kontrola obou druhů drážkování byla provedena na objímce z důvodu nižší pevnosti materiálu objímky, než z jakého jsou vyrobeny kola a hřídele. Nakonec bylo nutno spojit výstupní hřídel s hřídelí, na které se nachází šnek dopravníku. Tuto funkci splní pružná hřídelová spojka Periflex od firmy Stromag Brno. Pro krouticí moment a otáčky vycházející z převodovky bude nejvhodnější velikost spojky s označením 1,6R.

Poté, co již byly známy rozměry hřídelí a umístění převodů, mohlo se pokračovat návrhem ložisek. Hlavním požadovaným parametrem pro ložiska bylo, aby splňovaly dobu provozu alespoň 8 000 hodin. Tento požadavek všechna ložiska splňují s určitou rezervou i přes to, že jsou všechna kuličková jednořadá, jelikož v převodovce na hřídelích působí relativně nízké axiální síly. Z hlediska toho, že v převodovce dochází k redukci otáček, daná ložiska musela být navrhovaná pro ekvivalentní zatížení z obou řadicích stupňů. Jak už bylo zmíněno, ložiska u ozubených kol se nachází uvnitř skříně a nelze je tedy zajistit víčky. Proto v těchto místech byla zvolena ložiska s drážkou pro pojistný kroužek, které za příznivou cenu nabízí firma ZKL. Zbylá ložiska byla zakoupena od firmy SKF.

Dále bylo zapotřebí celý převodový systém uzavřít do převodové skříně. Po zohlednění sériové výroby se jako nejvhodnější technologie pro její výrobu jevilo odlévání. Skříň se skládá ze dvou částí s dělicí rovinou přesně v půlce (na osách hřídelí). Obě půlky jsou opatřeny lemem s kapsami pro úsporu materiálu. Skříň se dle určitých pravidel uvedená v 2.3.1 nechá odlít a následně se musí obrábět. Před smontováním se musí nanést tmel na lemy, kterými pak přijdou obě půlky k sobě smontovat. Otvory ve skříni uzavřeme víčky, pod která se před přimontováním také musí nanést tmel z důvodu těsnosti skříně. Funkci těsnění u vstupní a výstupní hřídele plní gufera.

Konečnou fází bylo uložení celého pohonného systému a dopravníku do svařovaného rámu. Rámová konstrukce byla navržena funkčně a jednoduše z normalizovaných profilů. Součástí rámu je i podkladová deska pro elektromotor, na které je vyřešeno napínání řemene. Převodovka je pevně přišroubována k rámu a motor lze za pomocí dvou šroubů k převodovce přitahovat nebo odtahovat.

Celý systém byl vymodelován za pomoci software Autodesk Inventor Professional 2015. Program velmi usnadnil i návrh a následnou kontrolu některých součástí. Výhodou tohoto programu je, že z 3D modelu lze udělat i výkresovou dokumentaci. Proto veškerá výkresová dokumentace byla taktéž zhotovena tímto programem.

V 5. kapitole byla za přispění společnosti ZVU Servis a.s. v Hradci Králové odhadnuta konečná cena pohonného systému včetně rámu.

Seznam použité literatury

[1] Leinveber, Jan a Pavel Vávra, *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2011,927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.

[2] Jan Leinveber a Pavel Vávra, *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006 ISBN 80-7361-033-7.

[3] Pešík, L. *Části strojů. 1. díl*. Liberec: TU 2005 ISBN 80-7083-938-4

[4] Pešík, L. *Části strojů. 2. díl.* Liberec: TU 2005 ISBN 80-7083-939-2

[5] Bureš, M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Skriptum TU Liberec: Ediční středisko 2006

[6] Normy pro mezní úchylky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682

[7] TYMA *Katalog řemenů* dostupné online na http://www.tyma.cz/files/katalogy/tyma-remeny-belts.pdf

[8] TYMA *Katalog řemenice a pouzdra* dostupné online na http://www.tyma.cz/files/katalogy/tyma-remenice-pulleys.pdf

[9] Siemens *Katalog Nízkonapěťové motory 1LA7* dostupné na http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1la7-0605-k02-cz.pdf

[10] SKF *informace o ložiskách* dostupný online na http://www.skf.com

[11] ZKL *informace o ložiskách* dostupný online na http://www.zkl.cz/cs/cat/single-row-ball-bearings

[12] Jaromír Polák, Jiří Pavliska, Aleš Slíva *Dopravní a manipulační zařízení I.* Vysoká škola Báňská-Technická univerzita Ostrava FS dostupné online na http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf

[13] Has – *Šnekové dopravníky* dostupné online na http://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky/ca-zlabove-snekove-dopravniky

[14] Dopravní zařízení – *Šnekové dopravníky* dostupné online na http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/15.%20DOPRAVN%C3%8D%20ZAR%C3%8DZEN%C3%8D.pdf

[15] Výpočetní program Autodesk Inventor Professional 2015

Seznam použitých zkratek a symbolů

Značka	Název	Jednotka
a_v	Virtuální vzdálenost os	[mm]
d_v	Průměr roztečné kružnice virtuálního kola	[mm]
d_{va}	Průměr hlavové kružnice virtuálního kola	[mm]
B	Šířka ložiska	[mm]

b_{wF}	Pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na ohyb	[mm]
b_{wH}	Pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na dotyk	[mm]
C	Dynamická únosnost	[N]
C_0	Statická únosnost	[N]
c_1	Součinitel úhlu opásání	[-]
c_2	Součinitel provozního zatížení	[-]
c_3	Součinitel délky klínového řemene	[-]
d	Průměr hřídele	[mm]
d_p	Průměr malé řemenice	[mm]
D_p	Průměr velké řemenice	[mm]
d_{vb}	Průměr základní kružnice virtuálního kola	[mm]
F	Obvodová síla	[N]
$Fv_{1,2}$	Síla ve větvích řemene	[N]
F_a	Axiální síla	[N]
f_F	Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	[-]
f_H	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice pastorku	[-]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici/ Tečná síla	[N]
F_{t1}	Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení	[N]
F_{t2}	Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 2. stupni zatížení (redukované otáčky)	[N]
h	Výška pera	[mm]
i	Převodové číslo ozubeného převodu (převodový poměr)	[-]
k	Celková bezpečnost	[-]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	Součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	[-]
K_F	Součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_{Fv}	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (ohyb)	[-]
K_H	Součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na dotyk)	[-]
K_{Hv}	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (výpočet na dotyk)	[-]

$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (dotyk)	[-]
$k_{\sigma o}$	Bezpečnost v ohybu	[-]
$k_{\tau k}$	Bezpečnost v krutu	[-]
l	Délka pera	[mm]
L_{hod}	Trvanlivost ložiska	[hod]
Lp	Délka řemene	[mm]
m	Modul	[mm]
m_{et}	Tečný vnější modul	[mm]
M_k	Krouticí moment	[Nm]
m_n	Normálový modul	[mm]
m_{nm}	Normálový střední modul	[mm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
m_{tm}	Tečný střední modul	[mm]
N_{Flim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu tj. počet zatěž. cyklů odpov. bodu zlomu Wohlerovy křivky na mezi únavy v ohybu	[-]
N_{Hlim}	Bázový počet zatěž. cyklů v ohybu tj. počet zatěžovacích cyklů odpov. bodu zlomu Wohlerovy křivky na mezi únavy v dotyku	[-]
N_K	Počet zatěžovacích cyklů	[-]
P	Výkon	[kW]
P_m	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
p_n	Normální rozteč	[mm]
Pr	Výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
p_t	Čelní rozteč	[mm]
p_{tmb}	Základní rozteč	[mm]
q_F	Exponent Wohlerovy křivky (pro výpočet na ohyb)	[-]
q_H	Exponent Wohlerovy křivky (pro výpočet na ohyb)	[-]
R_e	Mez kluzu/výrazná mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu určená z trvalé deformace pod zatížením (0,2% deformace)	[MPa]
S_F	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únav. lomu v patě zubu	[-]
S_{Fmin}	Nejmenší hodnota souč. bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S_H	Součinitel bezp. proti vzniku únavového poškození zubu	[-]
S_{Hmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	[-]

v	Obvodová rychlost	[m/s]
V_{HV}	Tvrdost povrchu (boku) zubu	[HV]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_N	Součinitel životnosti (pro výpočet na ohyb)	[-]
Y_X	Součinitel velikosti (pro výpočet na ohyb)	[-]
Y_β	Součinitel sklonu zubu	[-]
Y_δ	Součinitel vrubové citlivosti při výpočtu na únavu	[-]
$Y\varepsilon$	Součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	[-]
z	Počet klínových řemenů	[-]
Z_E	Součinitel mech. vlastností materiálů (spoluzabírajících ozub. kol)	[-]
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[$\sqrt{}$MPa]
Z_L	Součinitel maziva	[-]
Z_N	Součinitel životnosti (pro výpočet na dotyk)	[-]
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	[-]
Z_v	Součinitel obvodové rychlosti	[-]
Z_ε	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[-]
α_{mn}	Střední normálový úhel záběru	[°]
α_t	Čelní úhel záběru	[°]
β	Součinitel skutečného zhuštění napětí	[-]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
ε	Součinitel záběru zubů	[°]
ε_m	Součinitel velikosti součásti	[-]
ε_p	Součinitel stavu povrchu součástí	[-]
ε_α	Součinitel záběru profilu	[°]
ε_β	Součinitel kroku	[°]
σ_{oc}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{oc}^*	Mez únavy v ohybu skutečné součásti	[MPa]
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_{Flimb1}	Mez únavy v ohybu mat. pastorku (stanovená z $\sigma_{oFlimb1}$)	[MPa]
σ_{Flimb2}	Mez únavy v ohybu mat. kola (stanovená z $\sigma_{oFlimb2}$)	[MPa]
σ_{Fmax}	Největší místní ohyb. napětí v patě zubu, vzniklé působ. síly F_{t1}	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
σ_{FPmax}	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (silou F_{t1})	[MPa]
σ_{FSt}	Pevnost v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	[MPa]

σ_{Hmax}	Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}	[MPa]
σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideál. zatížení přesných zubů (při KH = 1,0)	[MPa]
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)	[MPa]
σ_{HPmax}	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení (silou Ft1)	[MPa]
σ_{oFlimb}	Mez únavy v ohybu odpovídající bázovému počtu zatěž. cyklů	[MPa]
σ_{oHlim}	Mez únavy v dotyku odpovídající bázovému počtu zatěž. cyklů	[MPa]
σ_{oHlim1}	Mez únavy v dotyku materiálu pastorku (stanovená z σ_{oHlim1})	[MPa]
σ_{oHlim2}	Mez únavy v dotyku materiálu kola (stanovená z σ_{oHlim2})	[MPa]
τ_{kc}	Mez únavy v krutu	[MPa]

Seznam použitých obrázků

Obr.1: Konstrukce šnekového dopravníku 10
Obr.2: Schéma šnekového dopravníku 10
Obr.3: Základní typy šnekovic 11
Obr.4: Spojovací čep 12
Obr.5: Konstrukce vodicího ložiska 12
Obr.6: Uložení šneku ve žlabu 12
Obr.7: Konstrukce žlabu 12
Obr.8: Konstrukce pohonného systému 13
Obr.9: Drážky pro pojistné kroužky 13
Obr.10: Kapsy u lemu skříně 13
Obr.11: Detail skříně 14
Obr.12: Tabulka z katalogu Stromag 14
Obr.13: Model spojky PERIFLEX 15
Obr.14: Průřez spojky PERIFLEX 15
Obr.15: Systém řazení 15
Obr.16: Rozměry řemene v katalogu TYMA 16
Obr.17: Parametry zvoleného elektromotoru z katalogu SIEMENS 16
Obr.18: Konstrukce rámu 17
Obr.19: Deska pod motorem 17
Obr.20: Skica převodovky 18
Obr.21: Kuželové soukolí 20
Obr.22: Schéma úhlu opásání řemenice 30
Obr.23: Model 1. hřídele 32

Obr.24: Schéma reakcí 1. hřídele....33
Obr.25: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor....33
Obr.26: Model hřídele s vyznačeným vrubem....36
Obr.27: Model 2. hřídele....37
Obr.28: Schéma reakcí 2. hřídele, v záběru neredukované soukolí....37
Obr.29: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor....37
Obr.30: Schéma reakcí 2. hřídele, v záběru redukované soukolí....39
Obr.31: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor....39
Obr.32: Model hřídele s vyznačeným vrubem....42
Obr.33: Model 3. hřídele....42
Obr.34: Schéma reakcí 3. hřídele, v záběru neredukované čelní soukolí....43
Obr.35: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor....43
Obr.36: Schéma reakcí 3. hřídele v záběru redukované soukolí....45
Obr.37: Graf maximálního ohybového momentu z programu Inventor....45
Obr.38: Model 3. hřídele s vyznačeným vrubem....48
Obr.39: Model objímky s drážkováním....49

Seznam příloh

Příloha 1: Výrobní výkresy ozubených kol.

Příloha 2: Výrobní výkresy hřídelí.

Příloha 3: Výkres sestavy pohonného systému (2 listy).

Příloha 4: Výkres sestavy pohonného systému s dopravníkem.

Příloha 5: CD obsahující 3D model sestavy pohonného systému s dopravníkem, všechny výkresy ve formátu PDF a tento dokument ve formátu PDF.