

# **Pohon výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou**

Ondřej Beneš

---

Bakalářská práce  
2022



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2021/2022

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Ondřej Beneš**  
Osobní číslo: **T19176**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **Prezenční**  
Téma práce: **Pohon výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou**

## Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární studii k danému tématu.
2. Navrhněte převodovku pro převodový poměr  $i = 160$ , s výstupem 10 kW a otáčkami  $n = 25$  ot/min.
3. Zhotovte sestavu pohonu.
4. Zhotovte výrobní dokumentaci.

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

**Seznam doporučené literatury:**

1. Kemka, V, Barták, J, Milčák P, Žitek, P. : Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení, Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0
2. Lukovics, I, Sýkorová, L, Volek, F : Části a mechanismy strojů, Skripta, ES UT Brno, 2000, ISBN 80 214 1566 5
3. Volek, F. : Základy konstruování a části strojů, mechanismy strojů, Skripta, UTB ve Zlíně, 2003, ISBN 80-7318 111 8
4. Bolek, A, Kochman, J. akol. : Části strojů, 2. svazek. SNTL Praha, 1990

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. František Volek, CSc.**  
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **3. ledna 2022**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2022**

**prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.**  
děkan

L.S.

**prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D. v.r.**  
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 22. února 2022

## **PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užit své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

### **Prohlašuji,**

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....  
podpis studenta

## **ABSTRAKT**

Tahle bakalářská práce je zaměřena na návrh a konstrukci pohonu výrobního stroje řešeného pomocí šnekové převodovky a pojištění pomocí pojistné spojky.

Teoretická část obsahuje stručné shrnutí problematiky mechanických převodů, jejich rozdělení a základní vztahy potřebné pro návrh, konstrukci a správnou volbu řešení této problematiky.

V praktické části se pak nachází samotná volba pohonu, řešení a volba řemenového převodu, návrh převodových soukolí, hřídelí a pojistné hřídelové spojky. Tahle část je zakončena kompletním zhotovením výkresové dokumentace.

Klíčová slova: ozubené převody, šnekové soukolí, šnek, pojistná spojka

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis focuses on the design and construction of a production machine drive solved by a worm gearbox and insurance by means of a safety clutch.

The theoretical part contains a brief summary of the mechanical gears, their classification and the basic relationships needed for the design, construction and correct choice of the solution of this problem.

The practical part then covers the actual choice of the drive, the solution and choice of the belt transmission, the design of gears, shafts and the safety shaft clutch. This part is concluded with the complete preparation of the drawings.

Keywords: mechanical gears, worm gearbox, worm, safety clutch

Zde bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi, CSc. za jeho rady, připomínky a pohotové domluvy příjemně probíhajících konzultací, které mi byly neocenitelně nápomocné při tvorbě téhle práce.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>9</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>10</b>
<b>1 MECHANICKÉ PŘEVODY</b> .....	<b>11</b>
1.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODŮ .....	11
1.1.1 Řemenové převody.....	11
1.1.2 Řetězové převody.....	13
1.1.3 Lanové převody.....	13
1.2 OZUBENÉ PŘEVODY .....	13
1.2.1 Výhody ozubených převodů .....	14
1.2.2 Nevýhody ozubených převodů.....	14
1.2.3 Převodový poměr .....	14
1.2.4 Účinnost převodů .....	15
1.2.5 Silové poměry u převodů .....	15
1.2.6 Čelní soukolí s přímými zuby .....	17
1.2.7 Kuželová soukolí.....	18
<b>2 ŠNEKOVÉ PŘEVODY</b> .....	<b>19</b>
2.1 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ S VÁLCOVÝM ŠNEKEM.....	20
2.1.1 Základní geometrické parametry šneku .....	21
2.1.2 Základní geometrické parametry šnekového kola.....	23
2.1.3 Šnek se spirálním ozubením.....	26
2.1.4 Šnek s obecným ozubením.....	27
2.1.5 Šnek s evolventním ozubením .....	27
2.2 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ S GLOBOIDNÍM ŠNEKEM.....	28
<b>3 PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ</b> .....	<b>29</b>
<b>4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY</b> .....	<b>30</b>
4.1 ROZDĚLENÍ SPOJEK.....	31
4.2 POJISTNÉ SPOJKY .....	31
4.2.1 Spojka se střížným kolíkem .....	31
4.2.2 Spojka prokluzovací lamelová .....	32
4.2.3 Spojka kuličková vysmekávací .....	33
<b>5 MAZÁNÍ</b> .....	<b>34</b>
5.1 METODY MAZÁNÍ .....	34
5.1.1 Mazání mazivem .....	34
5.1.2 Mazání rozstříkem / olejové lázně .....	35
5.1.3 Mazání s nuceným oběhem oleje .....	36
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>37</b>
<b>6 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE</b> .....	<b>38</b>
<b>7 DIMEZOVÁNÍ ŘEMENOVÉHO PŘEVODU</b> .....	<b>39</b>

7.1	VOLBA MOTORU .....	39
7.2	ŘEMENOVÝ PŘEVOD .....	39
7.2.1	Přepoččet otáček a volba převodových poměrů jednotlivých soukolí.....	39
7.2.2	Průměry velké a malé řemenice .....	40
7.2.3	Výpočet a volba řemenu.....	40
<b>8</b>	<b>PŘEVODOVKA .....</b>	<b>43</b>
8.1	PŘEPOČTY VÝKONŮ A KROUTÍCÍCH MOMENTŮ .....	43
8.2	ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ .....	43
8.2.1	Výpočet parametrů šnekového soukolí .....	43
8.2.2	Silové poměry ve šnekovém soukolí.....	46
8.2.3	Volba materiálů šnekového soukolí .....	47
8.2.4	Kontrola šnekového soukolí na ohyb .....	48
8.2.5	Kontrola šnekového soukolí na otláčení .....	48
8.3.1	Výpočet čelního soukolí.....	49
8.3.2	Silové poměry v ozubení čelního soukolí .....	50
8.3.3	Materiály čelního soukolí.....	50
8.3.4	Kontrola čelního soukolí na otláčení a ohyb.....	51
8.4	NÁVRH HŘÍDELÍ.....	52
8.4.1	Návrh hnací hřídele .....	52
8.4.2	Stanovení minimálního průměru hřídele.....	53
8.4.3	Návrh pera pod řemenicí .....	53
8.4.4	Návrh ložisek na hnací hřídeli.....	53
8.4.5	Návrh předlohové hřídele.....	55
8.4.6	Stanovení minimálního průměru hřídele.....	56
8.4.7	Návrh pera pod šnekovým kolem .....	56
8.4.8	Návrh ložisek na předlohové hřídeli .....	56
8.4.9	Návrh hnané hřídele .....	58
8.4.10	Stanovení minimálního průměru hřídele.....	59
8.4.11	Návrh pera pod ozubeným kolem .....	59
8.4.12	Návrh ložisek na předlohové hřídeli .....	59
<b>9</b>	<b>NÁVRH POJISTNÉ SPOJKY .....</b>	<b>61</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>62</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>64</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>67</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>72</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>73</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>74</b>



## ÚVOD

Téma mojí bakalářské práce, tedy pohon výrobního stroje se šnekovou převodkou a pojistnou spojkou, jsem si vybral z důvodu, že mě tahle problematika bavila už v raném počátku mého studia na střední škole.

Převody ozubenými koly jsou dodnes jedny z nejpoužívanějších mechanismů ve strojírenství, a to i přesto, že první zmínky o nich zasahují do dob starověku, kde se uplatňovaly hlavně v konstrukcích vodních a větrných mlýnů. Avšak jejich rozšíření probíhalo až v pozdním středověku s objevem mechanických hodin. Z tohoto období pochází i jedny z prvních náčrtků šnekového soukolí.

K největšímu vývoji a změnám ozubených soukolí docházelo v 19. a 20. století, a to s rozmachem strojírenství a železniční a silniční dopravy. S větší potřebou ozubených kol přicházeli náročnější požadavky na jejich konstrukci i kvalitu. Společně s tím začala prudce stoupat kvalita a rychlost výroby, převody se začali zdokonalovat po technické i konstrukční stránce.

Moje bakalářská práce se věnuje primárně šnekovému a čelnímu soukolí. Jejich návrh je zpracován v praktické části, kde mimo jiné se nachází i návrh řemenového převodu, hřídelí, pojistné spojky a volba normovaných součástí. Konstrukční zpracování a návrh nenormovaných součástí je pak řešen pomocí výkresové dokumentace.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

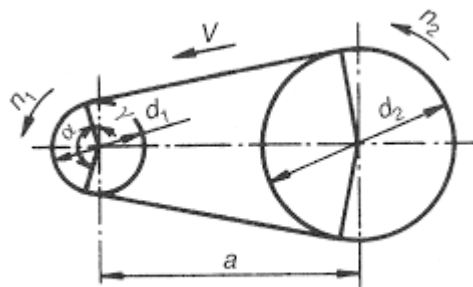
## 1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody slouží k plynulému přenosu výkonu mezi dvěma hřídelemi. Mechanický převod během přenosu může měnit obvodovou rychlost, smysl otáčení a v některých případech i druh pohybu např. přenos z otáčivého pohybu na posuvný nebo opačně. Mechanický převod se z pravidla skládá ze dvou kotoučů napojených na hřídele. Hnací hřídeli rozumíme hřídel, která přenáší svůj pohyb a výkon na hřídel hnanou. To je realizováno buď přímým stykem kol nebo určitým převodovým členem jako je například řemen, řetěz či lano. Samotný přenos výkonu je pak dosažen odporem tření (třecí kola, řemenové převody) nebo tlakem mezi jednotlivými koly u ozubených převodů. [1]

### 1.1 Rozdělení převodů

#### 1.1.1 Řemenové převody

Řemenové převody jsou primárně určeny pro přenosy malých nebo středně velkých a výjimečně i velkých výkonů na velké vzdálenosti mezi dvěma rovnoběžnými hřídeli. Mezi výhody řemenových převodů patří přípustnost poměrně velké převodové rychlosti, mají pružný záběr a tichý chod. Hlavní výhodou je že při přetížení převodu nedochází vlivem skluzu k poruše. Mohou pohánět i více hřídelů současně a nejsou náročné na výrobu, montáž ani údržbu. Nevýhodami poté jsou například nestálý převodový poměr, z důvodu možnosti skluzu také nepřesnost v přenosu obvodové rychlosti. Pro chod je nutné vyvinout značné předpětí, které namáhá hřídele primárně na ohyb. Za nevýhodu je možno považovat i nebezpečnost, a to v případech kdy je převod nasazen v prostředí možného výbuchu, a to právě z důvodu značného tření kde mimo jiné vznikají vysoké hodnoty statické elektřiny. [1]



Obr. 1.: Řemenový převod [1]

Při výpočtu řemenového převodu je nutno uvažovat právě zmíněný skluz, který je vyjádřen vztahem [1]:

$$\xi = 1 - \frac{D_p \cdot n_2}{d_p \cdot n_1}$$

Při výpočtu převodového poměru je tedy možné pro přesnější výsledky započítat i skluz, výsledný převodový poměr je pak určen jako:

$$i = \frac{D_p}{d_p \cdot (1 - \xi)}$$

Pro určení jmenovitého výkonu je nutno zvolit součinitel provozního zatížení  $c_2$ , jmenovitý výkon je pak získán jako:

$$P_j = P \cdot c_2$$

Určení průřezu řemene se provádí dle diagramu a je potřeba znát přenášený výkon  $P_j$  a otáčky.

Pro každý průřez existují doporučené průměry malé řemenice, ze kterých volíme.

Při volbě osové vzdálenosti hřídelů u klínových a kruhových řemenů se používá rozmezí dané vztahem:

$$0,7(D_p - d_p) < a < 2(D_p - d_p)$$

Po určení osové vzdálenosti následuje výpočet pro délku řemene a je stanoven vztahem:

$$L_p \approx 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4A}$$

Skutečná osová vzdálenost je pak:

$$a \approx p + \sqrt{p^2 - q}$$

kde  $p = 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p)$  a  $q = 0,125(D_p - d_p)^2$

Úhel opásání na malé řemenici se stanoví dle ČSN 02 3111 vztahem:

$$\frac{(D_p - d_p)}{a}$$

Poté je nutné vyhledat jmenovitý výkon  $P_r$ , který může přenášet jeden klínový řemen dle ČSN 02 3114. Závisí na průměru malé řemenice, vstupních otáčkách a převodovém poměru.

Jakmile známe výkon přenášený jedním řemenem je nutno stanovit potřebný počet řemenů  $z$  ze vztahu:

$$z \geq \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3}$$

Výsledné číslo zaokrouhlíme na nejbližší vyšší. Pokud počet řemenů vyjde např. 5 zvolíme jiný řemen s větším průřezem. Pokud vyjde méně jak 1 pak volíme jeden řemen. [1]

### 1.1.2 Řetězové převody

Primární rozdíl řetězových převodů od převodů řemenových spočívá v tom, že výkon se přenáší tvarovým stykem, tudíž nedochází k prokluzu a ztrátám. Výhodami řetězových převodů jsou hlavně vysoké účinnosti (98 až 99 %), dlouhé životnosti a možnost pohánění více rovnoběžných hřídelů jedním řetězem. [3]

### 1.1.3 Lanové převody

Lanové převody mají hlavní využití ve zvedacích a sklápěcích zařízeních. Nejpoužívanější převodový člen bývají ocelová lana, sestavená z jednoho a více pramenů vinutých kolem duše lana. Duše bývá zhotovena z kovového či nekovového materiálu. Vyplnění prostoru mezi prameny je řešeno nekovovými prvky. Lana dělíme na stejnosměrná a protisměrná, podle toho, zda vinutí drátů kolem duše je souhlasné nebo nesouhlasné. [3]

## 1.2 Ozubené převody

Ozubené převody jsou nejvýznamnější a nejvíce používaný druh převodových mechanismů. Jejich principem je záběr, tedy přenos sil pomocí tlaku. Základní jednotkou je soukolí sestavené z hnacího a hnaného kola. Menší kolo se označuje pastorek a větší pouze kolo, v některých případech i ozubené kolo. Pointa ozubených převodů je vytvoření kinematické a silové dvojice mezi dvěma poměrně blízkými hřídeli a dosažení co největší mechanické účinnosti. [1,14]

### 1.2.1 Výhody ozubených převodů

- 1) Malé rozměry
- 2) Veliká spolehlivost a životnost
- 3) Vysoká mechanická účinnost
- 4) Přesné dodržení převodového poměru
- 5) Možnost přenášení velkých výkonů
- 6) Možnost využití velkých převodových poměrů
- 7) Nenáročnost na údržbu
- 8) Krátkodobě mohou být přetíženy

### 1.2.2 Nevýhody ozubených převodů

- 1) Složitá a dražší výroba
- 2) Mohou být poměrně hlučné
- 3) Neumožňují tlumení rázů a dynamického zatížení

### 1.2.3 Převodový poměr

Převodový poměr charakterizuje změnu točivého momentu mezi dvěma hřídeli a určuje velikost převodu. Vyjadřuje se poměrem úhlové rychlosti hnacího členu ku hnanému členu. Hodnoty menší než 1 označujeme za převody do pomala. Naopak hodnoty větší než 1 odpovídají převodům do rychla. [1]

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Protože otáčky jsou přímo úměrné úhlové rychlosti tak je možno převodový poměr zapsat jako  $n_1/n_2$ . [1]

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Převodový poměr je pak možno vyjádřit i poměrem průměru kola hnaného na průměr kola hnacího, protože obvodové rychlosti musí být vždy stejné. [1]

$$v_1 = v_2$$

$$n_1 \cdot \pi \cdot D_1 = n_2 \cdot \pi \cdot D_2$$

$$n_1 \cdot D_1 = n_2 \cdot D_2$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Protože u ozubených kol jsou rozteče stejné tak je počet zubů přímo úměrný průměru kola.

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Za předpokladu, že se neuvažují ztráty tak převodový poměr lze vyjádřit i jako poměr točivých momentů.

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{Mk_2}{Mk_1}$$

#### 1.2.4 Účinnost převodů

Vlivem tření zubů kol a v ložiskách se u ozubených převodů vyskytují ztráty. Vliv na tyto ztráty má zejména stav a provedení samotného ústrojí, ale také mazání, velikost zatížení a obvodová rychlost. Celková účinnost převodu je pak vyjádřena součinem účinností hřídelů v ložiskách a účinnosti přenosu energie z pastorku na kolo nebo poměrem výkonu hřídele hnaného na výkon hřídele hnacího. Tedy jak dobře dokáže převod přenést vstupní výkon. [1]

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1}$$

V případě že by se celkový převod skládal z více převodů pak by celková účinnost byla vyjádřena poměrem výkonu na výstupní hřídeli ku výkonu na vstupní hřídeli. [1]

$$\eta_{\text{celková}} = \frac{P_{\text{výstupní}}}{P_{\text{vstupní}}}$$

#### 1.2.5 Silové poměry u převodů

Z důvodu zamezení poruchy převodu je nutné, aby obvodová síla a obvodová rychlost na hnacím a hnaném kole byla totožná. U třecích převodů se tyto hodnoty měří na obvodech jednotlivých kol. U převodů tvarových pak na roztečných kružnicích. [1]

Obvodová síla je vyjádřena vztahem:

$$F = \frac{1000 P}{v} \text{ nebo } F = \frac{2 \cdot M_{t1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{D_2}$$

Obvodová rychlost je pak:

$$v = n_1 \cdot \pi \cdot D_1 = n_2 \cdot \pi \cdot D_2$$

Kroutící moment, který přenáší hnací hřídel je vyjádřen:

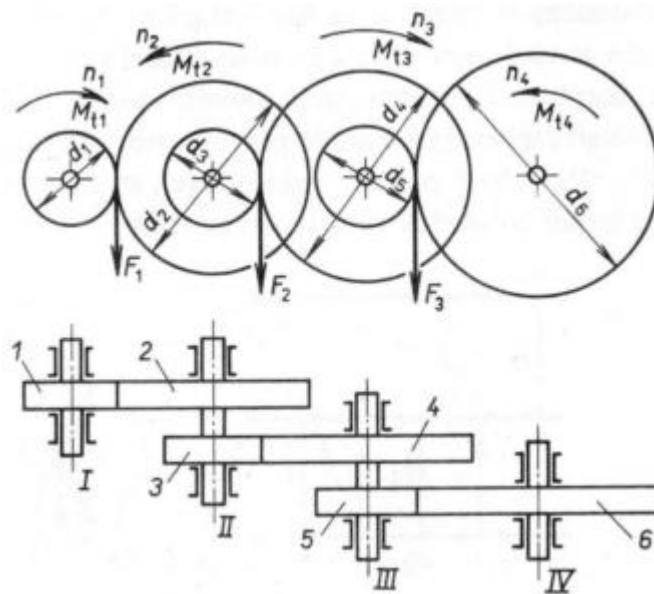
$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{P}{n_1}$$

U složeného převodu platí:

$$M_{k2} = i_1 \cdot M_{k1},$$

$$M_{k3} = i_1 \cdot i_2 \cdot M_{k1},$$

$$M_{k4} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot M_{k1}$$



Obr. 2.: Složený převod [1]



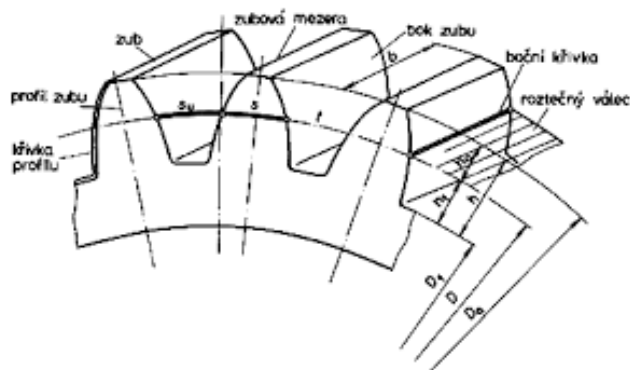
### 1.2.6 Čelní soukolí s přímými zuby

Čelní ozubená kola jsou typem válcového ozubení s rovnoběžnými hřídeli. Jsou pravděpodobně nejjednodušším a nejběžnějším typem ozubených kol – snadno se vyrábějí a jsou vhodná pro širokou škálu aplikací.

Zuby čelního ozubeného kola mají evolventní profil a zabírají po jednom zubu. Evolventní tvar znamená, že čelní ozubená kola vytvářejí pouze radiální síly (žádné axiální síly), ale způsob záběru zubů způsobuje značné namáhání zubů a vysokou hlučnost. Z tohoto důvodu se čelní ozubená kola obvykle používají pro aplikace s nižšími otáčkami, i když je lze použít téměř při jakýchkoli otáčkách.

Čelní ozubená kola mohou být vyrobená z kovů, jako je ocel nebo mosaz, nebo z plastů, jako je nylon nebo polykarbonát. Ozubená kola vyrobená z plastu produkují méně hluku, ale na úkor pevnosti a zatížitelnosti. Na rozdíl od jiných typů ozubených kol nedochází u čelních ozubených kol k vysokým ztrátám v důsledku prokluzu, takže mají obecně vysokou účinnost převodu. K dosažení velkých převodových poměrů lze použít více čelních ozubených kol v sérii.

Čelní ozubená kola jsou obecně považována za nejlepší pro aplikace, které vyžadují snížení otáček a znásobení točivého momentu, jako jsou kulové mlýny a drticí zařízení. Příkladem vysokorychlostních aplikací, které využívají čelní ozubená kola, navzdory jejich vysoké hlučnosti, jsou spotřební zařízení, jako pračky a mixéry. A přestože hluk omezuje použití čelních ozubených kol v osobních automobilech, tak se často využívají v leteckých motorech, vlacích, a dokonce i na kolech. [19]

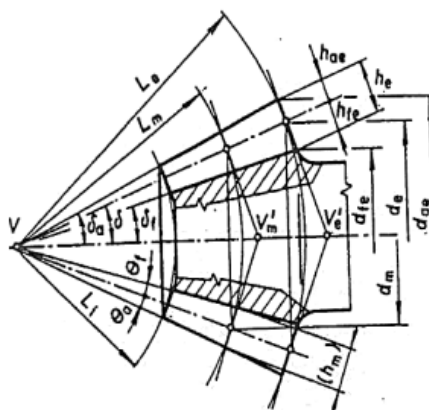


Obr. 3.: Rozměry čelního ozubení [6]

### 1.2.7 Kuželová soukolí

Kuželová ozubená kola jsou součásti určené k přenosu výkonu, které se používají především ke změně směru otáčení hřídele a ke snížení rychlosti a zvýšení točivého momentu mezi nerovnoměrně rotujícími hřídeli. Používají se na hřídelích s protínajícími se osami a ve zvláštních případech na hřídelích, jejichž osy se neprotínají. Hřídele jsou často, ale ne nutně, kolmé. Kuželová ozubená kola lze v zásadě klasifikovat podle tvaru zubů, a to buď na kuželová kola se přímými zuby nebo kola se zuby šikmými.

Kuželová ozubená kola nacházejí významné uplatnění v automobilových hnacích ústrojích, stavebních strojích, lokomotivách, převodovkách vrtulníků, lodních pohonných jednotkách atd... Používají se také v mnoha průmyslových aplikacích, například jako pohony eskalátorů, převody montážních linek a převody větrných věží. Dokonce i jednoduchá ruční vrtačka používá kuželové ozubené kolo. [7]



Obr. 4.: Rozměry kuželového kola [9]

## 2 ŠNEKOVÉ PŘEVODY

Šnekové převody se skládají ze šneku a ozubeného kola (někdy označovaného jako šnekové kolo), jejichž hřídele nejsou rovnoběžné, vzájemně se neprotínají a jsou orientovány pod úhlem 90 stupňů. Šnek je obdobou šroubu se závitem ve tvaru V a ozubené kolo je obdobou čelního ozubeného kola se šikmými zuby. Šnek je obvykle hnací součástí, přičemž závit šneku posouvá zuby ozubeného kola.

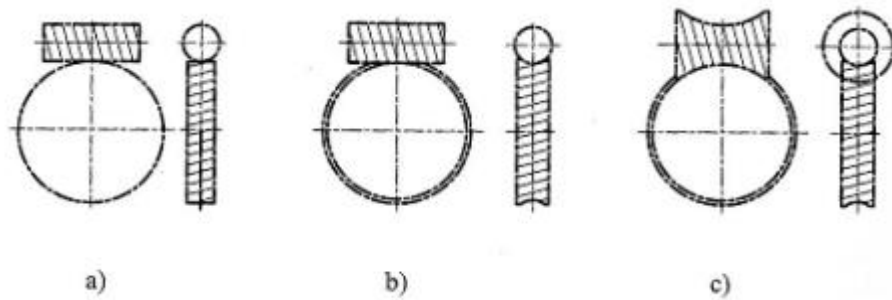
Při záběru šneku a ozubeného kola dochází ke kombinaci posuvného a valivého působení, ale při vysokých převodových poměrech převažuje působení posuvné. Toto klouzání způsobuje tření a zahřívání, což omezuje účinnost šnekových převodů na 30 až 50 %. Aby se minimalizovalo tření (a tím i teplo), je šnek a ozubené kolo vyrobeno z od sebe odlišných kovů – např. šnek může být vyroben z kalené oceli a ozubené kolo z bronzu nebo hliníku.

Přestože kluzný kontakt snižuje účinnost, tak zajišťuje velmi tichý provoz. (Použití různých kovů pro šnek a ozubené kolo rovněž přispívá k tichému provozu.) Díky tomu jsou šnekové převodovky vhodné pro použití tam, kde je třeba minimalizovat hluk, například ve výtazích. Kromě toho použití měkčího materiálu pro ozubené kolo znamená, že může absorbovat rázové zatížení, jako je tomu u těžkých zařízení nebo drticích strojů.

Hlavní výhodou šnekových převodů je jejich schopnost poskytovat vysoké převodové poměry a odpovídající vysoké točivé momenty. Lze je také použít jako redukční převodovky v aplikacích s nízkými a středními otáčkami. A protože jejich převodový poměr vychází pouze z počtu zubů ozubených kol, jsou kompaktnější než jiné typy převodovek. Šnekové převody s jemnou roztečí jsou obvykle samosvorné, což je předurčuje k použití ve zvedacích a zdvihacích aplikacích. [5]

Podle tvaru spolu zabírajících členů rozdělujeme šneková soukolí na [1]:

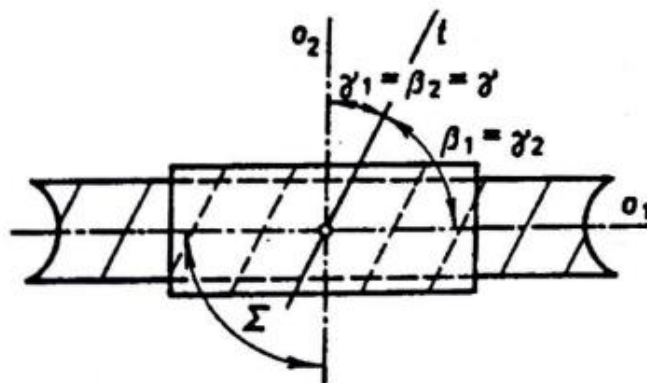
- a) Soukolí šneková válcová – šnek i šnekové kolo mají tvar válců
- b) Soukolí šneková smíšená – jedná se o kombinaci válcového a globoidního provedení, kdy šnek je tvaru válcového a šnekové kolo tvaru globoidního
- c) Soukolí šneková globoidní – šnek i šnekové kolo jsou tvaru globoidního



Obr. 5.: Typy šnekových soukolí [1]

## 2.1 Šneková soukolí s válcovým šnekem

Jedná se o nejrozšířenější a nejvíce používaný typ šnekových převodů. Důvodem proč tomu tak je, že i přesto, že oproti šnekům globoidním nedosahují tak velkých účinností tak jsou mnohem jednodušší na konstrukci a levnější na výrobu. Teoreticky křivkový dotyk v ozubení se vyrábí odvalovacím způsobem šroubovou frézou kopírující tvar šneku. Určení ozubení šnekového soukolí se provádí geometricky pomocí boční plochy zubů na šneku. [1]



Obr. 6.: Úhly šnekového soukolí [1]

U soukolí s válcovým šnekem se zavádí pouze jediný úhel  $\gamma$ , který odpovídá:

- Úhlu stoupání u šneku:  $\gamma = \gamma_1$
- Úhlu stoupání u šnekového kola:  $\gamma = \beta_2$

Toto vyplývá ze zjednodušení doplňkovosti úhlů:

$$\gamma_1 + \beta_1 = 90^\circ = \gamma_2 + \beta_2$$

a platnosti vztahu

$$\beta_2 + \beta_1 = 90^\circ$$

### 2.1.1 Základní geometrické parametry šneku

Šnek je určen pomocí těchto parametrů:

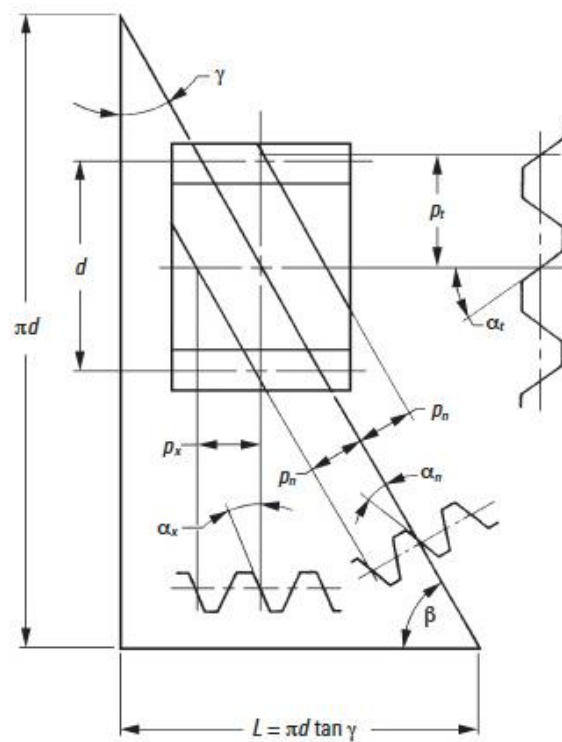
- počtu zubů  $z_1$ ,
- průměru roztečného válce  $d_1$ ,
- délky roztečného válce  $l_1$ ,
- typu ozubení
- parametrů základního profilu:  $m, \alpha, h_a, c, r_f$ .

Běžné hodnoty parametrů základního profilu jsou:

- $\alpha = 20^\circ$  (někdy  $15^\circ$ )
- $h_a^* = 1$
- $c = 0,25$  (též  $0,2$  a  $0,3$ )
- $r_f = 0,38$
- $m$  je volen z normalizované řady

Ozubení šneku je vyráběno výhradně bez posunutí (bez korekce) neboli  $x_1 = 0$ . Šneky dělíme dle směru stoupání šroubovice na šneky pravé a šneky levé. Na šneku můžeme pozorovat tři rovinné řezy [1]:

- a) Řez x (osový)
- b) Řez t (čelní)
- c) Řez n (normálový)



Obr. 7.: Vyobrazení rozvinutého pláště [21]

Jedná se o řezy, ve kterých se sledují rozteče  $p_x, p_n, p_t$ , moduly  $m_x, m_n, m_t$  a úhly  $\alpha_x, \alpha_n, \alpha_t$ . Vztahy mezi těmito parametry vyplývají z obr. 7 [1]:

$$p_n = p_t \cdot \cos \gamma$$

$$p_t = \frac{p_n}{\sin \gamma} = \frac{p_x}{\tan \gamma}$$

$$m_n = m_t \cdot \cos \gamma$$

$$m_t = \frac{m_n}{\sin \gamma} = \frac{m_x}{\tan \gamma}$$

$$\alpha_n = \alpha_t \cdot \cos \gamma$$

$$\alpha_t = \frac{\alpha_n}{\sin \gamma} = \frac{\alpha_x}{\tan \gamma}$$

Pro výpočet průměru roztečného válce pak platí:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\tan \gamma} \quad (\text{Pro ozubení spirální})$$

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\sin \gamma} \quad (\text{Pro ozubení obecné})$$

Úhel stoupání:

$$\tan \gamma = \frac{z_1}{q} \quad (\text{Pro ozubení spirální})$$

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q} \quad (\text{Pro ozubení obecné})$$

Kde  $q$  je součinitel průměru šneku.

Průměr hlavového válce:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m$$

Průměr patního válce:

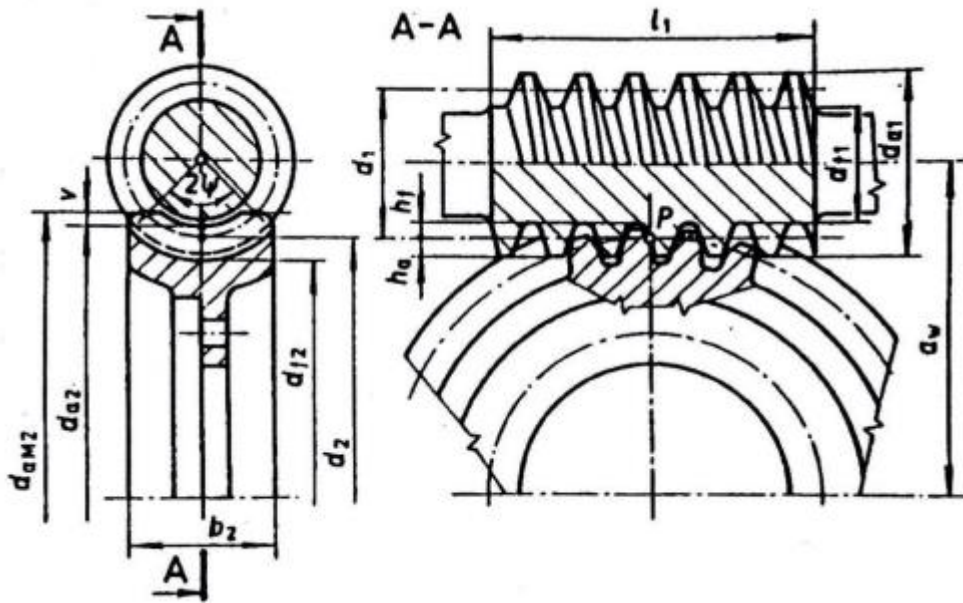
$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c) \cdot m$$

### 2.1.2 Základní geometrické parametry šnekového kola

Šnekové kolo je charakterizováno [1]:

- počtem zubů  $z_2$ ,
- součinitelem posunutí  $x_2 = x$
- typem ozubení
- geometrickými prvky spolu zabírajícího šneku
- šířkou věnce  $b_2$
- a hlavovým převýšením  $v = v^* \cdot m$ .

Vyobrazení základních rozměrů šnekového kola je na (obr.8).



Obr. 8.: Základní geometrické parametry šnekového soukolí [9]

Vztahy pro jejich stanovení jsou:

- Průměr roztečné kružnice určíme vztahem:

$$d_2 = m_x \cdot z_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \gamma}$$

- Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m$$

- Průměr patní kružnice:

$$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c - x) \cdot m$$

- Průměr hlavového válce:

$$d_{am2} = d_{a2} + 2 \cdot v^* \cdot m$$

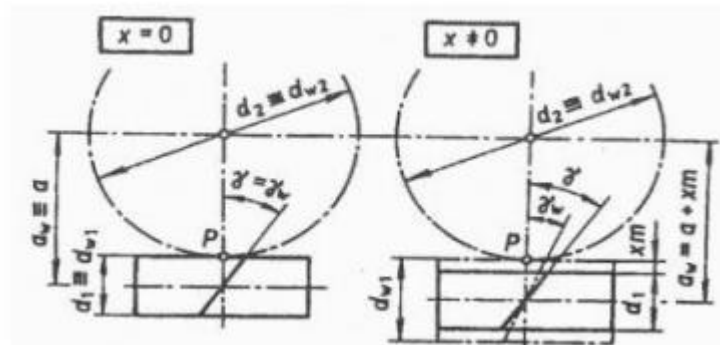
Poměrné hlavové převýšení  $v^*$  je možno volit z tabulky (tab. 1), pokud zvolíme malý počet zubů může hodnota poměrného hlavového převýšení  $v^* = 1$  vést k zubové špičatosti. [1]

Tab. 1.: Hodnoty poměrného hlavového převýšení [1]

$z_1$	1	2	3	4
$v^*$	1, 0,75	0,75	0,75	0,5



Výroba šnekového kola se provádí za pomoci šroubové frézy, která má tvar shodný se šnekem. Jejich vzájemná poloha je znázorněna na obr. 9. V případě prvním je kolo vůči fréze v nominální poloze, to znamená, že jejich roztečné kružnice se dotýkají v bodě P. V případě druhém je fréza posunuta v radiálním směru o určitou hodnotu  $x \cdot m$  kde  $x > 0$  [9].



Obr. 9.: Polohy fréz ku šnekovému kolu [9]

Při výrobě šnekového kola hrozí nebezpečí [1]:

- Podřezání paty zubu – sleduje se v osovém řezu šneku a závisí na počtu zubů šnekového kola. Teoreticky mezní počet zubů je stanoven níže.
- Špičatosti zubu – sleduje se v místě, kde hlavová globoidní plocha přechází ve hlavový válec, platí hlavně pro malé počty zubů

Teoretický mezní počet zubů  $z_m$  pro  $h_a^* = 1$ :

$$\text{Pro } a_x = 20^\circ \rightarrow z_m = 17,$$

$$\text{pro } a_x = 15^\circ \rightarrow z_m = 30$$

Z důvodu, nevhodnosti záběru v počátku evolventy, zavádíme tzv. prakticky mezní stav.

Praktický mezní počet zubů  $z'_m$  při  $h_a^* = 1$ .

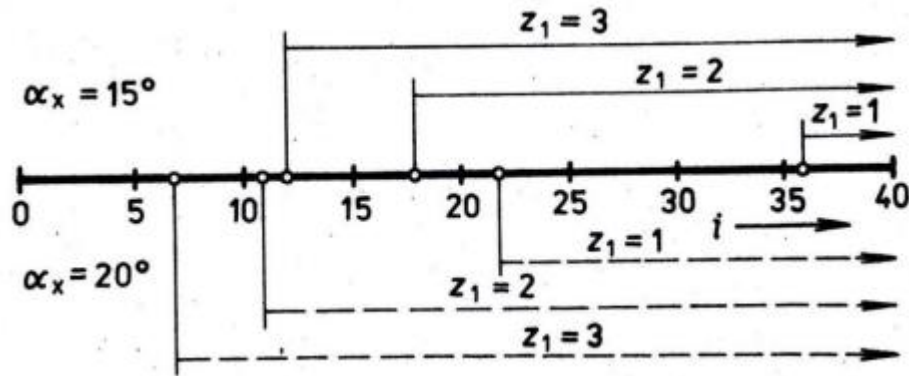
$$\text{Pro } a_x = 20^\circ \rightarrow z'_m = 22,$$

$$\text{pro } a_x = 15^\circ \rightarrow z'_m = 36$$

V případě, že počet zubů šnekového kola je menší než mezní počet zubů, je nutno určit minimální součinitel posunutí  $x_{min}$ :

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z_m - z_2}{z_m} [mm],$$

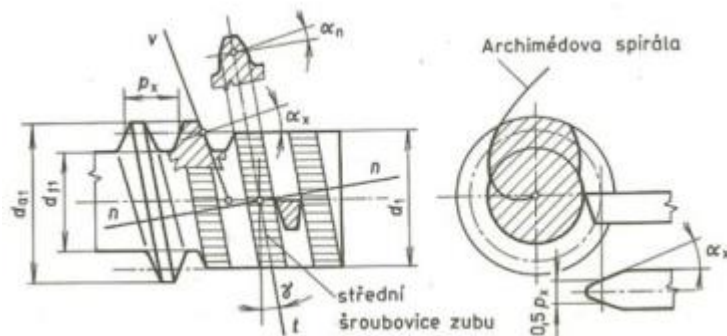
Tyto výrazy  $z_m$ ,  $z'_m$ ,  $x_{min}$  se přejímají i pro ozubení obecné. Ačkoli v případě obecného ozubení jsou podmínky mnohem přívětivější. [1]



Obr 10.: Přehled převodových poměrů pro počet zubů šneku [1]

V diagramu výše (obr. 10) se sleduje vhodnost daných převodových poměrů pro jednotlivé hodnoty  $z_1$  a to bez nebezpečí podřezání zubu. Diagram je vyobrazen pro osový úhel záběru  $20^\circ$  a  $15^\circ$ .

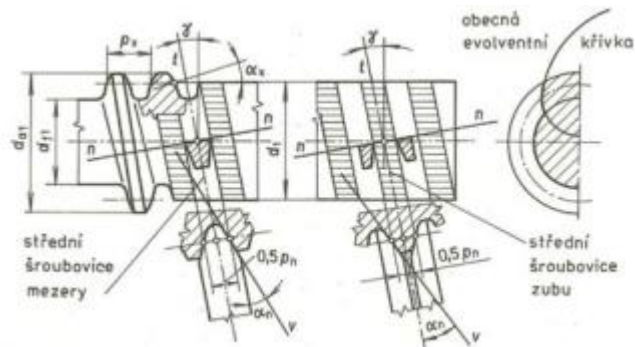
### 2.1.3 Šnek se spirálním ozubením



Obr. 11.: Šnek se spirálním ozubením [10]

Spirální ozubení znamená, že tvar zubu v normálovém řezu kopíruje spirálu. Šnek je též nazývá jako šnek Archimédův. Jeho značení je ZA a boky jeho zubů se při malých úhlech stoupání nijak neupravují. V osovém řezu pak tvar zubu připomíná lichoběžníkový závit, tudíž v tomto řezu je ozubení normalizováno. Výroba probíhá na soustruhu nebo závitorezných strojích. Úhel stoupání  $\gamma$  pro tento typ ozubení bývá z pravidla malý  $\gamma \leq 10^\circ$ . [10]

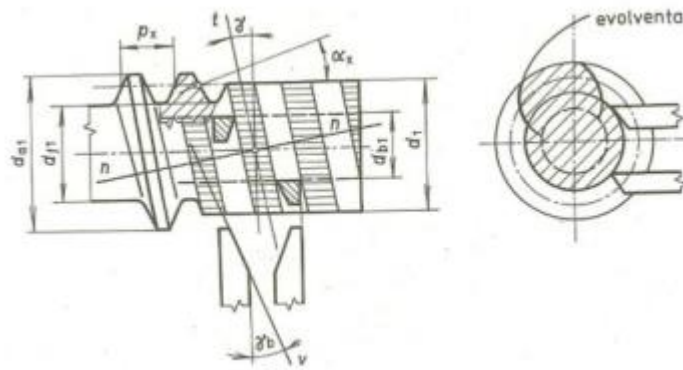
### 2.1.4 Šnek s obecným ozubením



Obr. 12.: Šnek s obecným ozubením [10]

Jedná se o šnek, který nese označení ZN a v normálovém řezu má tvar zubu lichoběžníkový. Řez může být veden buď na střední šroubovici mezery nebo střední šroubovici zuby. V tomto řezu jsou prvky, jako modul a úhel záběru, normalizovány. V řezu osovém pak tvar zubu kopíruje zkrácenou nebo prodlouženou evolventu. Při výrobě je možno využít buď jeden nebo dva tvarové nože. Výroba pak probíhá soustružením v normálové rovině. Úhly řezu jsou zde neměnné i při velkých úhlech stoupání a boky zubů se tepelně upravují. [10]

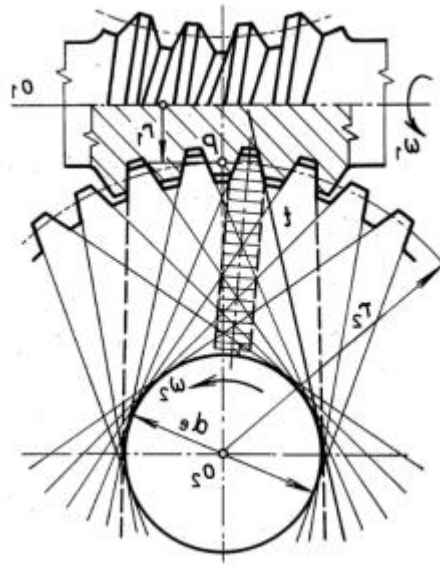
### 2.1.5 Šnek s evolventním ozubením



Obr. 13.: Šnek s evolventním ozubením [10]

Tento šnek nese označení ZI, u nás se kvůli patentní ochraně prakticky vůbec nevyužívá. Jedná se o šnek, u kterého se lichoběžníkový závit dostává v rovinných řezech tečných k základnímu válci, v tomto řezu nacházíme i normalizované prvky (modul a úhel záběru). V obou řezech (normálovém i osovém) pozorujeme vypouklé boky zubu, zatímco pouze v osovém řezu nacházíme evolventní tvar zubu. Výroba tohoto ozubení je uskutečněna soustružením, pomocí dvou nožů přiložených k obrobku (viz. Obr 13.). Tohle ozubení se využívá u šneku s počtem zubů  $z_1 \geq 4$ . [10]

## 2.2 Šneková soukolí s globoidním šnekem



Obr. 14.: Šnekové soukolí s globoidním šnekem [1]

Ve srovnání s válcovým šnekem je u globoidního šneku dosaženo ovinutí šnekového kola, to znamená, že se na záběru podílí více úseků šnekového závitu. Globoidní šneky díky tomu mohou přenášet vyšší výkony než šneky válcové. Taky oproti šnekům válcovým dosahují 2x až 3x větších účinností.

Výroba globoidního šneku je v porovnání s válcovým šnekem poměrně složitá, a tudíž nákladná. Proto se takové globoidní šneky používají méně.

Ve zvláštních případech lze globoidní šnek dokonce spárovat s jednoduchým šikmým převodem. To však vyžaduje speciální přizpůsobení šneku šikmému převodu, což výrobu prodražuje. Výhodou je však nižší konstrukční náročnost, protože radiální umístění šneku při kombinaci s jednoduchým šikmým ozubeným kolem umožňuje větší toleranci, než je tomu u globoidního šnekového kola. [20]

### 3 PŘEVODOVÉ SKŘÍŇ

Převodová skříň je základem celé převodovky a představuje hlavní bariéru mezi vnitřními součástmi a vnějšími abrazivy. Skříň může vypadat jako jednoduchý odlitek nebo výrobek, ale její konstrukce má mnoho aspektů.

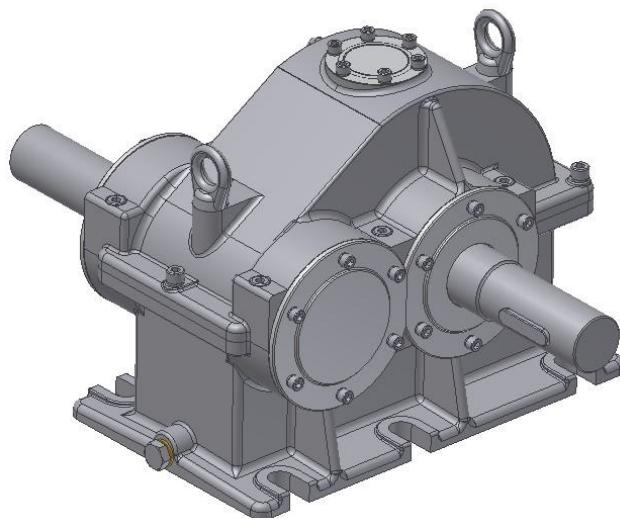
Jednou z hlavních funkcí skříně je unést zatížení krouticích momentů, které vytváří motor, a vnitřních zatížení, které vznikají provozem součástí uvnitř převodové skříně. Vnitřní zatížení vytvářená převody se přenášejí na hřídele, které musí být podepřeny ložisky, jež musí být podepřeny skříní. Kromě toho, že skříň nese všechna zatížení, zajišťuje správnou polohu ložisek tak, aby byly hřídele a ozubená soukolí vhodně seřizeny.

Ke skříní jsou připojeny veškeré držáky motorů, chladičů nebo jiného příslušenství. Musí být navržena tak, aby v oblastech, kde jsou tato spojení provedena, bylo dostatek materiálu. Musí také pohlcovat případné rázové zatížení nebo jimi způsobené vibrace.

Skříň musí být také schopna přivádět mazivo k ložiskům, odvádět teplo z vnitřku převodovky skrz její stěny a někdy zabraňovat tomu, aby se olej dostal na těsnění.

Volba způsobu tvorby převodové skříně záleží na ekonomickém požadavku a volí se mezi odléváním a svařováním. Svařované převodové skříně se vyznačují ostrými hrany, oproti tomu skříně odlévané jsou spíše oblé.

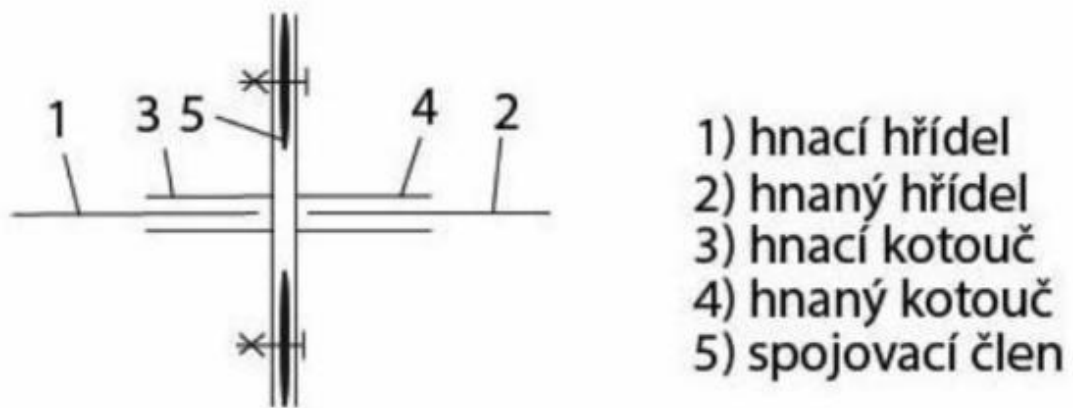
Jako materiály se ve většině případů volí šedé litiny, někdy v případech, kdy je požadavek na lehčí skříň se používá hliník. [11, 12]



Obr. 15.: Převodová skříň [18]

## 4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Hřídelové spojky slouží ke spojení dvou hřídelů a přenosu rotačního a kroutícího momentu z hnací hřídele na hřídel hnanou. Může se jednat o hřídele souosé, ale taky různoběžné. Výhodou hřídelových spojek je, že zvládají vyrovnávat chyby vzniklé nastavením poloh hřídelů, ale taky chrání celé soustrojí proti přetížení, tlumí kmity, jednoduchost spojení a plynulé ovládání rychlosti hnané části. Základními částmi spojky jsou: hnací, hnané a spojovací členy. Hnaný a hnací členy jsou uloženy na hnaných a hnacích hřídelích. Spojivčím členem pak bývají různé čepy, ozubení, pružiny, šrouby nebo taky magnetické pole, tření a kapalina. Materiály používané pro výrobu spojek jsou zejména oceli, oceli na odlitky nebo šedé litiny. [13]



Obr. 16.: Hřídelová spojka [4]

Zásady pro konstrukční návrh spojky [4]:

1. Z důvodu bezpečnosti, u rotačních tvarů spojky nesmí přecházet
2. Rozebíratelnost a lehkost
3. Umístění spojky co nejbližší k ložisku, z důvodu ochrany hřídele před ohybovým momentem
4. Rychloběžné spojky musí být obrobny

## 4.1 Rozdělení spojek

Nejčastějším rozdělení spojek je dle ČSN 02 6400, kde se spojky rozdělují podle způsobu, jakým je docílen přenos točivého momentu, a to do pěti hlavních skupin:

1. Spojky mechanicky ovládané
2. Spojky mechanicky neovládané
3. Spojky elektrické
4. Spojky magnetické
5. Spojky hydraulické

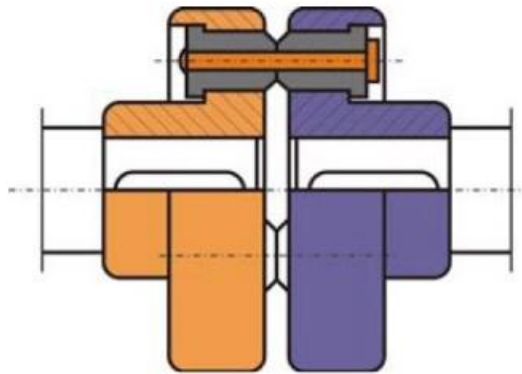
## 4.2 Pojistné spojky

Spojky pojistné patří do skupiny spojek mechanicky ovládaných. Jejich úkolem je přerušení spojení hřídelů v případech přetížení. Pojistné spojky dělíme na [13]:

- Spojky se střížnými prvky
- Spojky prokluzovací lamelové
- Spojky kuličkové vysmekávací

### 4.2.1 Spojka se střížným kolíkem

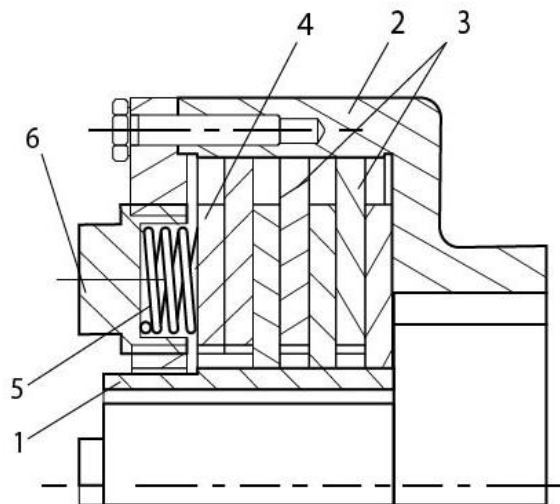
- Spojení hnací a hnané části je řešeno kolíkem nebo čepem, ten se v případě přetížení přestřihne a spojení se tím přeruší
- V případě přetížení a přerušení spojení je pak nutné kolík nebo čep vyměnit, to má za následek zkracování provozních časů
- Ocelový kolík nebo čep je vsazen do kalených pouzder, z důvodu ochrany materiálu spojky
- Využívá se pro přenos malých i velkých kroutících momentů [13]



Obr. 17.: Pojistná spojka se střížným kolíkem [13]

#### 4.2.2 Spojka prokluzovací lamelová

- Princip těchto spojek spočívá ve spojení hnané a hnací hřídele přes třecí plochy (kotouče), které jsou na sebe přitlačovány pomocí regulovatelných pružin
- Pojistným prvkem je zde skluz, v případě přetížení začnou třecí kotouče prokluzovat a dochází k přerušení spojení
- Požadavkem je mazání třecích ploch olejem a souosost hřídelí
- Využití nachází tam kde se počítá s častými krátkodobými přetíženími [13]

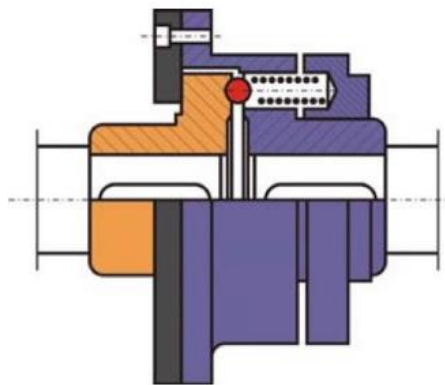


Obr. 18.: Prokluzovací lamelová pojistná spojka [13]



#### 4.2.3 Spojka kuličková vysmekávací

- Přenosným a pojistným prvkem jsou zde většinou kalené kuličky
- Pokud dojde k přetížení, překoná osová síla kuliček tlak pružiny a dochází k pootočení obou částí spojky
- Tlak pružin je regulovatelný
- Tento typ spojky je vhodný pro menší a střední kroutící momenty a je nenáročný na údržbu [13]



Obr. 19.: Spojka vysmekávací kuličková [13]

## 5 MAZÁNÍ

Všechna ozubená kola fungují efektivněji s mazáním a mají delší životnost.

Obecně se doporučuje lehký olej SAE 10 a obvyklá maziva jako silikonové a uhlovodíkové oleje, v některých případech je přijatelná i studená voda.

Za určitých podmínek lze ke snížení tření zubů použít suchá maziva, například disulfid molybdenu.

Aby se předešlo potížím, jako je opotřebení zubů a předčasné selhání, je třeba zvolit správné mazivo. [21]

### 5.1 Metody mazání

Obecně se používají tři způsoby mazání ozubených kol [21]:

- 1) Mazání mazivem (Grease lubrication)
- 2) Mazání rozstříkem, olejová lázeň (Splash lubrication)
- 3) Mazání s nuceným oběhem oleje (forced oil circulation lubrication)

Tab. 2.: Rozsah použití metody mazání pro čelní a kuželové soukolí [21]

No.	Lubrication	Range of Tangential Speed (m/s)						
		0	5	10	15	20	25	
1	Grease Lubrication	←— —→						
2	Splash Lubrication	←— —→						
3	Forced Circulation Lubrication	←— —→						

Tab. 3.: Rozsah použití metod mazání pro šnekové soukolí [21]

No.	Lubrication	Range of Sliding Speed (m/s)						
		0	5	10	15	20	25	
1	Grease Lubrication	←— —→						
2	Splash Lubrication	←— —→						
3	Forced Circulation Lubrication	←— —→						

#### 5.1.1 Mazání mazivem

Mazání mazivem je vhodné pro jakýkoli otevřený nebo uzavřený převodový systém, pokud pracuje při nízkých otáčkách. Existují tři hlavní body týkající se plastického maziva [21]:

- 1) Výběr maziva s vhodnou viskozitou. Mazivo s dobrou tekutostí je účinné zejména v uzavřeném systému.

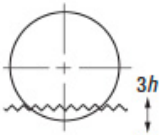
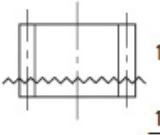
- 2) Není vhodné pro použití při vysokém zatížení a nepřetržitém provozu. Chladicí účinek maziva není tak dobrý jako u mazacího oleje.
- 3) Správné množství maziva. Pro práci musí být k dispozici dostatečné množství maziva. Příliš mnoho maziva však může být škodlivé, zejména v uzavřeném systému. Nadměrné množství maziva způsobuje rozrušení, viskózní odpor a vede ke ztrátě výkonu.

### 5.1.2 Mazání rozstříkem / olejové lázně

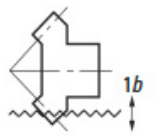
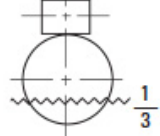
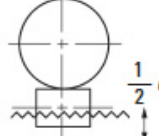
Mazání rozstříkem se používá u uzavřeného systému. Rotující ozubená kola rozstříkují mazivo na převodový systém a ložiska. Aby bylo účinné, musí obvodová rychlost soukolí dosahovat aspoň 3 m/s. Rozstříkové mazání má však několik problémů [21]:

- 1) Hladina oleje – Pokud je hladina oleje příliš vysoká, dochází k nadměrným ztrátám při míchání. Na druhou stranu, pokud je hladina příliš nízká, nedochází k účinnému mazání a chlazení převodů. V tabulce 4 jsou uvedeny vodící linie pro správnou hladinu oleje. Také je třeba sledovat hladinu oleje za provozu, na rozdíl od statické hladiny, protože hladina oleje klesá, když jsou převody v pohybu. Tomuto problému lze čelit zvýšením statické hladiny maziva nebo instalací olejové vany.
- 2) Omezení teploty – Teplota převodového systému se může zvyšovat v důsledku třecích ztrát způsobených ozubenými koly, ložisky a mícháním maziva. Zvyšující se teplota může způsobit problémy jako:
  - Snížení viskozity maziva.
  - Zrychlená degradace maziva.
  - Deformace skříně, ozubených kol a hřídelí.
  - Snížení vůle.

Tab. 4.: Doporučené hladiny oleje pro jednotlivá soukolí [21]

Types of Gears	Spur Gears and Helical Gears	
Gear Orientation	Horizontal Shaft	Vertical Shaft
Oil level		
Level 0		

Types of Gears	Bevel Gears	Worm Gears	
Gear Orientation	Horizontal Shaft	Worm Above	Worm Below
Oil level			
Level 0			

### 5.1.3 Mazání s nuceným oběhem oleje

Mazání s nucenou cirkulací přivádí mazivo do kontaktní části zubů pomocí olejového čerpadla. Metody rozdělujeme na:

- 1) Kapková metoda – k nasátí maziva se používá olejové čerpadlo, které jej pak prostřednictvím přívodní trubky přímo nakape na kontaktní část ozubených kol.
- 2) Metoda sprejem – k rozprašování maziva přímo na styčnou plochu ozubených kol se používá olejové čerpadlo.
- 3) Metoda olejové mlhy – mazivo se smíchá se stlačeným vzduchem a vytvoří se olejová mlha, která se rozstříkuje na styčné plochy ozubených kol. Tato metoda je vhodná zejména pro vysokorychlostní převody.

V tomto systému je zapotřebí olejová nádrž, čerpadlo, filtr, potrubí a další zařízení. Proto se používá pouze pro speciální vysokorychlostní nebo velké převodovky. Filtrováním a chlazením cirkulujícího maziva lze udržet správnou viskozitu a čistotu. Tento způsob je považován za nejlepší způsob mazání převodovek.

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 6 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cíl mojí bakalářské práce spočívá ve vypracování návrhu pohonu výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou. Přenos výkonu z elektromotoru do převodovky je řešen pomocí řemenového převodu. Převodovka je složena ze dvou převodů, a to ze šnekového soukolí a soukolí čelního s přímými zuby.

Zadané hodnoty:

Celkový převodový poměr

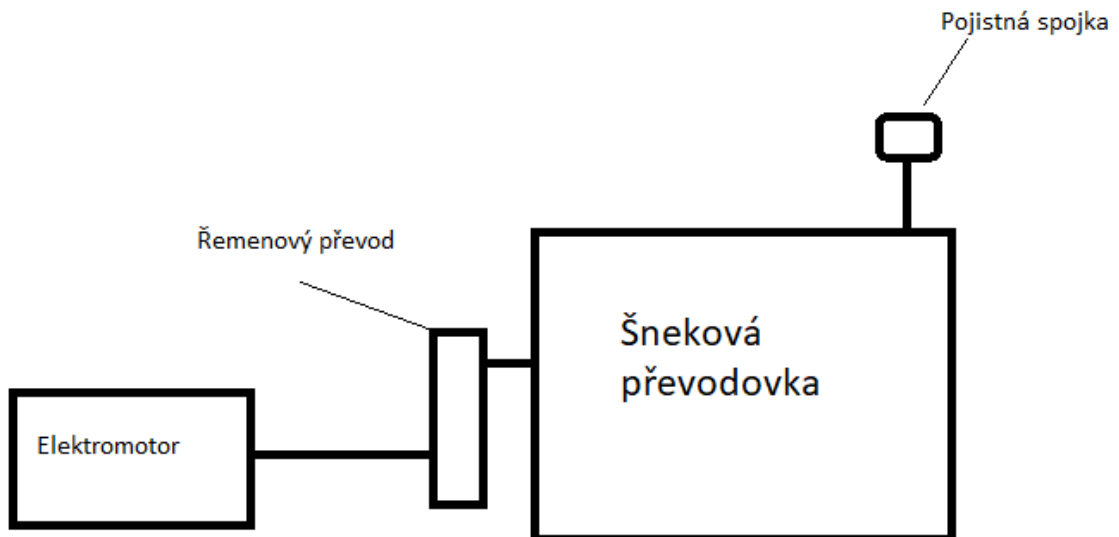
$$i_c = 160$$

Výstupní výkon

$$P_5 = 10 \text{ kW}$$

Výstupní otáčky

$$n_5 = 25 \text{ ot/min}$$



## 7 DIMEZOVÁNÍ ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

### 7.1 Volba motoru

Pro svoji práci jsem si musel vybrat elektromotor. Při výběru elektromotoru jsem využil siemens katalogu [15] pro trojfázové dvoupólové asynchronní motory. Konkrétně jsem tedy zvolil motor s označením 1LE1003-1DA3 a s účinností IE3 a parametry:

Výkon elektromotoru	$P_m = 15 \text{ kW}$
Rychlost elektromotoru	$n_0 = 2960 \text{ ot/min}$
Kroutící moment elektromotoru	$Mk_0 = 48,40 \text{ N} \cdot \text{m}$
Účinnost elektromotoru	$\eta_{IE3} = 0,919$

Mnou zvolené parametry:

Životnost ložisek	$L_h = 50\,000 \text{ hodin}$
Účinnost ozubení	$\eta = 0,9$

Hodnotu účinnosti jsem vyhledal v souboru [16].

Reálný výkon elektromotoru je pak:

$$P_o = P_m \cdot \eta_{IE3} = 15\,000 \cdot 0,919 = 13\,785 \text{ W}$$

### 7.2 Řemenový převod

Výpočet jmenovitého výkonu:

Prvně musím stanovit jmenovitý výkon.

Z tabulek [2] volím součinitel provozního zatížení  $c_2 = 1,2$

$$P_j = P_o \cdot c_2 = 13\,785 \cdot 1,2 = 16\,542 \text{ W}$$

→ Na základě jmenovitého výkonu a otáček malé řemenice volím řemen typu SPA dle [2].

#### 7.2.1 Přepočítání otáček a volba převodových poměrů jednotlivých soukolí

Celkový převodový poměr  $i_c = 160$

Volím  $i_{1,2} = 40$  a  $i_{3,4} = 4$

Výstupní otáčky:

$$n_5 = 25 \text{ ot/min}$$

Přepočet jednotlivých otáček:

$$n_{3,4} = n_5 \cdot i_{3,4} = 25 \cdot 4 = 100 \text{ ot/min}$$

$$n_{1,2} = n_{3,4} \cdot i_{1,2} = 100 \cdot 40 = 4000 \text{ ot/min}$$

Stanovení převodového poměru řemenového převodu:

$$i_{0,1} = \frac{n_0}{n_{1,2}} = \frac{2960}{4000} = 0,74$$

### 7.2.2 Průměry velké a malé řemenice

Z tabulek [2] volím, na základě otáček a jmenovitého výkonu, průměr malé řemenice

$$d_p = 140 \text{ mm.}$$

$$i_{0,1} = \frac{d_p}{D_p} \rightarrow D_p = \frac{d_p}{i_{0,1}} = \frac{140}{0,74} = 189,2 \text{ mm}$$

→ Velký průměr řemenice  $D_p$  volím 190 mm dle katalogu [17].

### 7.2.3 Výpočet a volba řemenu

Výpočet obvodové rychlosti:

$$v = \frac{d_p \cdot n_{1,2}}{19\,100} = \frac{140 \cdot 4000}{19\,100} = 29,32 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Osová vzdálenost řemenic:

$$0,7(D_p + d_p) < A < 2(D_p + d_p)$$

$$0,7(190 + 140) < A < 2(190 + 140)$$

$$231 < A < 660$$

→ Osovou vzdálenost volím  $A = 450 \text{ mm}$ .



Výpočet délky klínového řemene:

$$L_p \approx 2A + 1,57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4A}$$

$$L_p \approx 2 \cdot 450 + 1,57(190 + 140) + \frac{(190 - 140)^2}{4 \cdot 450}$$

$$L_p \approx 1\,420 \text{ mm}$$

→ Dle [2] volím délku klínového řemene  $L_p = 1\,400 \text{ mm}$

Výpočet reálné osové vzdálenosti řemene:

$$A \approx p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$A \approx 220,31 + \sqrt{220,31^2 - 312,5}$$

$$A \approx 439,9 \text{ mm}$$

kde:

$$p = 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p) = 0,25 \cdot 1400 - 0,393(140 + 190) = 220,31 \text{ mm}$$

$$q = 0,125(D_p - d_p)^2 = 0,125(190 - 140)^2 = 312,5 \text{ mm}$$

Úhel opásání malé řemenice:

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_p - d_p}{A} = 173,18^\circ$$

Úhel opásání velké řemenice:

$$\beta_{Dp} = 360^\circ - \beta = 360^\circ - 173,18^\circ = 186,82^\circ$$

Stanovení a volba počtu řemenů:

$$z = \frac{P_j}{P_r \cdot c_3 \cdot c_1} = \frac{16\,542}{8\,270 \cdot 0,99 \cdot 0,91} = 2,22$$

→ volím  $z = 3$

→ součinitel úhlu opásání volím  $c_1 = 0,99$  dle [2]

→ součinitel délky klínového řemene volím  $c_3 = 0,91$  dle [2]

→ výkon přenášený jedním klínovým řemenem volím  $P_r = 8,27 \text{ kW}$  dle [2]

→ výsledný řemen volím dle vypočítaných hodnot **SPA – 1413 L<sub>a</sub> ČSN 02 3112 – 3ks**

Ohybová frekvence:

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 29,32}{1400} = 41,89 \text{ s}^{-1}$$

Stanovení ohybové síly:

$$F_{oř} = \frac{102 \cdot P_j \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 16,542 \cdot 9,81}{29,32} = 564,54 \text{ N}$$

Stanovení pracovního předpětí řemene:

$$F_u = 1,75 \cdot F = 1,75 \cdot 564,54 = 988 \text{ N}$$

Meze seřízení osové vzdálenosti:

$$x \geq 0,03L_p$$

$$x \geq 0,03 \cdot 1400$$

$$x \geq 42 \text{ mm}$$

$$y \geq 0,015L_p$$

$$y \geq 0,015 \cdot 1400$$

$$y \geq 21 \text{ mm}$$

## 8 PŘEVODOVKA

### 8.1 Přepočty výkonů a kroutících momentů

Výkony na jednotlivých soukolích:

$$P_{1,2} = P_j = 16\,542\, W$$

$$P_{3,4} = P_{1,2} \cdot \eta = 16\,542 \cdot 0,9 = 14\,887,8\, W$$

$$P_5 = P_{3,4} \cdot \eta = 14\,887,8 \cdot 0,9 = 13\,399\, W$$

Kroutící momenty jednotlivých hřídelí:

$$M_{k1,2} = \frac{P_{1,2} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{1,2}} = \frac{16\,542 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 4000} \cdot 1000 = 39\,491\, N \cdot mm$$

$$M_{k3,4} = \frac{P_{3,4} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{3,4}} = \frac{14\,887,8 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 100} \cdot 1000 = 1\,421\,680\, N \cdot mm$$

$$M_{k5} = \frac{P_5 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_5} = \frac{13\,399 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 25} \cdot 1000 = 5\,118\,041\, N \cdot mm$$

### 8.2 Šnekové soukolí

#### 8.2.1 Výpočet parametrů šnekového soukolí

Počet zubů šnekového kola:

Nejdříve bylo nutné zvolit počet zubů šneku, ten jsem volil na základě úhlu záběru a převodového poměru (Obr. 11.), volím  $z_1 = 1$

$$z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 40 \cdot 1 = 40$$

Stanovení modulu šnekového soukolí:

$$m_{n1,2} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{k1,2} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_z}{\pi \cdot \psi_m \cdot c_1 \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 39\,491 \cdot 0,9 \cdot 0,75}{\pi \cdot 8 \cdot 3 \cdot 1}} = 8,91\, mm$$

→ parametry volím  $\psi_m = 8, c_1 = 3\, MPa, \eta_{11} = 0,9, \eta_z = 0,75$ .

→ volím modul  $m_{n1,2} = 10\, mm$  ČSN 01 4608 dle [2].

Úhel záběru:

$$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$$

Výpočet úhlu stoupání šroubovice:

$$\tan \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{10} = 0,1$$
$$\rightarrow \gamma = 5,7^\circ$$

→ dle [2] volím  $q = 10$

Normálová rozteč:

$$p_n = \pi \cdot m_{n1,2} = \pi \cdot 10 = 31,42 \text{ mm}$$

Osový modulu:

$$m_{x1,2} = \frac{m_{n1,2}}{\cos \gamma} = \frac{10}{\cos 5,7} = 10,05 \text{ mm}$$

Úhel záběru osového řezu:

$$\tan \alpha_x = \frac{\tan \alpha}{\cos \gamma} = \frac{\tan 20}{\cos 5,7} = 0,365$$
$$\rightarrow \alpha_x = 20,1^\circ$$

Osová rozteče:

$$p_x = \pi \cdot m_{x1,2} = \pi \cdot 10,05 = 31,57 \text{ mm}$$

Stoupání šroubovice:

$$L = p_x \cdot z_1 = 31,57 \cdot 1 = 31,57 \text{ mm}$$

Stanovení minimální délky šneku:

$$l_{min} = 2 \cdot m_{x1,2} \cdot (1 + \sqrt{z_2}) = 2 \cdot 10,05 \cdot (1 + \sqrt{40}) = 147,22 \text{ mm}$$

→ délku šneku volím  $l = 180 \text{ mm}$ .

Průměr roztečné kružnice šneku:

$$d_1 = \frac{m_{x1,2} \cdot z_1}{\tan \gamma} = \frac{10,05 \cdot 1}{\tan 5,7} = 100,7 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice šnekového kola:

$$d_2 = m_{x1,2} \cdot z_2 = 10,05 \cdot 40 = 402 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{(100,7 + 402)}{2} = 251,35 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_{n1,2} = 10 \text{ mm}$$

Hlavová vůle:

$$c_a = 0,2 \cdot m_{n1,2} = 0,2 \cdot 10 = 2 \text{ mm}$$

Hloubka paty zubu:

$$h_f = m_{n1,2} + c_a = 10 + 2 = 12 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 10 + 12 = 22 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice šneku:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 100,7 + 20 = 120,7 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice šnekového kola:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 402 + 20 = 422 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice šneku:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 100,7 - 24 = 76,7 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice šnekového kola:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 402 - 24 = 378 \text{ mm}$$

Délka šroubovice:

$$b_1 \approx (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 10 = 134 \text{ mm}$$

Šířka věnce:

$$b_2 \approx 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_2 = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{10}\right) \cdot 402 = 361,8 \text{ mm}$$

### 8.2.2 Silové poměry ve šnekovém soukolí

Stanovení axiální síly šnekového kola/obvodové síly šneku:

$$F_{o1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot M_{k1,2}}{d_1} = \frac{2 \cdot 39\,491}{100,7} = 784,33 \text{ N}$$

Stanovení skluzové rychlosti:

$$v_k = \frac{v_{\text{šneku}}}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot n_{1,2} \cdot d_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot \frac{4000}{60} \cdot 0,1007}{\cos 5,7} = 21,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

→ na základě skluzové rychlosti volím součinitel tření  $f = 0,015$  dle [3].

Třecí úhel:

$$\tan \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} = \frac{0,015}{\cos 20} = 0,016$$

$$\rightarrow \varphi' = 0,91^\circ$$

Stanovení axiální síly šneku /obvodové síly šnekového kola:

$$F_{a1} = F_{o2} = \frac{F_{o1}}{\tan(\gamma + \varphi')} = \frac{784,33}{\tan(5,7 + 0,91)} = 6\,768,42 \text{ N}$$

Stanovení radiální síly šnekového kola/šneku:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{o1} \cdot \frac{\tan \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')} = 784,33 \cdot \frac{\tan 20 \cdot \cos 0,91}{\sin(5,7 + 0,91)} = 2\,479,7 \text{ N}$$

Stanovení výsledných sil šnekového soukolí:

$$F_{v1} = \sqrt{F_{o1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{784,33^2 + 2479,7^2} = 2\,600,8 \text{ N}$$

$$F_{v2} = \sqrt{F_{o2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{6768,42^2 + 2479,7^2} = 7\,208,4 \text{ N}$$

### 8.2.3 Volba materiálů šnekového soukolí

Pro šnek volím materiál ocel 12 020 (1.1141)

→ parametry volím dle [2]:  $k_{o1} = 260 \text{ MPa}$

$$k_{d1} = 30 \text{ MPa}$$

$$r_{o1} = 0,16$$

$$r_{d1} = 0,14$$

$$x_o = 1$$

$$x_d = 1$$

Pro šnekové kolo volím materiál bronz CuSn12 (42 3123)

→ parametry volím [2]:  $k_{o2} = 60 \text{ MPa}$

$$k_{d2} = 7 \text{ MPa}$$

$$r_{o2} = 0,36$$

$$r_{d2} = 0,34$$

$$x_o = 1$$

$$x_d = 1$$

### 8.2.4 Kontrola šnekového soukolí na ohyb

Stanovení dovolených sil:

$$\cos \psi^\circ = \frac{d_{a1} - 2 \cdot m_{n1,2}}{d_{a1}} = \frac{120,7 - 2 \cdot 10}{120,7} = 0,8343$$

$$\rightarrow \psi^\circ = 33,457^\circ$$

$$\text{arc } \psi = \psi^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 33,457 \cdot \frac{\pi}{180} = 0,584$$

$$b_o = \text{arc } \psi \cdot (d_{a1} + 2 \cdot 0,25 \cdot m) = 0,584 \cdot (120,7 + 0,5 \cdot 10) = 73,4 \text{ mm}$$

$$F_{d11} = \frac{m_{n1,2} \cdot b_o \cdot k_{o1} \cdot r_{o1}}{x_o} = \frac{10 \cdot 73,4 \cdot 260 \cdot 0,16}{1} = 30\,534,4 \text{ N}$$

$$F_{d12} = \frac{m_{n1,2} \cdot b_o \cdot k_{o2} \cdot r_{o2}}{x_o} = \frac{10 \cdot 73,4 \cdot 60 \cdot 0,36}{1} = 15\,874,4 \text{ N}$$

$$F_{d11} > F_{v1}$$

$$F_{d12} > F_{v2}$$

→ Určuji, že soukolí na ohyb vyhovuje

### 8.2.5 Kontrola šnekového soukolí na otláčení

Stanovení dovolených sil:

$$b_d = d_{a1} \cdot \sin \psi^\circ = 120,7 \cdot \sin 33,457 = 66,54 \text{ mm}$$

$$F_{d21} = \frac{d_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{d1} \cdot r_{d1}}{x_d} = \frac{402^{0,8} \cdot 66,54 \cdot 30 \cdot 0,14}{1} = 33\,862 \text{ N}$$

$$F_{d22} = \frac{d_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{d2} \cdot r_{d2}}{x_d} = \frac{402^{0,8} \cdot 66,54 \cdot 7 \cdot 0,34}{1} = 19\,188,5 \text{ N}$$

$$F_{d21} > F_{v1}$$

$$F_{d22} > F_{v2}$$

→ Určuji, že soukolí na otláčení vyhovuje



## 8.3 Čelní soukolí

### 8.3.1 Výpočet čelního soukolí

Počet zubů pastorku:

→ volím  $z_3 = 18$

Přepočet počtu zubů spolu zabírajícího kola:

$$i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$\rightarrow z_4 = i_{3,4} \cdot z_3 = 4 \cdot 18 = 72$$

Výpočet modulu čelního soukolí:

$$m_{3,4} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{k3,4}}{\psi \cdot c \cdot z_3}} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{1\,421\,680}{25 \cdot 8 \cdot 18}} = 6,31 \text{ mm}$$

→ součinitel přesnosti ozubení volím  $\psi = 25$  a materiálový součinitel  $c = 8 \text{ MPa}$ , dle [4]

→ volím modul  $m_{3,4} = 8 \text{ mm}$ , dle [3]

Hlava zubu:

$$h_a = m_{3,4} = 8 \text{ mm}$$

Pata zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_{3,4} = 10 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 8 + 10 = 18 \text{ mm}$$

Rozteč zubů:

$$p = \pi \cdot m_{3,4} = \pi \cdot 8 = 25,13 \text{ mm}$$

Šířka ozubení soukolí:

$$b = \psi \cdot m_{3,4} = 25 \cdot 8 = 200 \text{ mm}$$

Úhel záběru:

$$\alpha = 20^\circ$$

Průměr roztečné kružnice pastorku:

$$d_3 = m_{3,4} \cdot z_3 = 8 \cdot 18 = 144 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice spolu zabírajícího kola:

$$d_4 = m_{3,4} \cdot z_4 = 8 \cdot 72 = 576 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice pastorku:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_a = 144 + 2 \cdot 8 = 160 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice spolu zabírajícího kola:

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_a = 576 + 2 \cdot 8 = 592 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice pastorku:

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_f = 144 - 2 \cdot 10 = 124 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice spolu zabírajícího kola:

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_f = 576 - 2 \cdot 10 = 556 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{(144 + 576)}{2} = 360 \text{ mm}$$

### 8.3.2 Silové poměry v ozubení čelního soukolí

Stanovení obvodové síly pastorku:

$$F_{03} = \frac{2 \cdot M_{k3,4}}{d_3} = \frac{2 \cdot 1\,421\,680}{144} = 19\,745,5 \text{ N}$$

Stanovení obvodové síly spolu zabírajícího kola:

$$F_{04} = \frac{2 \cdot M_{k5}}{d_4} = \frac{2 \cdot 5\,118\,041}{576} = 17\,771 \text{ N}$$

### 8.3.3 Materiály čelního soukolí

Pro pastorek volím materiál 14 120 (15Cr2)

→ parametry volím dle [2]:  $\sigma_{o3} = 245 \text{ MPa}$

$$\sigma_{d3} = 32 \text{ MPa}$$

$$r_{o3} = 0,36$$

$$r_{d3} = 0,34$$

$$y_{o3} = 6,7$$

$$y_{d3} = 1,9$$

Pro spolu zabírající kolo volím materiál 11 600 (E335)

→ parametry volím [2]:  $\sigma_{o4} = 90 \text{ MPa}$

$$\sigma_{d4} = 28 \text{ MPa}$$

$$r_{o4} = 0,45$$

$$r_{d4} = 0,4$$

$$y_{o4} = 3,6$$

$$y_{d4} = 0,55$$

### 8.3.4 Kontrola čelního soukolí na otláčení a ohyb

Kontrola soukolí na otláčení:

$$U = \left(\frac{m_{3,4}}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{8}{10}\right)^{0,2} = 0,956$$

$$c_{d3} = \frac{\sigma_{d3} \cdot r_{d3}}{U \cdot y_{d3}} = \frac{32 \cdot 0,34}{U \cdot 1,9} = 5,99 \text{ MPa}$$

$$c_{d4} = \frac{\sigma_{d4} \cdot r_{d4}}{U \cdot y_{d4}} = \frac{28 \cdot 0,4}{U \cdot 0,55} = 21,3 \text{ MPa}$$

Kontrola soukolí na ohyb:

$$c_{o3} = \frac{\sigma_{o3} \cdot r_{o3}}{y_{o3}} = \frac{245 \cdot 0,36}{6,7} = 13,16 \text{ MPa}$$

$$c_{o4} = \frac{\sigma_{o4} \cdot r_{o4}}{y_{o4}} = \frac{90 \cdot 0,45}{3,6} = 11,25 \text{ MPa}$$

Stanovení dovoleného zatížení:

$$F_{dov} = c_{min} \cdot \psi \cdot \pi \cdot m_{3,4}^2 = 5,99 \cdot 25 \cdot \pi \cdot 8^2 = 30\,109 \text{ N}$$

$$F_{o3} < F_{dov}$$

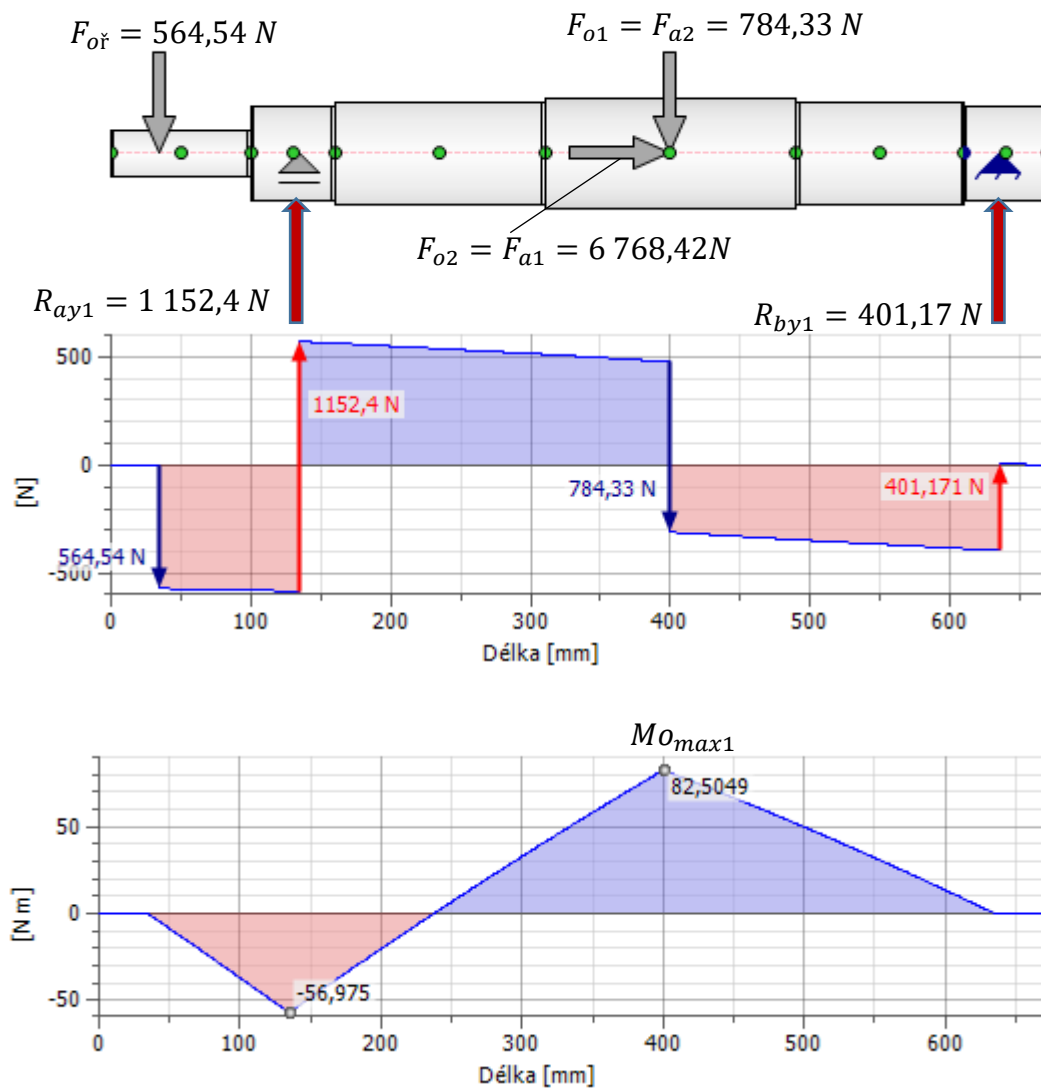
$$F_{o4} < F_{dov}$$

→ Určuji, že soukolí vyhovuje jak na otláčení, tak i na ohyb

## 8.4 Návrh hřídelí

### 8.4.1 Návrh hnací hřídele

Průběhy byly získány za pomoci programu Autodesk Inventor Professional 2023.



Obr. 20.: Průběhy ohybových a silových momentů na šnekové hřídeli

Hodnoty z analýzy:

$$R_{ay1} = 1152,4 \text{ N}$$

$$R_{by1} = 401,17 \text{ N}$$

$$M_{o_{max1}} = 82505 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

### 8.4.2 Stanovení minimálního průměru hřídele

$$M_{o_{red1}} = \sqrt{M_{o_{max1}}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{82\,505^2 + 0,75 \cdot 39\,491^2} = 89\,312,54 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{1min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{red1}}}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 89\,312,54}{\pi \cdot 115}} = 19,92 \text{ mm}$$

→ průměr konce hřídele volím  $d_1 = 35 \text{ mm}$  dle [2]

### 8.4.3 Návrh pera pod řemenicí

Kontrola pera na stříh:

$$\tau_s = \frac{M_{k1,2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 39\,491}{\pi \cdot 35^3} = 4,7 \text{ MPa}$$

Výpočet délky pera:

$$F_{0p} = \frac{2 \cdot M_{k1,2}}{d} = \frac{2 \cdot 39\,491}{35} = 2\,256,6 \text{ N}$$

$$l \geq \frac{F_{0p}}{t_1 \cdot p_D} = \frac{2256,6}{3,3 \cdot 115} = 5,94 \text{ mm}$$

→ volím  $p_D = 115 \text{ MPa}$

→ délku pera volím  $l = 40 \text{ mm}$  dle [2]

→ dle [2] volím **PERO 10e7 x 8 x 40 ČSN 02 2562**

### 8.4.4 Návrh ložisek na hnací hřídeli

$$L_{10} = \frac{\frac{n_{1,2}}{60} \cdot 3600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{66,7 \cdot 3600 \cdot 50\,000}{10^6} = 12\,006 \text{ mil. otáček}$$

$$C = F_r \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 1\,152,4 \cdot \sqrt[3]{12\,006} = 26\,387,8 \text{ N}$$

→  $F_r = R_{ay1} = 1\,152,4 \text{ N}$

Volím **LOŽISKO 32314 ISO 355** dle [2]

Hodnoty ložiska:

$$d = 70 \text{ mm}, D = 150 \text{ mm}, B = 51, C = 183\,000 \text{ N}, C_0 = 176\,000 \text{ N}$$

$$F_r = 1\,152,4 \text{ N}, F_a = 6\,768,42 \text{ N}$$

$$e = 0,4 \cdot \tan \alpha = 0,4 \cdot \tan 20 = 0,146$$

$$e < \frac{F_a}{F_r} = \frac{6\,768,42}{1\,152,4} = 5,87$$

$$\rightarrow X = 0,4 \text{ a } Y = 0,4 \cdot \cot \alpha$$

Zatížení ložiska:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 1\,152,4 + 0,4 \cdot \cot 20 \cdot 6\,768,42 = 7\,900 \text{ N}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot \frac{n_{1,2}}{60} \cdot 3,6}{1000}} = 7\,900 \cdot \sqrt[3]{\frac{50\,000 \cdot \frac{4000}{60} \cdot 3,6}{1000}} = 180\,895 \text{ N}$$

$$C_v < C$$

→ **Ložisko vyhovuje**

Maximální počet otáček:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{183\,000}{7\,900}\right)^{\frac{10}{3}} = 35\,433 \text{ mil. otáček}$$

$$L_{10} > 12\,006 \text{ mil. otáček}$$

→ **Ložisko vyhovuje**

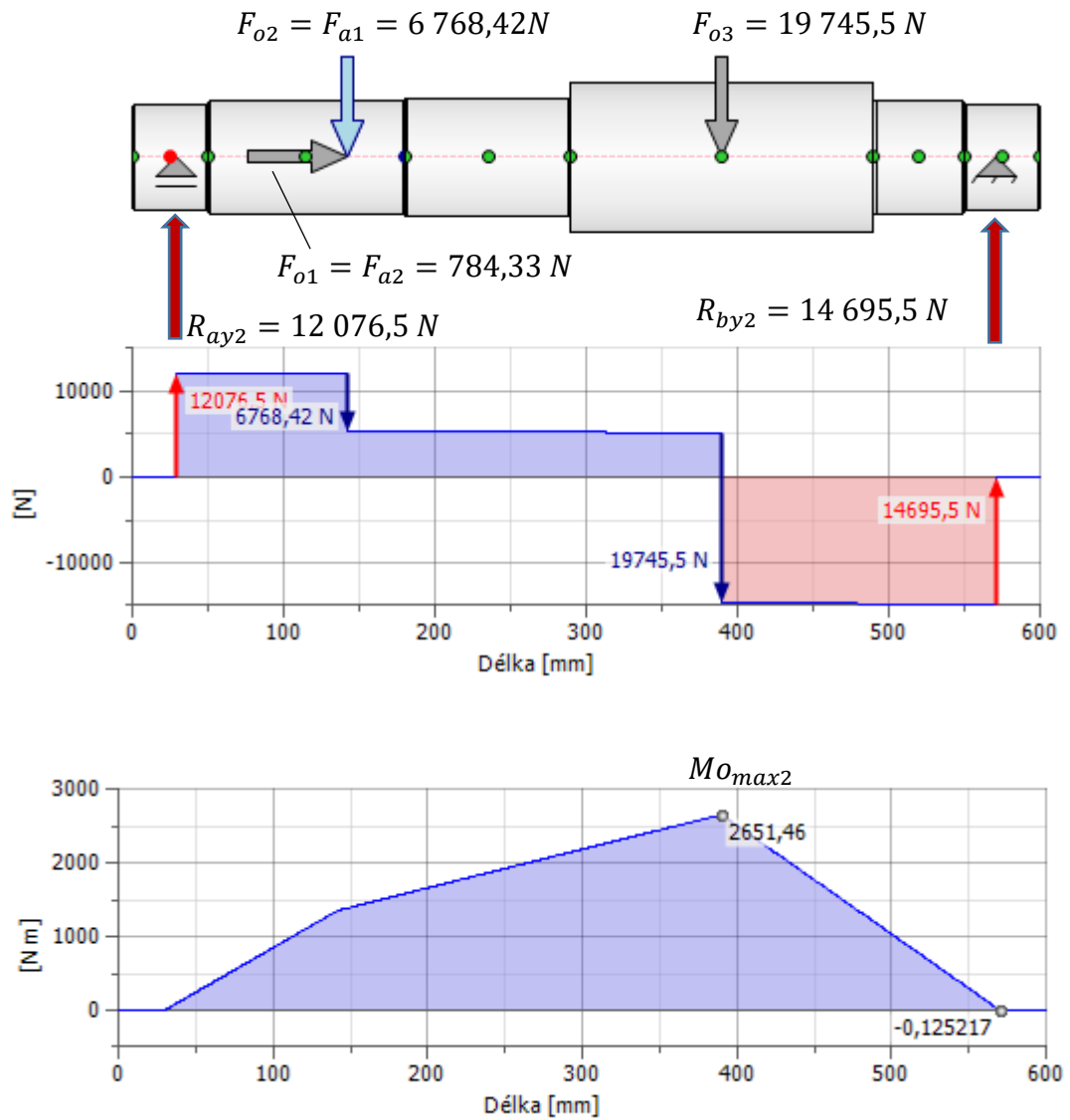
Trvanlivost ložiska:

$$L_H = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{\frac{n_{1,2}}{60} \cdot 3\,600} = \frac{35\,433 \cdot 10^6}{66,67 \cdot 3\,600} = 147\,630 \text{ hodin}$$

$$L_H > 50\,000 \text{ hod.}$$

→ **Ložisko vyhovuje**

## 8.4.5 Návrh předlokové hřídele



Obr. 21.: Průběhy sil a ohybových momentů na předlokové hřídeli

Hodnoty z analýzy:

$$R_{ay2} = 12\,076,5\text{ N}$$

$$R_{by2} = 14\,695,5\text{ N}$$

$$M_{o_{max2}} = 2\,651\,460\text{ N} \cdot \text{mm}$$

#### 8.4.6 Stanovení minimálního průměru hřídele

$$M_{ored2} = \sqrt{M_{max2}^2 + 0,75 \cdot M_{k3,4}^2} = \sqrt{2\,651\,460^2 + 0,75 \cdot 1\,421\,680^2}$$

$$= 2\,923\,374 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{2min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored2}}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2\,835\,286}{\pi \cdot 115}} = 63,73 \text{ mm}$$

→ minimální průměr hřídele volím  $d_2 = 70 \text{ mm}$

#### 8.4.7 Návrh pera pod šnekovým kolem

Průměr pod šnekovým kolem volím  $d = 75 \text{ mm}$

Kontrola pera na střih:

$$\tau_s = \frac{M_{k3,4}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 1\,421\,680}{\pi \cdot 75^3} = 17,16 \text{ MPa}$$

Délka pera:

$$F_{0p} = \frac{2 \cdot M_{k3,4}}{d} = \frac{2 \cdot 1\,421\,680}{75} = 37\,911 \text{ N}$$

$$l \geq \frac{F_{0p}}{t_1 \cdot p_D} = \frac{40\,620}{4,6 \cdot 115} = 82,42 \text{ mm}$$

→ volím  $p_D = 115 \text{ MPa}$

→ dle [2] volím **PERO 20e7 x 12 x 56 ČSN 02 2562 – 2ks**

#### 8.4.8 Návrh ložisek na předloňové hřídeli

$$L_{10} = \frac{\frac{n_{3,4}}{60} \cdot 3600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{1,67 \cdot 3600 \cdot 50\,000}{10^6} = 300 \text{ mil. otáček}$$

$$C = F_r \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 14\,695,5 \cdot \sqrt[3]{300} = 98\,376 \text{ N}$$

→  $F_r = R_{by2} = 14\,695,5 \text{ N}$



Volím kuličkové jednořadé **LOŽISKO 6414 ČSN 02 4630** dle [2]

Hodnoty ložiska:

$$d = 70 \text{ mm}, D = 180 \text{ mm}, B = 42, C = 110\,000 \text{ N}, C_0 = 104\,000 \text{ N}$$

$$F_r = 14\,695,5 \text{ N}, F_a = 784,33 \text{ N}$$

$$e = 0,4 \cdot \tan \alpha = 0,4 \cdot \tan 15 = 0,4$$

$$e < \frac{F_a}{F_r} = \frac{784,33}{14\,695,5} = 0,05$$

$$\rightarrow X = 1 \text{ a } Y = 0$$

Zatížení ložiska:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 14\,695,5 + 0 \cdot 784,33 = 14\,695,5 \text{ N}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot \frac{n_{3,4}}{60} \cdot 3,6}{1000}} = 14\,695,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{50\,000 \cdot \frac{100}{60} \cdot 3,6}{1000}} = 98\,376 \text{ N}$$

$$C_v < C$$

→ **Ložisko vyhovuje**

Maximální počet otáček:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{110\,000}{14\,695,5}\right)^{\frac{10}{3}} = 820 \text{ mil. otáček}$$

$$L_{10} > 300 \text{ mil. otáček}$$

→ **Ložisko vyhovuje**

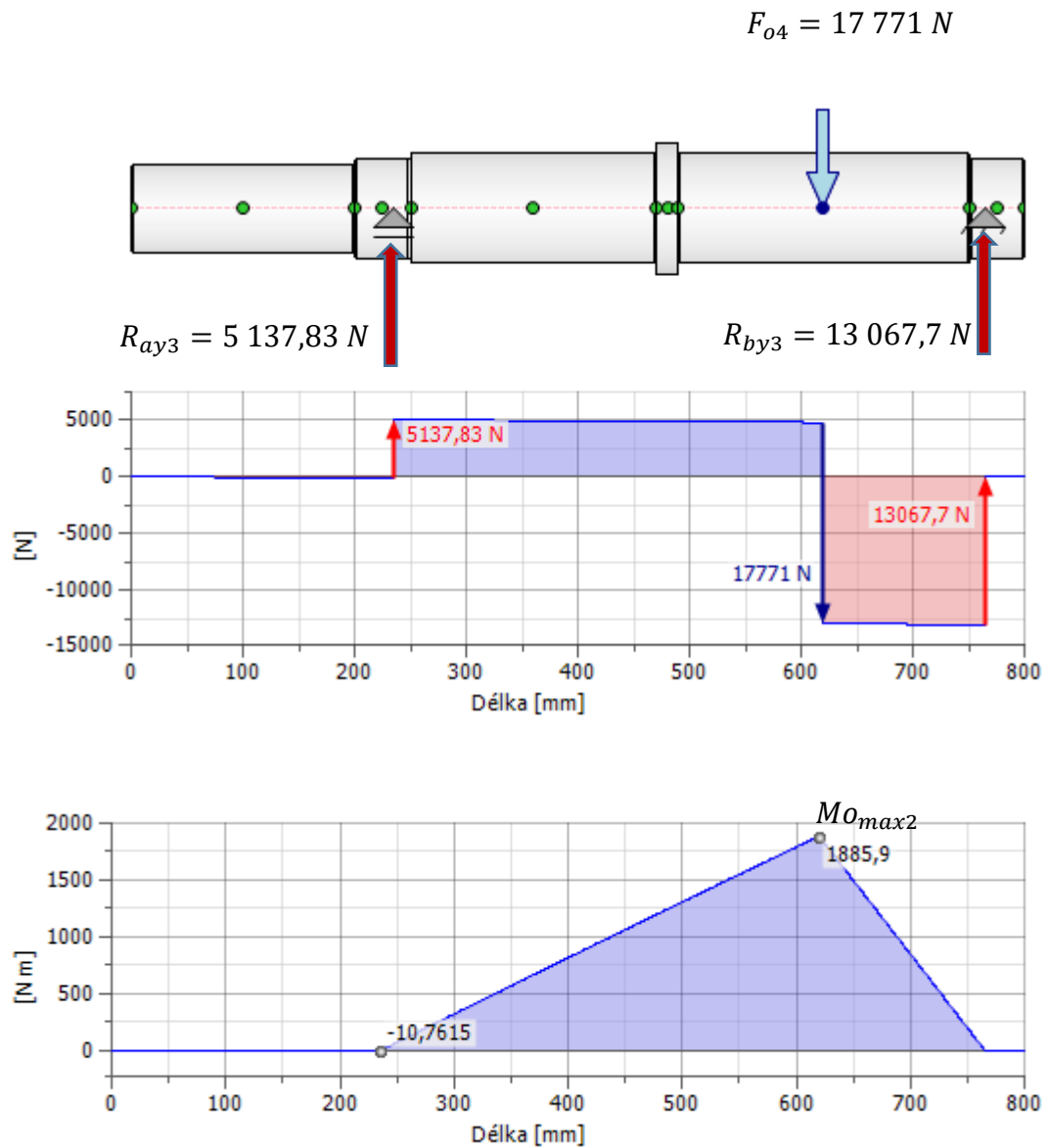
Trvanlivost ložiska:

$$L_H = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{\frac{n_{3,4}}{60} \cdot 3\,600} = \frac{820 \cdot 10^6}{1,67 \cdot 3\,600} = 136\,461 \text{ hodin}$$

$$L_H > 50\,000 \text{ hod.}$$

→ **Ložisko vyhovuje**

## 8.4.9 Návrh hnané hřídele



Obr. 22.: Průběhy sil a ohybových momentů na hnané hřídeli

Hodnoty z analýzy:

$$R_{ay3} = 5\,137,83\,N$$

$$R_{by3} = 13\,067,7\,N$$

$$M_{o_{max3}} = 1\,885\,900\,N \cdot mm$$

#### 8.4.10 Stanovení minimálního průměru hřídele

$$M_{ored3} = \sqrt{M_{max3}^2 + 0,75 \cdot M_{k5}^2} = \sqrt{1\,885\,900^2 + 0,75 \cdot 5\,118\,041^2}$$

$$= 4\,816\,884 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{3min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored3}}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4\,816\,884}{\pi \cdot 115}} = 75,28 \text{ mm}$$

→ minimální průměr hřídele volím  $d_3 = 90 \text{ mm}$

#### 8.4.11 Návrh pera pod ozubeným kolem

Průměr pod ozubeným kolem volím  $d = 100 \text{ mm}$

Kontrola pera na střih:

$$\tau_s = \frac{M_{k5}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 5\,118\,041}{\pi \cdot 100^3} = 26,06 \text{ MPa}$$

Výpočet délky pera:

$$F_{0p} = \frac{2 \cdot M_{k5}}{d} = \frac{2 \cdot 5\,118\,041}{100} = 102\,360 \text{ N}$$

$$l \geq \frac{F_{0p}}{t_1 \cdot p_D} = \frac{102\,360}{6,1 \cdot 115} = 145,9 \text{ mm}$$

→ volím  $p_D = 115 \text{ MPa}$

→ dle [2] volím **PERO 28e7 x 16 x 80 ČSN 02 2562 – 3ks**

#### 8.4.12 Návrh ložisek na předloňové hřídeli

$$L_{10} = \frac{\frac{n_5}{60} \cdot 3600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{0,417 \cdot 3600 \cdot 50\,000}{10^6} = 75,06 \text{ mil. otáček}$$

$$C = F_r \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 13\,067,7 \cdot \sqrt[3]{75,06} = 55\,123 \text{ N}$$

→  $F_r = R_{by3} = 13\,067,7 \text{ N}$

Volím kuličkové jednořadé **LOŽISKO 6218 ČSN 02 4630** dle [2]

Hodnoty ložiska:

$$d = 90 \text{ mm}, D = 160 \text{ mm}, B = 30, C = 73\,500 \text{ N}, C_0 = 60\,000 \text{ N}$$

$$F_r = 13\,067,7 \text{ N}, F_a = 0 \text{ N}$$

$$e = 0,4$$

$$e < \frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{13\,067,7} = 0$$

$$\rightarrow X = 1 \text{ a } Y = 0$$

Zatížení ložiska:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 13\,067,7 + 0 \cdot 0 = 13\,067,7 \text{ N}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot \frac{n_5}{60} \cdot 3,6}{1000}} = 13\,067,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{50\,000 \cdot \frac{25}{60} \cdot 3,6}{1000}} = 55\,123 \text{ N}$$

$$C_v < C$$

→ **Ložisko vyhovuje**

Maximální počet otáček:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{73\,500}{13\,067,7}\right)^{\frac{10}{3}} = 316,44 \text{ mil. otáček}$$

$$L_{10} > 75,06 \text{ mil. otáček}$$

→ **Ložisko vyhovuje**

Trvanlivost ložiska:

$$L_H = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{\frac{n_5}{60} \cdot 3\,600} = \frac{316,44 \cdot 10^6}{0,417 \cdot 3\,600} = 210\,792 \text{ hodin}$$

$$L_H > 50\,000 \text{ hod.}$$

→ **Ložisko vyhovuje**

## 9 NÁVRH POJISTNÉ SPOJKY

Materiál volím E295

Průměr hřídele pod pojistnou spojkou:

$$\tau_{kdov} = \frac{M_{k5}}{W_k}$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k5} \cdot \eta}{\pi \cdot \tau_{kdov}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5\,118\,041 \cdot 0,8}{\pi \cdot 70}} = 66,78 \text{ mm}$$

→ volím  $d_s = 80 \text{ mm}$

Výpočet roztečného průměru spojky:

$$D_s = 2 \cdot d_s = 2 \cdot 80 = 160 \text{ mm}$$

Výpočet sřížného kolíku:

$$\tau_{ds} \geq \frac{F_k}{S}$$

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{k5} \cdot \eta}{D_s} = \frac{2 \cdot 5\,118\,041 \cdot 0,8}{160} = 51\,180 \text{ N}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_k}{\pi \cdot \tau_{ds} \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 51\,180}{\pi \cdot 600 \cdot 2}} = 7,37 \text{ mm}$$

→ dle [2] volím **ČEP 10 x 80 A ISO 2341 – St – 2 ks**

Návrh pera pod hřídelovou spojkou:

Kontrola pera na stříh:

$$\tau_s = \frac{M_{k5} \cdot \eta}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 5\,118\,041 \cdot 0,8}{\pi \cdot 80^3} = 40,73 \text{ MPa}$$

Výpočet délky pera:

$$F_{0p} = \frac{2 \cdot M_{k5} \cdot \eta}{d} = \frac{2 \cdot 5\,118\,041 \cdot 0,8}{80} = 102\,360 \text{ N}$$

$$l \geq \frac{F_{0p}}{t_1 \cdot p_D} = \frac{102\,360}{5,3 \cdot 115} = 167,8 \text{ mm}$$

→ dle [2] volím **PERO 22e7 x 14 x 63 ČSN 02 2562 – 3ks**

## ZÁVĚR

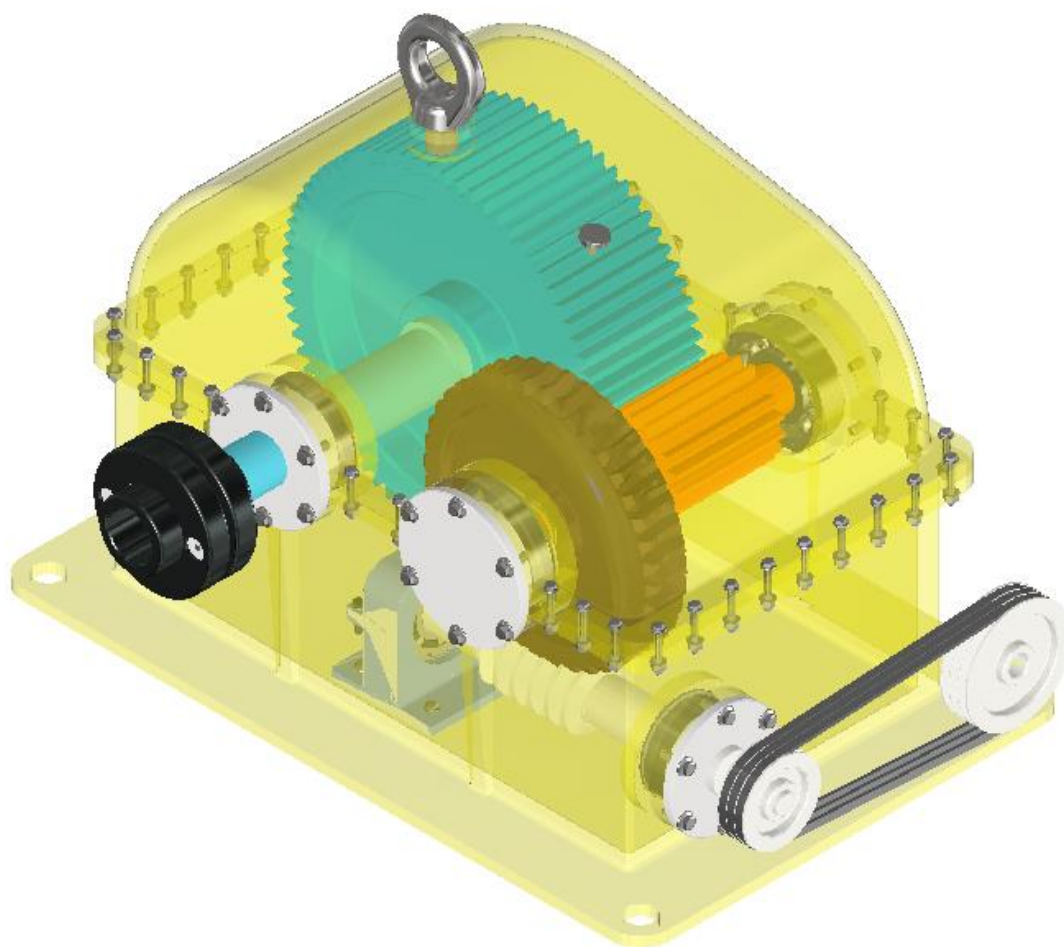
Cílem práce bylo navrhnout pohon pro výrobní stroj se šnekovou převodovkou a pojištěním v podobě pojistné spojky, včetně zhotovení kompletní výkresové dokumentace.

Jako první bylo nutno zvolit vhodný motor, který by splňoval požadované parametry. Nejvhodnější variantou byl trojfázový dvoupólový asynchronní motor 1LE1003-1DA3. Po zvolení motoru následoval návrh řemenového převodu, přes který je výkon přenášen do samotné převodovky. Zde jsem na základě mých výpočtů zvolil 3x řemen typu SPA o délce 1400 mm.

U návrhu samotné převodovky jsem určil jako první převodový stupeň samotný šnekový převod, voleno je šnekové soukolí s válcovým šnekem. Pro převod druhý jsem zvolil čelní soukolí s přímými zuby. Z vypočítaných hodnot bylo nutno navrhnout hřídele. Pro zjištění průběhů na hřídelích byl použit program Autodesk Inventor Professional 2023. Z výsledků analýz jsem poté stanovil minimální průměry hřídelí a zvolil vhodná pera a ložiska. Pro šnekovou hřídel bylo nutno použít ložiska kuželíková, která jsou schopna snášet axiální síly vyvíjené šnekovým soukolím. Pro hřídel s pastorkem a výstupní hřídel jsem volil ložiska jednořadá kuličková, protože se zde nachází pouze nepatrné axiální síly.

Jako poslední zbývalo navrhnout pojistnou hřídelovou spojku. Zde jsem volil pojistnou spojku se střížnými čepy, z důvodu značných kroutících momentů na výstupu z převodovky.

Pro zhotovení výkresové dokumentace jsem využil poznatků a výpočtů z praktické části mé bakalářské práce. Pro návrhy nenormovaných součástí převodovky jsem využil modelovacího programu Autodesk Inventor Professional 2023, ve kterém jsem si nejprve vymodeloval součásti navrhované ve výpočtové části a následně k nim vyhotovil zbylé potřebné součásti pro sestavení kompletního modelu celé převodovky. Model mi sloužil jak pro moji vlastní ilustraci a vytvoření představy, jak celá převodovka bude reálně vypadat, tak i pro úpravy mých návrhů z důsledků kolizí, které jsem při výpočtech nezvládl zaznamenat. Z modelu sestavy a jejích komponent jsem poté zhotovil výslednou výkresovou dokumentaci. Finální úpravy, v podobě vložení normovaného formátu a razítka mé fakulty, jsem prováděl v programu Autodesk AutoCAD 2020. Jako ilustraci vkládám obrázek mého modelu níže.



*Obr. 23.: Vymodelovaná sestava v Autodesk inventor Professional 2023*

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] KOCHMAN, Josef a Alfred BOLEK, 1990. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 2. sv., 707 s.. Technický průvodce.
- [2] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA, 2017. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, xv, 943 s. ISBN 9788073611118.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, 2010. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [4] VOLEK, František, 2009. *Základy konstruování a části strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 167 s. ISBN 9788073186548.
- [5] COLLINS, Danielle. Worm Gears: What are they and where are they used. *Motion Control Tips* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.motioncontroltips.com/worm-gears-what-are-they-and-where-are-they-used/>
- [6] Čelní ozubení, 2013. *Ozubení* [online]. České Budějovice [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <http://www.ozubeni.cz/ozubeni/celni.html>
- [7] All about bevel gears: What they are and how they work. *ThomasNET* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/articles/machinery-tools-supplies/bevel-gears/>
- [8] KRÁTKÝ, Jaroslav a Stanislav HOSNEDL, 1998. *Strojní části 2: převodové mechanismy*. Plzeň: Západočeská univerzita, 245, 25 s. ISBN 8070824522.
- [9] ŠVEC, Vladimír, 1999. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 174 s. ISBN 8001019349.
- [10] LOSHKAREV, Kirill, 2016. *Identifikace mechanických vlastností vinuté šnekové převodovky*. Praha. Bakalářská práce. ČESKO VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce Ing. Karel Vítek, CSc.



- [11] Konstruování strojů – převody: Podklady pro cvičení, 2007. *FSI FÓRUM* [online]. Brno: php Group [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: [https://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/\\_cv/cvika\\_komplet\\_podklady%2009-10.pdf](https://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/_cv/cvika_komplet_podklady%2009-10.pdf)
- [12] OLSON, Robin. What's The Deal With Gear Drive Housings?. *RexNord* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.rexnord.com/blog/articles/gear/gear-drive-housing>.
- [13] Součásti k přenosu otáčivého momentu. *Publi* [online]. Brno [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/208/06.html>
- [14] KEMKA, V., BARTÁK, J., MILČÁK, P., ŽITEK, P. Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení. Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0
- [15] 2-pólové, třífázové asynchronní motory, 2010. In: *Raveo - world of motion* [online]. Otrokovice [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/AC-motory-trifazove-2-polove-SIEMENS>
- [16] Siemens motory. [online]. Praha [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.bold.cz/wp-content/uploads/2018/11/SIEMENS-D81-cz.pdf>
- [17] Klínové řemenice, 2016. In: *H SORTA* [online]. Klepačov [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.hsorta.cz/files/ckeditor/%C5%99emeny/%C5%99emenice/kl%C3%A9nov%C3%A9-%C5%99emenice-katalog.pdf>
- [18] Převodovky. In: *Střední průmyslová škola strojnická Olomouc* [online]. Olomouc [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.spssol.cz/rsimages/DIGI1/html/cad/P%C5%99evodovky/Modul.html>
- [19] COLLINS, Danielle. Spur Gears: What are they and where are they used. *Motion Control Tips* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.motioncontroltips.com/spur-gears-what-are-they-and-where-are-they-used/>
- [20] Worms and worm gears. *Tec-Science* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: [https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/gear-types/worms-and-worm-gears/#Globoid\\_worms\\_enveloping\\_worms](https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/gear-types/worms-and-worm-gears/#Globoid_worms_enveloping_worms)

- [21] Elements of metric gear technology. *SDP/SI* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.sdp-si.com/resources/elements-of-metric-gear-technology>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$D_p$	Průměr velké řemenice	[mm]
$d_p$	Průměr malé řemenice	[mm]
$\xi$	Skluz	[-]
$i$	Převodový poměr	[-]
$a$	Osová vzdálenost	[mm]
$L_p$	Délka řemene	[mm]
$\omega$	Úhlová rychlost	[s <sup>-1</sup> ]
$v$	Obvodová rychlost	[m · s <sup>-1</sup> ]
$P_m$	Výkon elektromotoru	[kW]
$Mk_0$	Kroutící moment elektromotoru	[N · m]
$\eta_{IE3}$	Účinnost elektromotoru	[-]
$P_0$	Reálný výkon elektromotoru	[W]
$c_1$	Součinitel úhlu opásání	[-]
$c_2$	Součinitel provozního zatížení	[-]
$c_3$	Součinitel délky klínového řemene	[-]
$P_j$	Jmenovitý výkon	[W]
$i_c$	Celkový převodový poměr	[-]
$i_{0,1}$	Převodový poměr řemenového převodu	[-]
$i_{1,2}$	Převodový poměr šnekového soukolí	[-]
$i_{3,4}$	Převodový poměr čelního soukolí	[-]
$n_0$	Otáčky elektromotoru	[ot/min]
$n_{1,2}$	Otáčky vstupní hřídele	[ot/min]
$n_{3,4}$	Otáčky předlohové hřídele	[ot/min]
$n_5$	Otáčky výstupní hřídele	[ot/min]

$\beta_{dp}$	Úhel opásání malé řemenice	[°]
$\beta_{Dp}$	Úhel opásání velké řemenice	[°]
$z$	Potřebný počet řemenů	[-]
$f$	Ohybová frekvence	[s <sup>-1</sup> ]
$F_{oř}$	Ohybová síla řemenového převodu	[N]
$F_u$	Pracovní předpětí řemen	[N]
$P_{1,2}$	Výkon na vstupní hřídeli	[W]
$P_{3,4}$	Výkon na předlokové hřídeli	[W]
$P_5$	Výkon na výstupní hřídeli	[W]
$M_{k1,2}$	Kroutící moment na vstupní hřídeli	[N · m]
$M_{k3,4}$	Kroutící moment na předlokové hřídeli	[N · m]
$M_{k5}$	Kroutící moment na výstupní hřídeli	[N · m]
$z_1$	Počet zubů šneku	[-]
$z_2$	Počet zubů šnekového kola	[-]
$m_{n1,2}$	Normálový modul šnekového soukolí	[mm]
$m_{x1,2}$	Osový modul šnekového soukolí	[mm]
$\alpha$	Úhel záběru	[°]
$\alpha_n$	Normálový úhel záběru	[°]
$\gamma$	Úhel stoupání šroubovice	[°]
$\alpha_x$	Úhel záběru v osovém řezu	[°]
$p_n$	Normálová rozteč	[mm]
$p_x$	Osová rozteč	[mm]
$L$	Stoupání šroubovice	[mm]
$l_{min}$	Minimální délka šneku	[mm]
$d_1$	Průměr roztečné kružnice šneku	[mm]
$d_2$	Průměr roztečné kružnice šnekového kola	[mm]

$a$	Osová vzdálenost	[mm]
$h_a$	Výška hlavy zubu	[mm]
$c_a$	Hlavová vůle	[mm]
$h_f$	Hloubka paty zubu	[mm]
$h$	Výška zubu	[mm]
$d_{a1}$	Průměr hlavové kružnice šneku	[mm]
$d_{a2}$	Průměr hlavové kružnice šnekového kola	[mm]
$d_{f1}$	Průměr patní kružnice šneku	[mm]
$d_{f2}$	Průměr patní kružnice šnekového kola	[mm]
$b_1$	Délka šroubovice	[mm]
$b_2$	Šířka věnce	[mm]
$v_k$	Skluzová rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
$\varphi'$	Třecí úhel	[°]
$f$	Součinitel tření	[-]
$F_{o1}$	Obvodová síla šneku	[N]
$F_{o2}$	Obvodová síla šnekového kola	[N]
$F_{a1}$	Axiální síla šneku	[N]
$F_{a2}$	Axiální síla obvodového kola	[N]
$F_r$	Radiální síla šnekového soukolí	[N]
$F_{v1}$	Výsledná síla šneku	[N]
$F_{v2}$	Výsledná síla šnekového kola	[N]
$k_o$	Součinitel materiálu ohybu	[MPa]
$k_d$	Součinitel materiálu otláčení	[MPa]
$r_0$	Rychlostní součinitel v ohybu	[-]
$r_d$	Rychlostní součinitel na otláčení	[-]
$F_d$	Kritická síla	[N]

$z_3$	Počet zubů pastorku	[-]
$z_4$	Počet zubů kola	[-]
$m_{3,4}$	Modul čelního soukolí	[mm]
$p$	Rozteč zubů	[mm]
$b$	Šířka ozubení	[mm]
$d_3$	Průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
$d_4$	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola	[mm]
$d_{a3}$	Průměr hlavové kružnice pastorku	[mm]
$d_{a4}$	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola	[mm]
$d_{f3}$	Průměr patní kružnice pastorku	[mm]
$d_{f4}$	Průměr patní kružnice ozubeného kola	[mm]
$F_{03}$	Obvodová síla pastorku	[N]
$F_{04}$	Obvodová síla ozubeného kola	[N]
$y_o$	Tvarový součinitel na ohyb	[-]
$y_d$	Tvarový součinitel na otláčení	[-]
$\sigma_o$	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_d$	Dovolené napětí na otláčení	[MPa]
$c_o$	Maximální únosnost zubu na ohyb	[MPa]
$c_d$	Maximální únosnost zubu na otláčení	[MPa]
$R_{ay}$	Reakce v bodě A na ose y	[N]
$R_{by}$	Reakce v bodě B na ose y	[N]
$Mo_{max}$	Maximální ohybový moment	[N · m]
$Mo_{red}$	Redukovaný moment	[N · m]
$d_{min}$	Minimální průměr hřídele	[mm]
$\tau_s$	Zatížení ve střihu	[MPa]
$F_{0p}$	Obvodová síla hřídele	[N]

---

$p_D$	Dovolené otláčení	[MPa]
$l$	Minimální délka pera	[mm]
$C$	Dynamické zatížení ložiska	[N]
$C_v$	Výsledné zatížení ložiska	[N]
$L_H$	Trvanlivost ložiska	[h]
$d_s$	Průměr hřídele pod pojistnou spojkou	[mm]
$D_s$	Roztečný průměr pojistné spojky	[mm]
$F_k$	Střížná síla kolíku	[N]
$d_k$	Průměr kolíku	[mm]

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1.: Řemenový převod [1] .....	11
Obr. 2.: Složený převod [1] .....	16
Obr. 3.: Rozměry čelního ozubení [6] .....	17
Obr. 4.: Rozměry kuželového kola [9] .....	18
Obr. 5.: Typy šnekových soukolí [1] .....	20
Obr. 6.: Úhly šnekového soukolí [1].....	20
Obr. 7.: Vyobrazení rozvinutého pláště [21] .....	22
Obr. 8.: Základní geometrické parametry šnekového soukolí [9] .....	24
Obr. 9.: Polohy fréz ku šnekovému kolu [9].....	25
Obr 10.: Přehled převodových poměrů pro počet zubů šneku [1] .....	26
Obr. 11.: Šnek se spirálním ozubením [10] .....	26
Obr. 12.: Šnek s obecným ozubením [10] .....	27
Obr. 13.: Šnek s evolventním ozubením [10] .....	27
Obr. 14.: Šnekové soukolí s globoidním šnekem [1].....	28
Obr. 15.: Převodová skříň [18] .....	29
Obr. 16.: Hřídelová spojka [4] .....	30
Obr. 17.: Pojistná spojka se střížným kolíkem [13].....	32
Obr. 18.: Prokluzovací lamelová pojistná spojka [13].....	32
Obr. 19.: Spojka vysmekávací kuličková [13].....	33
Obr. 20.: Průběhy ohybových a silových momentů na šnekové hřídeli .....	52
Obr. 21.: Průběhy sil a ohybových momentů na předlokové hřídeli .....	55
Obr. 22.: Průběhy sil a ohybových momentů na hnané hřídeli.....	58
Obr. 23.: Vymodelovaná sestava v Autodesk inventor Professional 2023 .....	63



**SEZNAM TABULEK**

Tab. 1.: Hodnoty poměrného hlavového převýšení [1] .....	24
Tab. 2.: Rozsah použití metody mazání pro čelní a kuželové soukolí [21] .....	34
Tab. 3.: Rozsah použití metod mazání pro šnekové soukolí [21] .....	34
Tab. 4.: Doporučené hladiny oleje pro jednotlivá soukolí [21] .....	36

**SEZNAM PŘÍLOH**

Šneková převodovka:

P I	001-000-000	Šneková převodovka (sestava)
P II	001-000-001	Rozpěrný kroužek

Čelní soukolí:

P III	001-001-000	Čelní soukolí (podsestava)
P IV	001-001-001	Hřídel pastorek
P V	001-001-002	Ozubené kolo

Výstupní hřídel:

P VI	001-002-000	Výstupní hřídel (podsestava)
P VII	001-002-001	Hnaná hřídel

Pojistná spojka:

P VIII	001-003-000	Pojistná spojka (podsestava)
P IX	001-003-001	Kotouč pojistné spojky
P X	001-003-002	Pouzdro pro kolík

Řemenový převod:

P XI	001-004-000	Řemenový převod (podsestava)
P XII	001-004-001	Malá řemenice
P XIII	001-004-002	Velká řemenice

Šnekové soukolí:

P XIV	001-005-000	Šnekové soukolí (podsestava)
P XV	001-005-001	Šneková hřídel
P XVI	001-005-002	Šnekové kolo

Držák šnekové hřídele:

P XVII	001-006-000	Držák šnekové hřídele (podsestava)
PXVIII	001-006-001	Držák spodní
P XIX	001-006-002	Držák horní

Skříň:

P XX	001-007-000	Skříň (podsestava)
P XXI	001-007-000	Skříň A-A (podsestava)
P XXII	001-007-000	Kusovník skříň (podsestava)
P XXIII	001-007-001	Skříň horní nárys
P XXIV	001-007-001	Skříň horní půdorys
P XXV	001-007-001	Skříň horní A-A
P XXVI	001-007-002	Skříň spodní nárys
P XXVII	001-007-002	Skříň spodní půdorys
P XXVIII	001-007-002	Skříň spodní A-A
P XXIX	001-007-002	Skříň spodní B-B
P XXX	001-007-002	Skříň spodní C-C
P XXXI	001-007-003	Víčko_1
P XXXII	001-007-004	Víčko_2
P XXXIII	001-007-005	Víčko_3
P XXXIV	001-007-006	Víčko_4