

Pohon výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou

Lukáš Smolík

Bakalářská práce
2020



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Lukáš Smolík**
Osobní číslo: **T17612**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **Prezenční**
Téma práce: **Pohon výrobního stroje se šnekovou převodovkou a poj. spojkou**

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární studii k danému tématu.
2. Navrhněte převodovku pro převodový poměr $i = 180$, s výstupem 10 kW a otáčkami $n = 20$ ot/min.
3. Zhotovte sestavu pohonu.
4. Zhotovte výrobní dokumentaci.

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

Seznam doporučené literatury:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **2. ledna 2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **22. května 2020**

L.S.

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 20. února 2020

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 užít 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

Tato bakalářská práce je zaměřená na konstrukci pohonu výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou.

Teoretická část obsahuje informace, základní vztahy, výhody, nevýhody, rozdělení a typy jednotlivých strojních součástí a celků.

Praktická část se zabývá samotným návrhem a výpočtem elektromotoru, řemenového převodu, dvoustupňové šnekové převodovky a kotoučové pojistné spojky. Výsledkem této části bakalářské práce je vymodelovaný model a vytvořená výkresová dokumentace všech nenormalizovaných součástí.

Klíčová slova: mechanické převody, ozubené převody, řemenové převody, převodovka, šnekové soukolí, hřídelové spojky

ABSTRACT

This work is based on design of the drive of a production machine with a worm gear and a safety clutch.

The theoretical part contains informations, basic relationships, advantages, disadvantages, division and types of individual machine parts and units.

The practical part deals with the design and calculation of the electric motor, belt drive, two-stage worm gearbox and disc safety clutch. The result of this part of the work is a modeled model and created drawing documentation of all non-standardized components.

Keywords: mechanical transmissions, gear transmissions, belt transmissions, gear-box, worm gears, shaft couplings

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Františku Volkovi, CSc. za rady a připomínky, které mi velmi pomohly při tvorbě mé bakalářské práce. Také bych rád poděkoval své rodině a přátelům, kteří mě podporovali a byli mi nápomocní při tvorbě této práce.

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

OBSAH

ÚVOD.....	9
I TEORETICKÁ ČÁST.....	10
1 MECHANICKÉ PŘEVODY	11
1.1 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	13
1.1.1 Rozdělení ozubených převodů	13
1.1.2 Výhody ozubených převodů	15
1.1.3 Nevýhody ozubených převodů.....	15
2 PŘEVODOVKY	16
2.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODOVEK	16
2.1.1 Převodovky s čelními koly.....	16
2.1.2 Kuželové převodovky	17
2.1.3 Planetové převodovky	19
2.2 ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY	20
2.2.1 Šneková soukolí s válcovým šnekem.....	21
2.2.1.1 Šnek s ozubením spirálním	22
2.2.1.2 Šnek s obecným ozubením	23
2.2.1.3 Šnek s ozubením evolventním	24
2.2.1.4 Šnekové kolo.....	24
2.2.2 Šneková soukolí s globoidním šnekem	25
3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	26
3.1 SPOJKY MECHANICKY NEOVLÁDANÉ	27
3.1.1 Nepružné spojky.....	27
3.1.2 Pružné spojky	28
3.2 SPOJKY MECHANICKY OVLÁDANÉ	30
3.2.1 Výsuvné spojky	30
3.2.2 Pojistné spojky	31
3.2.3 Volnoběžné spojky	32
3.2.4 Rozběhové spojky	32
4 PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ	33
II PRAKTICKÁ ČÁST	34
5 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	35
5.1 SCHÉMA POHONU VÝROBNÍHO STROJE	35
6 NADIMENZOVÁNÍ ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	36
6.1 VOLBA ELEKTROMOTORU	36
6.2 VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	36
6.2.1 Výpočet jmenovitého výkonu	36
6.2.2 Výpočet otáček jednotlivých hřídelů	36
6.2.3 Výpočet převodového poměru řemenového převodu	37
6.2.4 Výpočet řemenic	37
6.2.5 Výpočet řemenu	37

7	PŘEVODOVKA	39
7.1	ČELNÍ SOUKOLÍ	39
7.1.1	Výpočet modulu dle Bacha	40
7.1.2	Výpočet rozměrů pastorku	40
7.1.3	Výpočet rozměrů kola	40
7.1.4	Výpočet základních rozměrů soukolí.....	41
7.1.5	Silové poměry čelního soukolí při účinnosti $\eta_c = 1$	42
7.1.6	Kontrol ozubení dle ČSN 01 4686	42
7.2	ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ	43
7.2.1	Výpočet rozměrů šneku.....	44
7.2.2	Výpočet rozměrů šnekového kola	44
7.2.3	Výpočet základních rozměrů soukolí.....	44
7.2.4	Výpočet únosnosti šnekového soukolí podle DIN ²²	45
7.2.4.1	Únosnost boku zubů v dotyku	45
7.2.4.2	Únosnost v patě zubu	47
7.2.4.3	Průhyb hřídele.....	48
7.2.5	Výpočet výkonů	49
7.2.6	Silové poměry šnekového soukolí	50
7.3	DIMENZOVÁNÍ HŘÍDELŮ	51
7.3.1	Vstupní hřídel převodovky.....	51
7.3.1.1	Výpočet per na vstupním hřídeli.....	52
7.3.1.2	Výpočet ložisek na vstupním hřídeli	52
7.3.2	Šnekový hřídel	53
7.3.2.1	Výpočet pera na šnekovém hřídeli.....	54
7.3.2.2	Výpočet ložisek na šnekovém hřídeli	55
7.3.3	Výstupní hřídel převodovky.....	55
7.3.3.1	Výpočet pera na výstupním hřídeli	56
7.3.3.2	Výpočet ložisek na výstupním hřídeli	57
8	POJISTNÁ SPOJKA	59
8.1	VÝPOČET KOTOUČOVÉ SPOJKY	59
8.2	SPOJENÍ NÁBOJE S HŘÍDELEM	60
	ZÁVĚR	61
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	62
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	64
	SEZNAM OBRÁZKŮ	70
	SEZNAM PŘÍLOH	72

ÚVOD

Téma mojí bakalářské práce je Pohon výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou. Ozubená kola se v dnešní době používají ve většině strojních součástí, v pohonných jednotkách, u dopravníků atd. Na základě toho jsem si vybral toto téma, abych se o této problematice dozvěděl více.

Cílem mé bakalářské práce je navrhnout vhodný elektromotor, šnekovou převodovku a pojistnou spojkou. Poté šnekovou převodovku a pojistnou spojkou vymodelovat v programu Autodesk Inventor Professional 2017 a vytvořit kompletní výkresovou dokumentaci.

Práce se dělí na tři části. První část je teoretická, kde se pojednává o mechanických převodech, převodovkách, hřídelových spojkách a převodových skříních. V kapitole mechanické převody se nejvíce zabývá ozubenými převody. Je zde uvedeno jejich rozdělení, výhody, nevýhody a základní výpočet. Největší kapitolu v teoretické části zastupují převodovky, jakožto téma této bakalářské práce. Hovoří se zde o převodovkách obecně. Největší zastoupení zde však mají převodovky šnekové. V kapitole hřídelové spojky jsou popsány dva druhy spojek, a to spojky mechanicky neovládané a spojky mechanicky ovládané. V poslední kapitole jsou uvedeny stručné informace o převodových skříních.

Ve druhé části je navržena šneková převodovka a pojistná spojka. Výpočet vychází z několika zadaných parametrů.

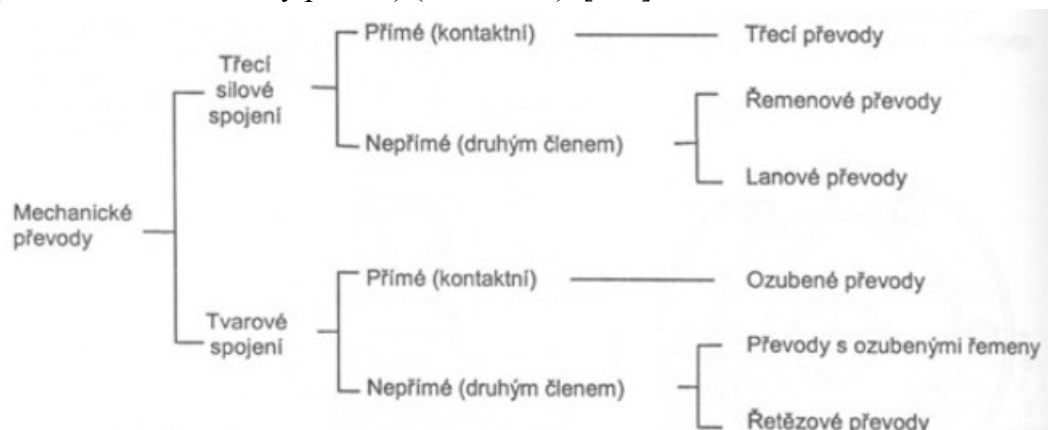
Ve třetí části bakalářské práce je vymodelován 3D model celého pohonu výrobního stroje v programu Autodesk Inventor Professional 2017 a vytvořena kompletní výkresová dokumentace.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody jsou nejrozšířenějšími převody. Slouží k přenosu mechanické energie mezi hnaným a hnacím hřídelem a k zajištění plynulého toku výkonu při předepsané transformaci jeho prvků, tedy při změně frekvence otáček a tím i změně točivého momentu. Cílem mechanického převodu je vytvořit potřebnou kinematickou a silovou vazbu mezi hnacím a hnaným hřídelem, a to při různých vzdálenostech a vzájemných polohách hřídelů. Dále mechanické převody slouží jako reduktory (snížení otáček) nebo jako multiplikátory (zvýšení otáček). Každý mechanický převod se skládá alespoň ze dvou kol, která jsou pevně spojena s hnacím a hnaným hřídelem. Pohyb mezi hřídelemi se přenáší buď bezprostředním dotykem (přímý přenos pohybu) nebo pomocí převodového členu (řemenem, řetězem, lanem).

Výkon se převádí pomocí třetího převodu (řemenový převod) nebo pomocí tvarového převodu (ozubená kola, řetězový převod) (Obrázek 1). [1, 3]



Obrázek 1: Rozdělení mechanických převodů [19]

Charakteristickým pojmem převodů je převodový poměr. Převodový poměr i udává velikost převodů, který se vyjadřuje poměrem úhlových rychlostí hnacího členu (hnacího hřídele) ω_1 a hnaného členu (hnaného hřídele) ω_2 . [1, 4]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{\pi \cdot n_1}{30}}{\frac{\pi \cdot n_2}{30}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_1}}{\frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_2}} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{F}}{\frac{2 \cdot M_{k1}}{F}} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \quad [-] \quad (1)$$

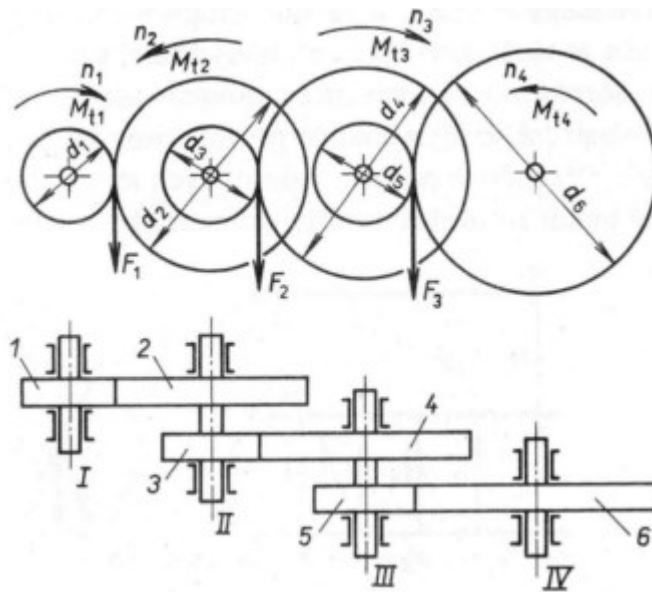
U převodů, které přenášejí obvodovou sílu třením je obvodová rychlost hnaného kola v_2 menší než obvodová rychlost hnacího kola v_1 . Tato ztráta je způsobena následkem prokluzu mezi koly. Otáčky hnaného hřídele pak jsou:

$$n_2' = \psi * n_2 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (2)$$

Součinitel prokluzu ψ bývá 0,95 až 0,99 dle druhu a stavu převodu. Skutečný převodový poměr (převodové číslo) je tedy:

$$i' = \frac{n_1}{n_2'} = \frac{D_2}{D_1 \cdot \psi} = \frac{i}{\psi} \text{ [-]} \quad (3)$$

kde $i = D_2 / D_1$ je konstrukční převodový poměr. [1, 2]



Obrázek 2: Složený převod [4]

Je-li mezi hnacím a hnaným hřídelem veliký převodový poměr, vloží se mezi tyto hřídele jeden nebo více předlohových hřídelů, tím vznikne složený převod (Obrázek 2). Převodový poměr složeného převodu lze vypočítat takto:

$$i_c = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots = \frac{M_{kn}}{M_{k1}} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{D_2}{D_1} \dots \frac{D_n}{D_{n-1}} \text{ [-]} \quad (4)$$

U reálných převodů vznikají ztráty, které jsou způsobeny třením v ložiskách hnacího a hnaného kola, třením dotýkajících se částí nebo při brodění v mazací kapalině. Přenášený výkon, který se teoreticky nemění, se ve skutečnosti díky těmto ztrátám zmenší. [2, 4]

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} \text{ [W]} \quad (5)$$

Dílčí účinnost lze tedy vyjádřit poměrem výkonů na jednotlivých hřídelích:

$$\eta_{12} = \frac{P_2}{P_1}, \quad \eta_{34} = \frac{P_3}{P_2}, \quad \eta_{56} = \frac{P_4}{P_3} \text{ [-]} \quad (6)$$

Celková účinnost složeného převodového ústrojí (Obrázek 2) pak bude:

$$\eta_c = \frac{P_4}{P_1} = \frac{\eta_{56} \cdot P_3}{P_1} = \frac{\eta_{56} \cdot \eta_{34} \cdot P_2}{P_1} = \frac{\eta_{56} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56} \cdot P_1}{P_1} = \eta_{56} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56} [-] \quad (7)$$

Skutečný kroutící moment hnaného hřídele se bude také zmenšovat o danou účinnost:

$$M'_{k2} = M_{k2} \cdot \eta_{12} [Nmm] \quad (8)$$

1.1 Převody ozubenými koly

Ozubené převody jsou nejvýznamnější a nejčastější druh mechanických převodů. Patří mezi přímé tvarové mechanické převody, tudíž pracují na principu záběru (přenos sil tlakem) a bezprostředním dotykem spolu zabírajících členů. Základem ozubeného převodu jsou dvě ozubená kola, kde menší z nich se nazývá pastorek a větší kolo. Tyto dvě ozubená kola dohromady tvoří soukolí, které přenáší kroutící moment a mechanickou energii z jednoho hřídele na druhý, a to při co nejvyšší mechanické účinnosti. Převod se uskutečňuje nuceně a bez skluzu. Převod ozubenými koly se nejčastěji používá pro převody se stálým nebo stupňovitě měnitelným převodovým poměrem a pro převody s malou osovou vzdáleností hřídelů. [2, 4]

1.1.1 Rozdělení ozubených převodů

Podle vzájemné polohy os:

- a) rovnoběžné osy: čelní soukolí s přímými zuby (Obrázek 2a)
čelní soukolí s šikmými zuby (Obrázek 2b)
čelní soukolí s šípovými zuby (Obrázek 2c)
- b) různoběžné osy: kuželové soukolí s přímými zuby (Obrázek 2f)
kuželové soukolí s šikmými zuby (Obrázek 2g)
kuželové soukolí se zakřivenými zuby (Obrázek 2h)

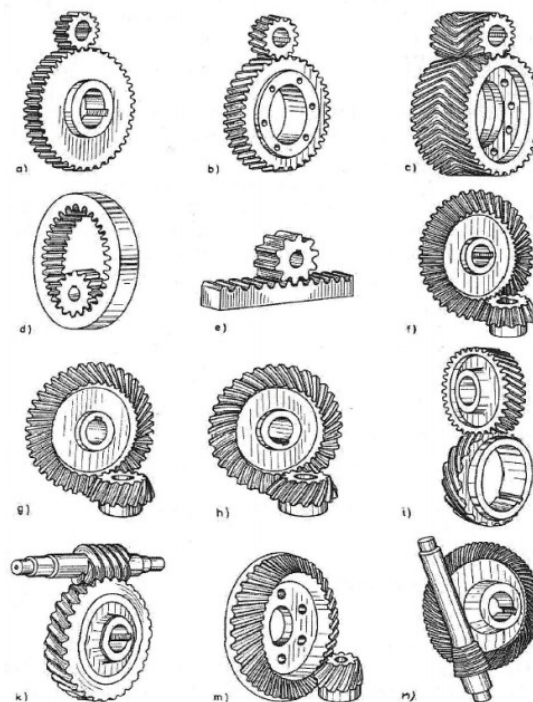
- c) mimoběžné osy: soukolí šroubová válcová (Obrázek 2i)
 soukolí šneková (Obrázek 2k)
 soukolí šroubová kuželová (Obrázek 2m)
 soukolí spiroidní (Obrázek 2n)
- d) mimoběžné osy: soukolí šroubová válcová (Obrázek 2i)
 soukolí šneková (Obrázek 2k)
 soukolí šroubová kuželová (Obrázek 2m)
 soukolí spiroidní (Obrázek 2n)

Podle vzájemné polohy spoluzabírajících kol:

- a) soukolí se záběrem vnějším (Obrázek 2a)
 b) soukolí se záběrem vnitřním (Obrázek 2d)

Podle velikosti obvodové rychlosti:

- a) pomaloběžná..... $v \leq 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
 b) střední rychlosti $3 < v < 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
 c) rychloběžná $v > 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ [1]



Obrázek 3: Druhy soukolí [1]

1.1.2 Výhody ozubených převodů

- vysoká spolehlivost a životnost
- nízké nároky na údržbu
- vysoká účinnost
- velká variabilita rozměrů
- možnost přenosu velkých výkonů při vysokých obvodových rychlostech
- lze dosáhnout vysokých převodových poměrů [3]

1.1.3 Nevýhody ozubených převodů

- poměrně složitá a drahá výroba
- větší nároky na přesnost výroby
- může docházet k chvění a hluku
- počet zubů musí být celé číslo (nelze mít libovolný převodový poměr) [3]

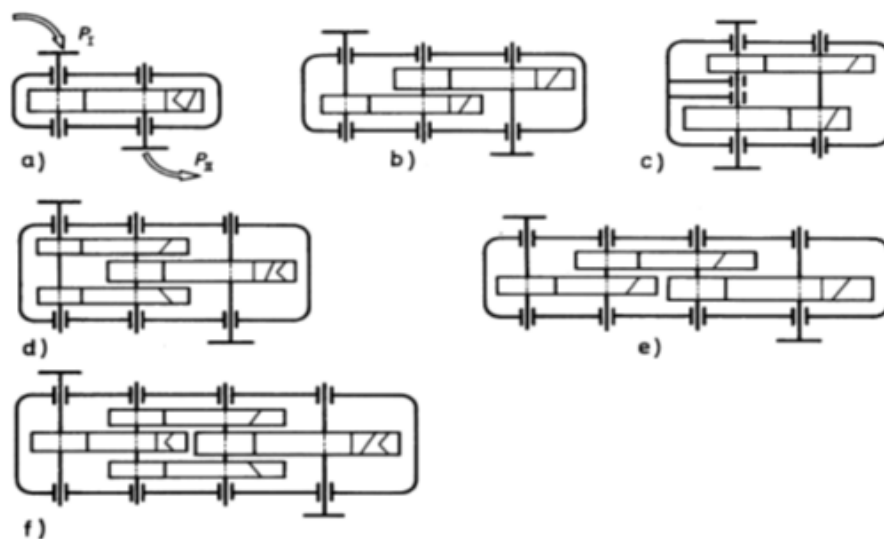
2 PŘEVODOVKY

Převodovka je tvořena z jednoho nebo více soukolí. Umisťuje se mezi motor a pracovní stroj. Převodovka slouží ke změně otáček, kroutících momentů, změně směru otáčení nebo i pro změnu vzájemné polohy hřídele motoru a pracovního stroje. Převodovky nemusejí mít pouze jeden převodový poměr, ale pomocí spojek nebo posuvných kol mohou mít několik variant převodového poměru. Řazení jednotlivých stupňů lze provádět ručně, elektricky, pneumaticky či hydraulicky. Průmyslové převodovky se využívají v mnoha odvětvích jako například v ocelářském průmyslu, v těžebním průmyslu nebo třeba i v dřevozpracujícím průmyslu. Dále se nacházejí v obráběcích strojích, robotech, či dopravnících. [8, 10]

2.1 Rozdělení převodovek

2.1.1 Převodovky s čelními koly

Převodovky s čelními koly (Obrázek 4) jsou konstrukčně nejjednodušším typem převodovek. Vyznačují se rovnoběžností všech hřídelů. Doporučený převodový poměr jednoho soukolí je 1 až 6. Při větším převodovém poměru a zachování stejné osové vzdálenosti se pastorek musí zmenšit, potom v pastorku dochází k většímu napětí a tím dochází k větším deformacím. Nebo se může navýšit osová vzdálenost a průměr ozubeného kola, tím ale dojde k větším rozměrům a hmotnosti převodovky. Proto se u větších převodových poměrů využívá vícestupňových převodovek. [8]



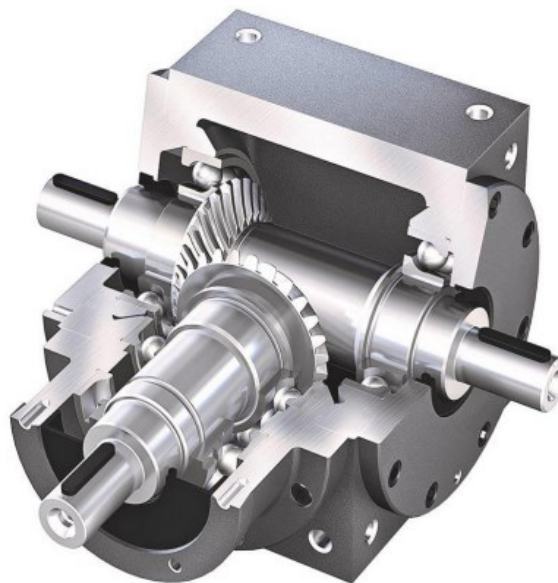
Obrázek 4: Převodovky s čelními zuby [10]

Nevýhodou vícestupňových převodovek je především nesymetrické uložení kol vůči ložiskům. Nesymetrickým uložením dochází k nerovnoměrnému zatížení podél zubů. Tomuto problému lze zabránit zvýšením tuhosti hřídelů nebo zvýšením tvrdosti boků jednoho kola ze soukolí na hodnotu $HB < 350$. Toto řešení lze uskutečnit pouze u převodovek o malém nebo středním výkonu. U velkých výkonů se nerozměrné zatížení řeší koaxiálním uspořádáním hřídelů (Obrázek 4c, d, f). [1]

U čelních převodovek se využívá přímých, šikmých, šípových nebo vícenásobných šikmých ozubení (Obrázek 3a, b, c). Nejčastěji se používá šikmé ozubení hlavně díky jeho výhodám oproti čelnímu ozubení. Šikmé ozubení má lepší záběr při vstupu i výstupu, díky záběru až tří párů zubů současně mají zuby rovnoměrnější zatížení a menší vnitřní dynamické síly, chod zubů je i při vyšších rychlostech relativně klidný a tichý. Nevýhodou je že soukolí se šikmými zuby vytváří axiální sílu, která působí na ložiska. [3]

2.1.2 Kuželové převodovky

Kuželové převodovky se vyznačují tím, že jejich hřídele jsou různoběžné – nejčastěji 90° . Většinou se vyrábí kuželové převodovky jednostupňové. Často se místo přímého ozubení (Obrázek 3f) využívá šikmého a zakřiveného ozubení (Obrázek 3g, h), jelikož snižují hluk a vibrace při chodu, je zde vyšší pevnost a trvanlivost ozubení a také menší citlivosti na výrobní nepřesnosti. Šikmé a zakřivené ozubení také umožňuje větší rychlosti, větší zatížení a převodový poměr až 8. [8]

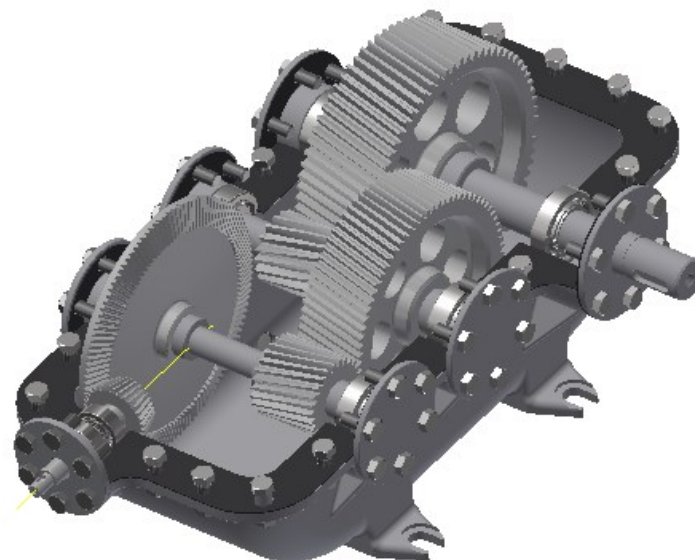


Obrázek 5: Kuželová převodovka [8]

U kuželového soukolí se musí zachytit axiální síla, kterou soukolí vytváří. Často se k zachycení axiálních sil používají kuželíková ložiska nebo axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Axiální síla musí být zachycena jak v pastorku, tak i v ozubeném kole. [8]

Nevýhodou kuželových soukolí je složitější a náročnější výroba a montáž. Musí se kromě délkových rozměrů sledovat i úhlové rozměry, popřípadě jejich úchylky. Při špatném uložení kola nebo pastorku nastává riziko větších deformací, které mohou negativně ovlivnit záběrové podmínky. [3]

Někdy bývá převodový poměr příliš vysoký pro jedno soukolí, proto se ke kuželovému soukolí přidává ještě soukolí s čelními koly. Takové typy převodovek se nazývají kuželočelní převodovky. Kuželočelní převodovky bývají dvoustupňové nebo i vícestupňové, přičemž první stupeň, jak už z názvu plyne, bývá kuželový a další stupně bývají čelní. Tento typ převodovky přenáší kroutící moment na hnací hřídel pootočený o 90°. Nejčastěji se využívají pro pásové dopravníky. V praxi se můžeme setkat i s druhou variantou, a to čelněkuželovou převodovkou. U tohoto typu je kuželové soukolí na výstupu převodovky. [9]



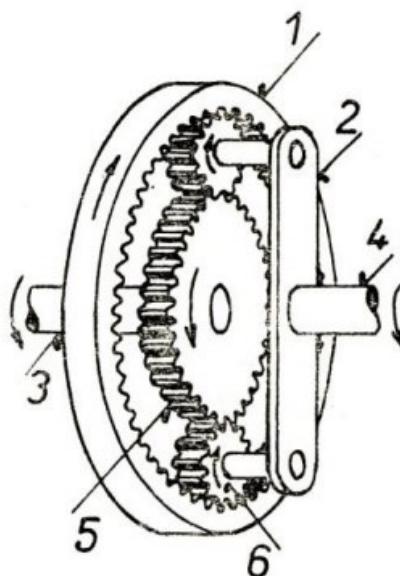
Obrázek 6: Kuželočelní třístupňová převodovka

2.1.3 Planetové převodovky

Planetové převodovky se skládají z planetového mechanismu. Je to mechanismus, ve kterém některé osy ozubených kol konají krouživý pohyb okolo centrální osy převodu. Na těchto osách jsou otočně uložena ozubená kola, tzv. satelity, které konají vůči rámu pohyb planetový. Jako centrální osa se považuje přímka, která je proložena osami vstupního a výstupního hřídele. Tyto hřídele jsou koaxiální. [1]

U planetových mechanismů je nejčastěji využíváno válcových kol valivých, výjimečně se mohou použít i kola šroubová nebo kuželová. Ozubení může být jak přímé, tak i šikmé. [1]

Planetové převody se skládají z centrálního (korunového) kola, unašeče, satelitů, planetového kola, vstupního a výstupního hřídele. [1]



Planetové kolo (1 — korunové kolo, 2 — nosič satelitů, 3 — hnací hřídel, 4 — hnáný hřídel, 5 — planetové kolo, 6 — satelit)

Obrázek 7: Popis planetového mechanismu [10]

Nejčastějším typem planetových převodů je typ K–U, kde na jednom z hřídelů je upevněn unašeč a na druhém centrální kolo. Tento typ má vysokou mechanickou účinnost. Další typem planetového mechanismu je K–K, kde jsou oba hřídele osazeny centrálním kolem a unašeč zde slouží pouze jako opora satelitů. Tento typ má sice horší účinnost, ale lze vytvořit velké převodové poměry. U typu U–S je na hnacím hřídeli uložen unašeč a převody satelitů jsou vyvedeny. Pomocí přídatného mechanismu je hnáný hřídel spojen se

satelitem. Tyto převody mají relativně dobrou účinnost i při velkém převodovém poměru. [10]



Obrázek 8: Planetová převodovka [8]

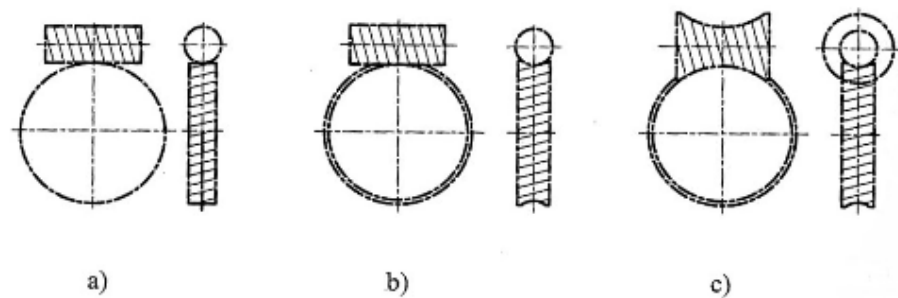
2.2 Šnekové převodovky

Šneková soukolí lze považovat za speciální případ šroubového soukolí, kde počet zubů hnacího kola klesl na minimální hodnotu, tj. $z_1 = 1, 2, 3$; výjimečně více. Vytvářejí kinematické a silové vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli v místě nejkratší příčky. Nejčastěji mívají mimoběžné hřídele úhel 90° . Šneková soukolí se dělí podle tvaru šneku a šnekového kola na:

soukolí válcová, kde šnek i šnekové kolo mají tvar válce (Obrázek 9a)

soukolí smíšená, kde šnek má tvar válcový a šnekové kolo globoidu (Obrázek 9b)

soukolí globoidní, kde šnek i šnekové kolo mají tvar globoidů (Obrázek 9c) [1]



Obrázek 9: Šneková soukolí [1]

Šneková soukolí válcová mají v podstatě bodový dotyk, proto se využívají pouze výjimečně v podřadných případech, většinou u ručních pohonů. V praxi se proto rozlišují pouze dva případy šnekových soukolí, a to šneková soukolí se šnekem válcovým a šneková soukolí se šnekem globoidním. U obou případů je šnekové kolo globoidní. [1]

Tato šneková soukolí jsou schopna přenést výkon až 60 kW, v některých případech až výkon 200 kW. Převodový poměr u silových převodů je 10–80 a u kinematických převodů 500–1000. Jedná se o soukolí malých rozměrů o malé hmotnosti s klidným a tichým chodem. Jsou konstrukčně kompaktní. Mohou se zkonstruovat jako samosvorný převod. [1]

Nevýhodou šnekových soukolí je velký skluz v ozubení. Dochází tak k větším ztrátám způsobeným třením, tím se snižuje účinnost převodu. Pro co největší eliminaci tření a tím dosažení co největší účinnosti se využívá neželezných kovů. Výroba soukolí je náročnější, složitější a dražší než u běžných soukolí. Vinou opotřebení je také jeho životnost menší. [1]

2.2.1 Šneková soukolí s válcovým šnekem

Šneková soukolí s válcovým šnekem jsou nejčastějším typem šnekových převodů. Ozubení šnekového kola se vyrábí pomocí šroubové frézy odvalovacím způsobem. Fréza má tvar stejný jako je šnek, dotyk v ozubení je tak teoreticky čárový. Ozubení šnekového soukolí vychází z ozubení šneku. [1]

U šnekových soukolí, které mají uhel os 90° , se zavádí jediný úhel γ určující úhel stoupání a odpovídá u šneku:

$$\gamma = \gamma_1 [^\circ] \quad (9)$$

u šnekového kola:

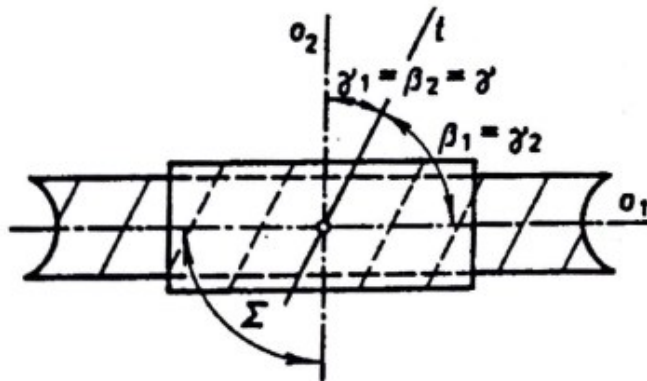
$$\gamma = \beta_2 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (10)$$

Vyplyvá to z doplnění úhlu sklonu a úhlu stoupání (Obrázek 10):

$$\gamma_1 = \beta_1 = 90^\circ = \gamma_2 + \beta_2 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (11)$$

kde platí vztah: [1]

$$\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ \quad (12)$$



Obrázek 10: Úhly sklonu a stoupání [1]

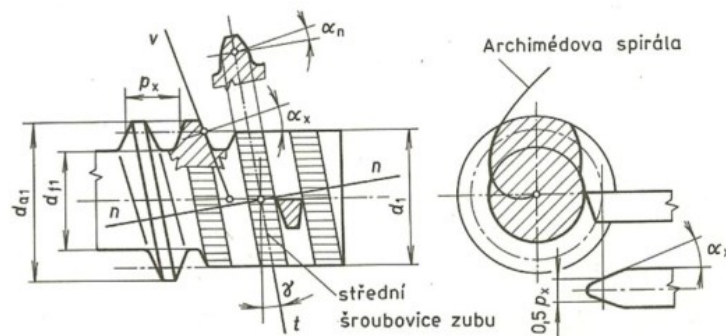
Jednotlivé moduly se vypočítají ze vztahů:

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma \text{ [mm]} \quad (13)$$

$$m_t = \frac{m_x}{\tan \gamma} = \frac{m_n}{\sin \gamma} \text{ [mm]} \quad (14)$$

2.2.1.1 Šnek s ozubením spirálním

Šnek s ozubením spirálním, nebo také Archimedovým, má v osovém řezu tvar zubu lichoběžníkový, v normálovém řezu jsou boky zubu mírně vypouklé, čelní řez znázorňuje Archimedovu spirálu. V osovém řezu jsou prvky normalizovány (m_x , α_x). Ozubení se vyrábí stejně jako trapézový závit na soustruhu, kde se nůž přikládá v osové rovině. Šneky u spirálního ozubení mají malý úhel stoupání $\gamma \leq 10^\circ$. Boky zubů se tepelně neupravují ani nebrousí. Tento typ šneku se značí ZA. [11]



Obrázek 11: Spirální šnek [11]

Průměr roztečného válce se vypočte ze vztahu:

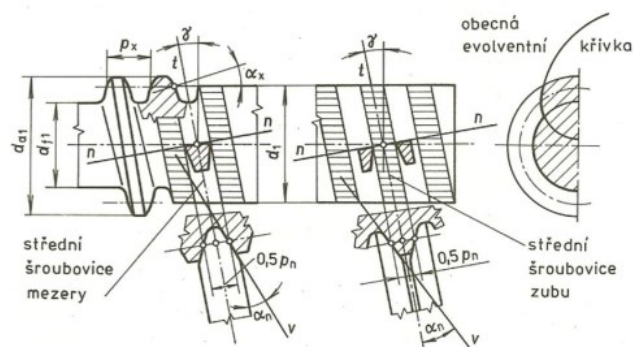
$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x}{\tan \gamma} \cdot z_1 \text{ [mm]} \quad (15)$$

a úhel stoupání ze vztahu:

$$\tan \gamma = \frac{m_x \cdot z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q} \text{ [}^\circ \text{]} \quad (16)$$

2.2.1.2 Šnek s obecným ozubením

Profil zubu u šneku s obecným ozubením je v normálovém řezu přímkový lichoběžníkový. Při řezu čelním jde vidět obecná evolventní křivka, v osovém řezu má pak šnek zuby mírně vypouklé. V rovině normálové jsou prvky normalizovány (m_n , α_n). Ozubení šneku se vyrábí buď na soustruhu pomocí jednoho či dvou tvarových nožů, nebo výhodněji na frézce pomocí kotoučové frézy. U ozubení obecného je úhel stoupání $\gamma > 10^\circ$ a boky zubů jsou tepelně upraveny. Šnek se značí ZN. V praxi se častěji provádí šnek dle Obrázku 12. [11]



Obrázek 12: Obecný šnek [11]

Průměr roztečného válce se vypočte ze vztahu:

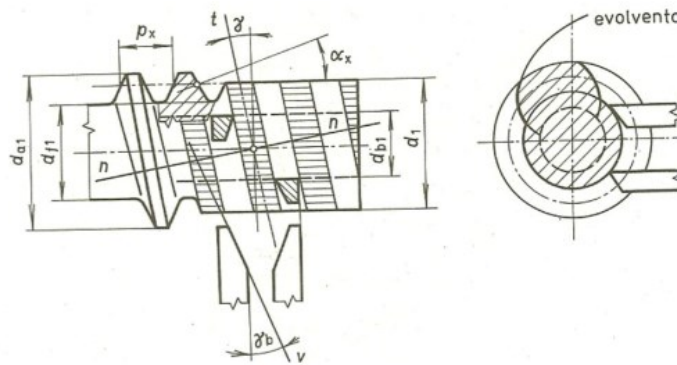
$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n}{\sin \gamma} \cdot z_1 \text{ [mm]} \quad (17)$$

a úhel stoupání ze vztahu:

$$\sin \gamma = \frac{m_n \cdot z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q} \text{ [}^\circ\text{]} \quad (18)$$

2.2.1.3 Šnek s ozubením evolventním

Profil zubu u šneku s evolventním ozubením je v rovinných řezech tečných k základnímu válci přímkový lichoběžníkový. V osovém i normálovém řezu má šnek zuby mírně vypouklé a čelní řez dává evolventu. Prvky v rovině normálové jsou normalizovány (m_n, α_n). Ozubení šneku se vyrábí na soustruhu pomocí dvou nožů přiložených ve směru tečny ke šroubovici na základním válci, případně se ozubení vyrábí pomocí odvalovací frézy na frézce. Evolventní šnek bývá vícechodý, kdy $z_1 \geq 4$. Šnek proto vypadá jako čelní kolo se šikmými zuby. Úhel stoupání je relativně malý, k broušení je třeba speciálních brusek. Šnek se značí ZI. U nás se téměř nevyužívá kvůli dlouhodobé patentní ochraně. [11]



Obrázek 13: Evolventní šnek [11]

2.2.1.4 Šnekové kolo

Šnekové kolo je určeno počtem zubů z_2 , součinitelem posunutí $x_2 = x$, druhem ozubení a tvarem spolu zabírajícího šneku, šířkou věnce b_2 a hlavovým převýšením v .

Průměr roztečné kružnice šnekového kola se vypočte ze vztahu:

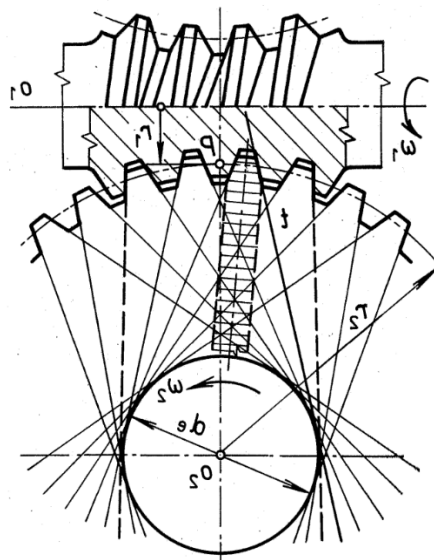
$$d_2 = m_x \cdot z_2 \text{ [mm]} - \textit{pro ozubení spirální} \quad (19)$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 \text{ [mm]} - \textit{pro ozubení obecné} \quad (20)$$

Ozubení šnekového kola se vyrábí pomocí šroubové frézy tvaru kopie šneku na frézce. U zubů šnekového kola mohou vzniknout dva problémy, a to podřezání zubu nebo přílišná špičatost zubu. [1]

2.2.2 Šneková soukolí s globoidním šnekem

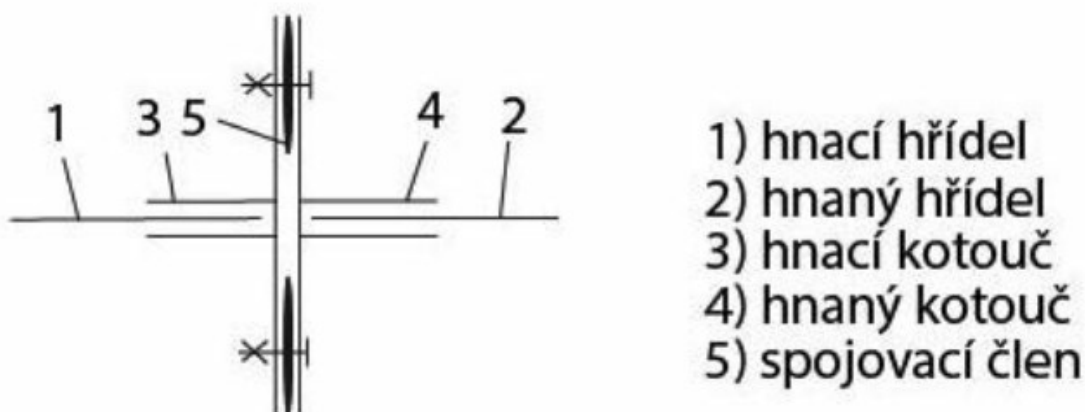
Soukolí šneková s globoidním šnekem (Obrázek 9c) mají 2krát až 3krát větší únosnost než ve srovnání šnekových převodů s válcovým šnekem. Oproti válcovým šnekům je zde i lepší účinnost o stejném výkonu. Jedná se tak o nejlepší silový šnekový převod v současné době. Díky charakteristickému tvaru šneku umožňuje šnekový převod záběr až 8 zubů najednou. Vysoká únosnost je dána především dotykem vypouklého boku s vydutým při relativně malém rozdílu v jejich křivostech a díky dobré orientaci dotkových čar vůči směru skluzové rychlosti. Nevýhodou tohoto typu převodu je složitější a dražší výroba, vysoké nároky na přesnost výroby a nutnosti umělého chlazení. [1]



Obrázek 14: Globoidní šnek [1]

3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Ke spojení dvou hřídelů se využívá hřídelových spojek. Spojky přenášejí rotační a kroučící moment z hnacího hřídele na hnaný hřídel. Přenos může probíhat mezi sousými i různoběžnými hřídeli. Spojky mají několik dalších úkolů, jako je vyrovnání chyb při nastavení vzájemné polohy hřídelů, ochrana celého soustrojí před přetížením, tlumení torzních kmitů, rychlé a snadné spojení a rozpojení obou hřídelů během chodu stroje, zajištění plynulé změny rychlosti otáčení hnaného hřídele. [4]



Obrázek 15: Schéma hřídelové spojky [12]

Hřídelové spojky se skládají ze tří hlavních členů: hnací, hnaný a spojovací. Hnací a hnaný člen je uložen na hnacích a hnaných hřídelích. Jako spojující člen mohou být šrouby, čepy, pružiny, ozubení. Dále může být spojující člen nahrazen kapalinou, třením nebo i magnetickým polem. [12]

Dle ČSN 02 6400 se rozdělují spojky do pěti skupin:

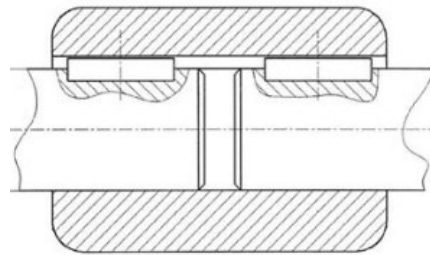
1. mechanicky neovládané spojky
2. mechanicky ovládané spojky
3. hydraulické spojky
4. elektrické spojky
5. magnetické spojky [4]

3.1 Spojky mechanicky neovládané

3.1.1 Nepružné spojky

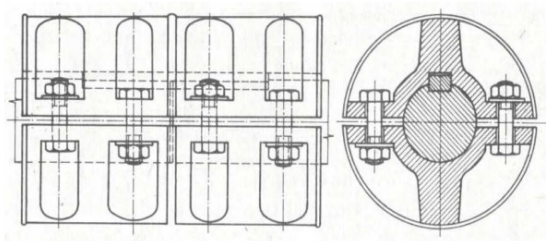
Tyto spojky jsou charakterizovány nepružným spojením hřídelů. Nepružné spojky se dělí na pevné a vyrovnávací. Pevné spojky jsou pevně spojeny a nedovolují radiální ani axiální posuv. Hřídele musí být naprosto souosé. Kroutící moment se přenáší pomocí tření nebo šrouby, kolíky, pery atd. Mezi pevné spojky patří spojky trubkové, korýtkové, přírubové, kotoučové a spojky s čelními zuby. [4]

Trubková spojka patří mezi nejběžnější pevné spojky. Tlustostěnná trubka se nasazuje na konce obou hřídelů, spojení trubky s hřídeli může být uskutečněno několika způsoby – perem, dvěma válcovými či kuželovými kolíky, pomocí dvou per a šroubů nebo drážkováním na koncích hřídelů. Je nutné, aby oba hřídele měli stejný průměr. Spojka je jednoduchá a levná, při montáži se vyžaduje osové posunutí hřídelů. Přenáší malé otáčky a malé kroutící momenty. [4]



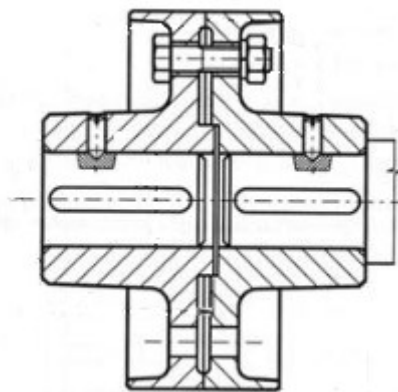
Obrázek 16: Trubková spojka [12]

Dalším typem pevné spojky je korýtková spojka. Skládá se ze dvou shodných částí z litiny spojených až osmi šrouby. Jedná se o svěrné spojení. Proti možnému prokluzu se spojka opatřuje perem. U korýtkové spojky je snadná montáž i demontáž, spojují se delší hřídele stejného průměru s klidným zatížením. Špatně se vyvažuje, proto se využívá pro menší otáčky. [13]



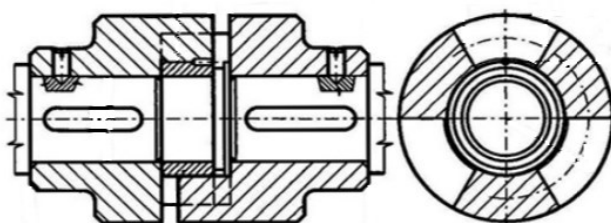
Obrázek 17: Korýtková spojka [14]

Pro přenos velkých kroučících momentů se používá spojka kotoučová. Kotoučová spojka je velmi spolehlivá, konstrukčně a výrobně jednoduchá. Skládá se ze dvou kotoučů, které jsou spojeny až dvanácti šrouby. Šrouby však kroučící přenos nepřenáší, přenáší jej tření ve styčných plochách kotoučů. Spojení kotoučů spojky s konci hřídelů je uskutečněno pomocí per nebo pomocí nalisování. Pokud jsou šrouby do kotoučů zalícovány, jsou šrouby namáhány na stříh. Tato možnost spojení se využívá u proměnlivých kroučících momentů. [4]

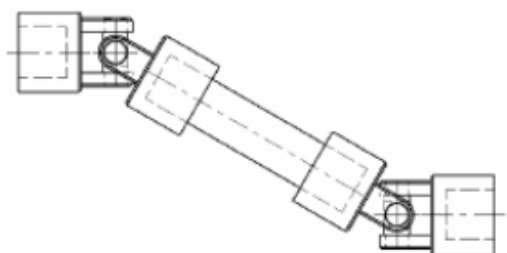


Obrázek 18: Kotoučová spojka [4]

Vyrovňovací spojky tvoří druhou podskupinu nepružných spojek. Používají se v případech kde není zajištěna dokonalá souosost, kde je přesazení os nebo jsou úhlové vychylky. Do této skupiny patří spojky kolíkové, trubkové, ozubcové (Obrázek 19), zubové, křížové, řetězové, kloubové (Obrázek 20) a kuličkové. [4]



Obrázek 19: Ozubcová spojka [4]



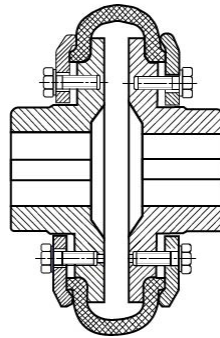
Obrázek 20: Kloubová spojka [12]

3.1.2 Pružné spojky

Pružné spojky patří mezi nejpoužívanější mechanické spojky. Hnací a hnaný člen spojky je jedna nebo více pružných součástí, které mohou být z kovu, kůže, plastu nebo

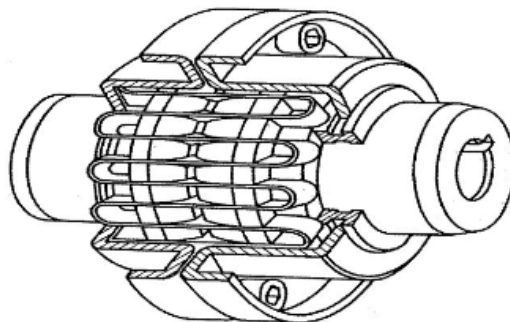
pryže. Pružné spojky umožňují vyrovnávat určité úhlové i osové výchylky. Pružné spojky se využívají u pohonů, kde kolísá kroučící moment. Pružné členy tlumí rázy, kmity a chvění. V praxi se využívá několik druhů pružných spojek jako je spojka kotoučová s koženými kroužky nebo s pryžovými články, obručová spojka, spojka se šroubovými válcovými pružinami, spojka Bibby aj. [4]

Obručová spojka se skládá ze dvou stejných kotoučů a z pryžové obruče. Kotouče jsou spojeny s hřídeli pomocí pera, pryžová vložka je na kotoučích upevněna pomocí šroubů. Jedná se o jednoduchou konstrukci, snadno se montuje a demontuje i při nedostatku místa, není třeba při montáži posouvat jednotlivé hřídele, umožňuje axiální i radiální výchylky a úhlové výchylky. Její použití je omezeno provozní teplotou, která je od $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. [13]



Obrázek 21: Obručová spojka [12]

Pro vysoké zatížení s velkými rázy se používá spojka Bibby. Je tvořena dvěma stejnými kotouči, ve kterých jsou drážky. Do drážek je vložena ocelová pružina. Využívá se například při kolísavém kroučícím momentu nebo při častém obracení chodu. Spojka dovoluje určitou nesouosost hřídelů, tlumí rázy a kmity, snižuje nerovnoměrnost chodu, je odolná vůči vlivům prostředí a má vysokou životnost. Pro zvýšení životnosti se pružina maže. [12]



Obrázek 22: Spojka Bibby [4]

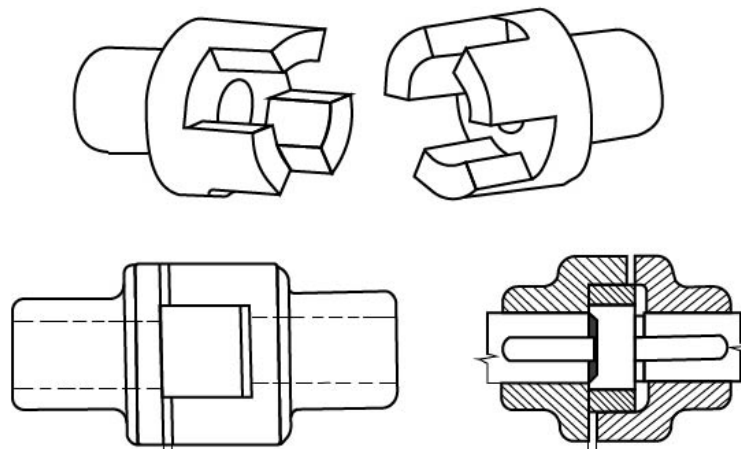
3.2 Spojky mechanicky ovládané

Mechanicky ovládané spojky umožňují přerušit a znovu zapnout stroj do pracovního režimu bez nutnosti vypnutí nebo zapnutí pohonné jednotky. Mechanicky ovládané spojky se rozdělují na výsuvné, pojistné, volnoběžné a rozběhové. [4]

3.2.1 Výsuvné spojky

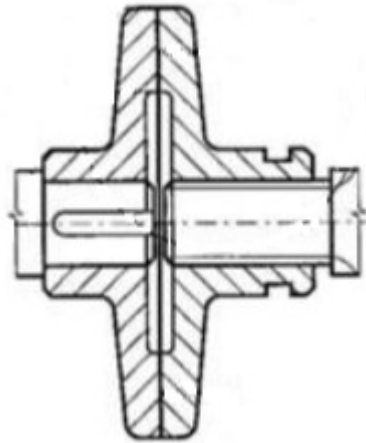
Výsuvné spojky spojují a rozpojují hnací a hnaný hřídel za klidu nebo i za chodu. Rozdělují se dle způsobu přenosu kroutícího momentu na zubové a třecí. Spojky mohou být ovládány mechanicky, hydraulicky, elektricky nebo pneumaticky. [4]

Zubové spojky přenášejí kroutící moment z hnacího hřídele na hnaný pomocí ozubení na čele spojky. Spojení se provádí za klidu, při synchronních otáčkách obou částí spojky ji lze sepnout i za chodu. Vypnutí spojky je možno jak za klidu, tak i za chodu. Zubové spojky mají jednoduchou výrobu, malé rozměry, chod je bez skluzu, použití pro malá i velká zatížení. Při sepnutí spojky za chodu vznikají rázy, je třeba mazat styčné plochy. [14]



Obrázek 23: Zubová spojka [12]

Třecí spojky přenášejí kroutící moment pomocí tření, které vzniká mezi styčnými plochami spojky. Přítlačná síla může být vyvolána např. pákou nebo pružinou. Třecí spojky se mohou zapínat i vypínat za chodu při plném zatížení. V případě přetížení spojka prokluzuje, chrání tak pracovní stroj před poškozením. Třecí spojky mohou být suché nebo mokré, mohou mít válcové třecí plochy, kuželové třecí plochy nebo čelní třecí plochy.

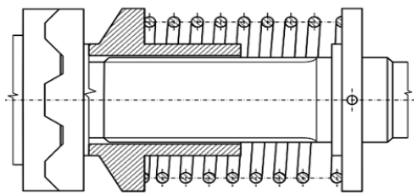


Obrázek 24: Třecí spojka s čelním stykem

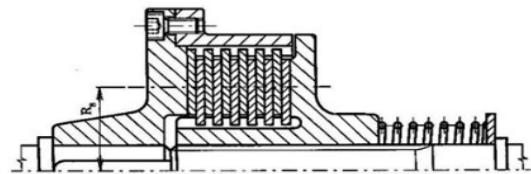
3.2.2 Pojistné spojky

Úkolem pojistných spojek je přerušit kroutící moment přenášený z hnacího hřídele na hnaný v případě přetížení. Tento druh spojek se dělí na spojky s rozrušitelnými prvky, spojky vysmekávací a spojky prokluzovací. [4]

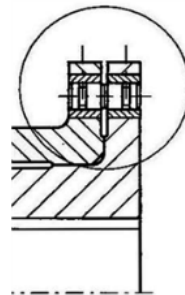
U spojek s rozrušitelnými prvky se při přetížení přestříhne střížný kolík. U spojky prokluzovací dojde při přetížení k prokluzu, při poklesu zatížení se spojka automaticky sepne. [14]



Obrázek 25: Vysmekávací spojka [4]



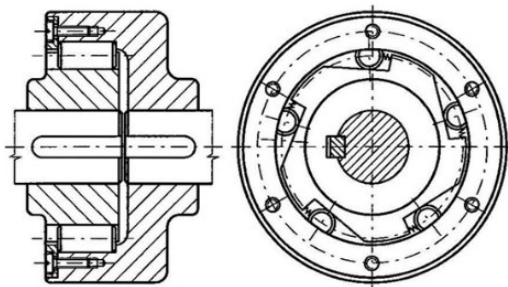
Obrázek 26: Třecí prokluzovací spojka lamelová [4]



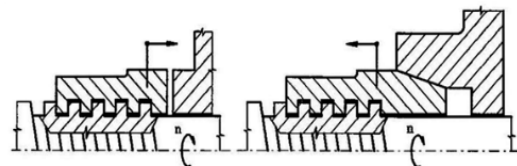
Obrázek 27: Pojistná spojka se střížným kolíkem [4]

3.2.3 Volnoběžné spojky

„Volnoběžné spojky umožňují spojení hnacího a hnaného hřídele při otáčení pouze v jednom smyslu. Předbíhá-li např. hnaná část, spojení se automaticky přeruší. Z hlediska konstrukce a směru působení sil rozdělujeme volnoběžky na radiální a axiální.“ [Volek, 2009]



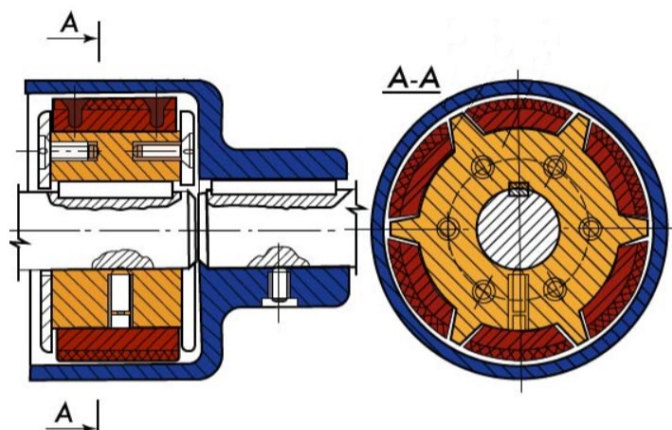
Obrázek 28: Radiální volnoběžná spojka [4]



Obrázek 29: Axiální rovnoběžná spojka [4]

3.2.4 Rozběhové spojky

U rozběhové spojky dojde k automatickému zapnutí při dosažení určitého počtu otáček. Využívají třecí síly, která je závislá na odstředivé síle. Spojka se skládá z vnitřního hnacího hřídele, na kterém jsou třecí obložení, a vnějšího bubnu. Při určitých otáčkách se vlivem odstředivé síly obložení posouvá od středu hnacího hřídele. Velikost odstředivé síly určují pružiny, které tlačí obložení ke středu hnacího hřídele. Využívá se převážně u elektromotorů a u zážehových a vznětových motorů. [13]

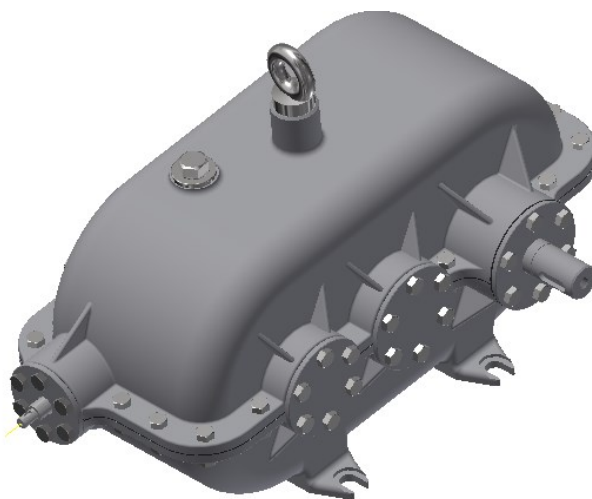


Obrázek 30: Rozběhová spojka [12]

4 PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ

Převodové skříně slouží k ochraně převodů ozubenými koly, které jsou ve skříní uloženy. Konstrukci a tvar ovlivňují různé faktory, jako například pevnost skříně, utěsnění skříně, montážní požadavky nebo počet a velikost převodů. Převodové skříně se vyrábí dvojitým způsobem, odléváním nebo jako svařenec, dle ekonomického hlediska. Odlévané skříně se vyrábí při sériové výrobě. Je to ekonomicky výhodnější, jelikož slévárenská forma je nákladná. Avšak při velkém počtu kusů se oproti svařovaným skříním zkracuje výrobní čas. Velmi často se používá šedá litina GG20, která je torzně tuhá a při obrábění nekmitá. Převodovky, které mají být „lehké“ se odlévají z hliníku. Odlévaná skříně se vyznačuje oblými tvary a rádiusy. Při kusové nebo malosériové výrobě je ekonomicky výhodnější převodové skříně svařovat. Svařované skříně jsou výrobně jednodušší, vyznačují se ostrými hrany. [16, 17]

Pro zlepšení tuhosti bývají převodové skříně většinou vyztuženy žebry umístěnými na vhodných místech. „Skříně převodovky musí být navrhnutá tak, aby bylo možné provést montáž, demontáž, opravy převodovky, manipulaci s převodovkou a ustavení převodovky na svém místě. Z tohoto důvodu musí mít skříně různé montážní a kontrolní otvory a prvky pro manipulaci s převodovkou.“ [Haim, 2013] Pro zlepšení životnosti součástí uvnitř je skříně částečně naplněna olejem. [15]



Obrázek 31: Odlévaná převodová skříně

II. PRAKTICKÁ ČÁST

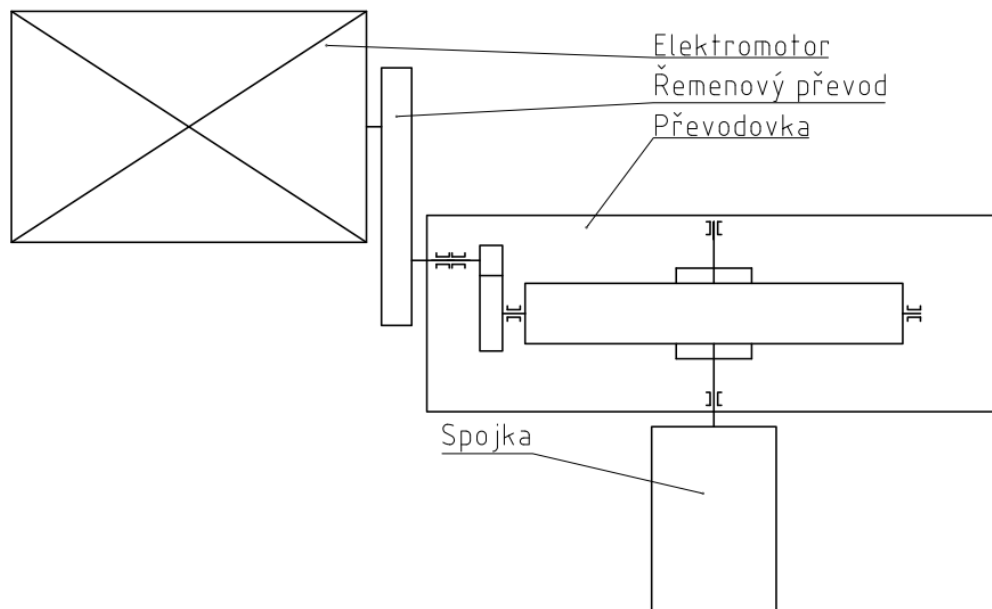
5 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem mé bakalářské práce je navrhnout pohon výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou. Převodovka se skládá ze šnekového soukolí a z čelního soukolí s přímými zuby. Z elektromotoru na vstupní hřídel převodovky je výkon přenášen řemenovým převodem.

Zadané hodnoty:

Celkový převodový poměr	$i_c = 180$
Výkon na výstupu převodovky	$P_5 = 10 \text{ kW}$
Otáčky na výstupu převodovky	$n_5 = 20 \text{ ot/min}$

5.1 Schéma pohonu výrobního stroje



Obrázek 32: Schéma pohonu výrobního stroje

6 NADIMENZOVÁNÍ ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

6.1 Volba Elektromotoru

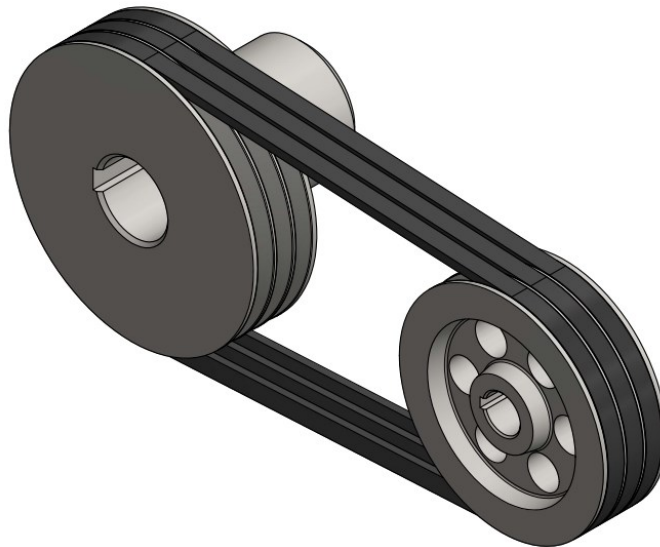
Z katalogu [18] volím trojfázový asynchronní dvoupólový elektromotor SIEMENS 1LE1003 – 1DA3 s účinností IE3

$$\begin{aligned} \text{Parametry motoru: } P_m &= 15 \text{ kW} \\ n_0 &= 2\,960 \text{ min}^{-1} \\ M_{k0} &= 48,4 \text{ Nm} \\ \eta_m &= 0,919 \end{aligned}$$

Skutečný výkon elektromotoru:

$$P_0 = P_m \cdot \eta_m = 15\,000 \cdot 0,919 = 13\,785 \text{ W}$$

6.2 Výpočet řemenového převodu



6.2.1 Výpočet jmenovitého výkonu

$$P_j = P_0 \cdot c_2 = 13\,785 \cdot 1,2 = 16\,542 \text{ W}$$

⇒ volím součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,2$ dle [5] na základě typu a pracovní doby pracovního stroje

6.2.2 Výpočet otáček jednotlivých hřídelů

Otáčky na výstupu převodovky:

$$n_5 = 20 \text{ min}^{-1}$$

Otáčky šneku:

$$n_{3,4} = n_5 \cdot i_s = 20 \cdot 60 = 1\,200 \text{ min}^{-1}$$

⇒ volím převodový poměr šnekového soukolí $i_s = 60$

Otáčky na vstupu převodovky:

$$n_{1,2} = n_{3,4} \cdot i_c = 1\,200 \cdot 3 = 3\,600 \text{ min}^{-1}$$

⇒ volím převodový poměr čelního soukolí $i_c = 3$

6.2.3 Výpočet převodového poměru řemenového převodu

$$i_r = \frac{n_0}{n_{1,2}} = \frac{2\,960}{3\,600} = 0,82$$

6.2.4 Výpočet řemenic

Určení průměru velké řemenice:

$$i_r = \frac{d_p}{D_p} \Rightarrow D_p = \frac{d_p}{i_r} = \frac{125}{0,82} = 152 \text{ mm}$$

⇒ dle ČSN 03 3180 volím normalizovaný výpočtový průměr velké řemenice $D_p = 150 \text{ mm}$

⇒ volím normalizovaný průměr malé řemenice $d_p = 125 \text{ mm}$ dle [5] na základě otáček $n_{1,2}$ a jmenovitého výkonu P_j

6.2.5 Výpočet řemenu

Obvodová rychlost:

$$v_1 = \frac{d_p \cdot n_{1,2}}{19\,100} = \frac{125 \cdot 3\,600}{19\,100} = 23,56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Předběžná osová vzdálenost řemenic:

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

$$0,7(150 + 125) < A_p < 2(150 + 125)$$

$$192,5 < A_p < 550$$

⇒ předběžnou osovou vzdálenost řemenic volím $A_p = 230 \text{ mm}$

Výpočtová délka klínového řemene:

$$L_p = 2A + 157(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)}{4A}$$

$$L_p = 2 \cdot 230 + 157(150 + 125) + \frac{(150 - 125)}{4 \cdot 230} = 895,83 \text{ mm}$$

⇒ dle ČSN 02 3112 volím výpočtovou délku řemene $L_p = 900 \text{ mm}$

Skutečná osová vzdálenost řemene:

$$p^* = 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p) = 0,25 \cdot 900 - 0,393 \cdot (150 + 125) = 240,18 \text{ mm}$$

$$q^* = 0,125(D_p - d_p)^2 = 0,125(150 - 125)^2 = 78,13 \text{ mm}$$

$$A = p + \sqrt{p^{*2} - q^*} = 240,18 + \sqrt{240,18^2 - 78,13} = 430,2 \text{ mm}$$

Počet klínových řemenů:

$$z = \frac{P_j}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{16\,542}{6\,830 \cdot 0,99 \cdot 0,88} = 2,78$$

⇒ volím 3 řemeny

⇒ volím součinitel úhlu opásání $c_1 = 0,99$, výkon přenášený jedním klínovým řemenem $P_r = 6\,830 \text{ W}$ a součinitel délky klínového řemene $c_3 = 0,88$ dle [5]

⇒ dle výše vypočtených údajů volím **ŘEMEN SPZ – 913 L_a ČSN 02 3112–3 ks** dle [5]

Úhel opásání malé řemenice:

$$\beta_{dp} = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_p - d_p}{A} = 180^\circ - 60^\circ \frac{150 - 125}{430,2} = 176,5^\circ$$

Úhel opásání velké řemenice:

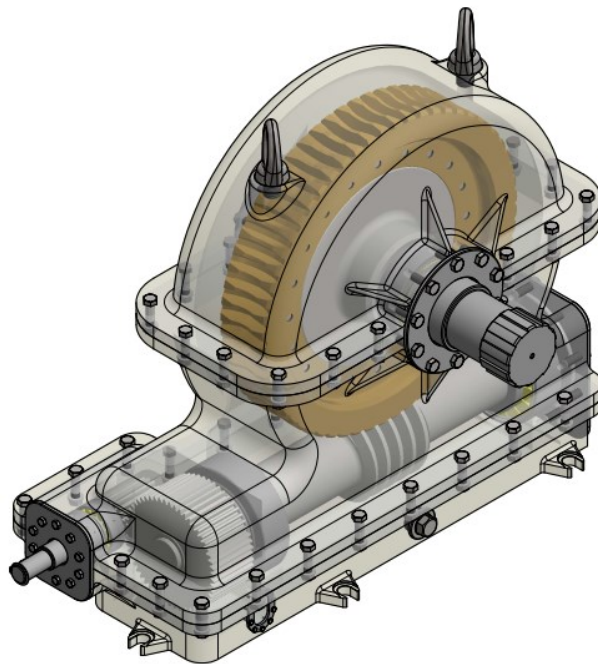
$$\beta_{Dp} = 360^\circ - \beta_{dp} = 360^\circ - 176,5^\circ = 183,5^\circ$$

Meze seřízení osové vzdálenosti:

$$x \geq 0,03L_p = 0,03 \cdot 900 = 27 \text{ mm}$$

$$y \geq 0,015L_p = 0,015 \cdot 900 = 13,5 \text{ mm}$$

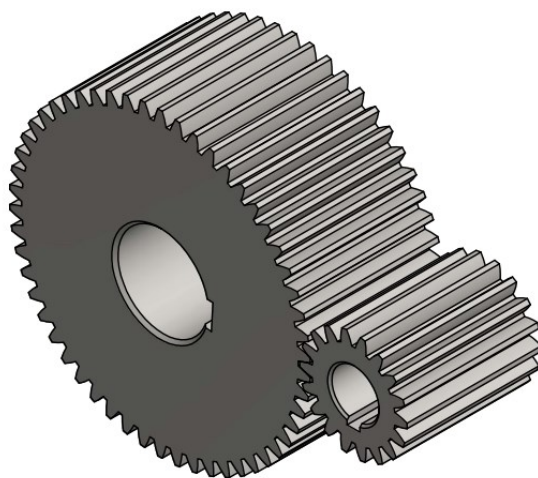
7 PŘEVODOVKA



Obrázek 33: Převodovka

Převodovka bude dvoustupňová, kde první soukolí budou tvořit ozubená kola čelní s přímými zuby a druhé soukolí bude šnekové. Výpočet bude vycházet z hodnot vypočtených v předešlé kapitole. Dále pak volím úhel profilu (pro obě soukolí) $\alpha = 20^\circ$ a trvanlivost soukolí $L_{hs} = 50\,000$ hod.

7.1 Čelní soukolí



Obrázek 34: Čelní soukolí

7.1.1 Výpočet modulu dle Bacha

Výkon na vstupním hřídeli převodovky:

$$P_{1,2} = \eta_f \cdot P_0 = 0,95 \cdot 13\,785 = 13\,096 \text{ W}$$

⇒ účinnost řemenového převodu $\eta_f = 0,95$ dle [1]

modul:

$$m_n = 46,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{1,2}}{c \cdot z_1 \cdot \psi \cdot n_{1,2}}} = 46,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{\frac{13\,096}{1\,000}}{6 \cdot 18 \cdot 25 \cdot \frac{3\,600}{60}}} = 2,01 \text{ mm}$$

⇒ volím nejbližší vyšší normalizovaný modul $m = m_\xi = m_n = 2,5 \text{ mm}$

⇒ počet zubů pastorku volím $z_1 = 18$

⇒ volím součinitel materiálu $c = 6$ – materiál ozubených kol 12 020 dle [4]

⇒ volím součinitel přesnosti ozubení $\psi = 25$ dle [4]

7.1.2 Výpočet rozměrů pastorku

Průměr roztečné kružnice:

$$d_1 = m_\xi \cdot z_1 = 2,5 \cdot 18 = 45 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 45 - 2,5 \cdot 2,5 = 38,5 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice:

$$d_{z1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 45 \cdot \cos 20^\circ = 42,29 \text{ mm}$$

7.1.3 Výpočet rozměrů kola

Počet zubů:

$$z_2 = i_\xi \cdot z_1 = 3 \cdot 18 = 54$$

Průměr roztečné kružnice:

$$d_2 = m_\xi \cdot z_2 = 2,5 \cdot 54 = 135 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 135 + 2 \cdot 2,5 = 140 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 135 - 2,5 \cdot 2,5 = 128,75 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice:

$$d_{z2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 135 \cdot \cos 20^\circ = 126,86 \text{ mm}$$

7.1.4 Výpočet základních rozměrů soukolí

Roztečná osová vzdálenost:

$$a_s = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{45 + 135}{2} = 90 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_n = 2,5 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h_z = h_a + h_f = 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$p = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 2,5 = 7,85 \text{ mm}$$

Šířka zubu:

$$s = \frac{\pi \cdot m_n}{2} = \frac{\pi \cdot 2,5}{2} = 3,925 \text{ mm}$$

Dráha záběru:

$$g_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{z1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{z2}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha}{2}$$

$$g_\alpha = \frac{\sqrt{50^2 - 42,29^2} + \sqrt{140^2 - 126,86^2} - 2 \cdot 90 \cdot \sin 20^\circ}{2} = 12,17 \text{ mm}$$

Základní rozteč:

$$p_z = p \cdot \cos \alpha = 7,85 \cdot \cos 20^\circ = 7,38 \text{ mm}$$

Součinitel záběru profilu:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_z} = \frac{12,17}{7,38} = 1,65$$

Šířka ozubení:

$$b_o = \Psi \cdot m = 25 \cdot 2,5 = 62,5 \text{ mm}$$

7.1.5 Silové poměry čelního soukolí při účinnosti $\eta_\xi = 1$

Obvodová rychlost:

$$v_{2,3} = \frac{\pi n_{1,2}}{60} \cdot \frac{d_1}{1000} = \frac{\pi \cdot 3600 \cdot 45}{60 \cdot 1000} = 8,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodová síla:

$$F_{t2,3} = \frac{P_{1,2}}{v_\xi} = \frac{13096}{8,48} = 1543,89 \text{ N}$$

Radiální síla:

$$F_{r2,3} = F_{t2,3} \cdot \tan \alpha = 1543,89 \cdot \tan 20^\circ = 561,93 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{a2,3} = 0 \text{ N}$$

Kroutící moment na vstupním hřídeli převodovky:

$$M_{k1,2} = 159,2 \cdot \frac{P_{1,2}}{\frac{n_{1,2}}{60}} = 159,2 \cdot \frac{13096}{\frac{3600}{60}} = 34747 \text{ Nmm}$$

7.1.6 Kontrol ozubení dle ČSN 01 4686

Srovnávací hodnota pro ohyb:

	Pastorek	Kolo
Základní dovolené napětí pro ohyb [5]	$\sigma_{D01} = 205 \text{ MPa}$	$\sigma_{D02} = 205 \text{ MPa}$
Rychlostní součinitel pro ohyb [P I]	$r_{o1} = 0,17$	$r_{o2} = 0,22$
Tvarový součinitel pro ohyb [P III]	$y_{o1} = 7$	$y_{o2} = 3,9$

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{Do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} = \frac{205 \cdot 0,17}{7} = 4,98 \text{ MPa}$$

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} = \frac{205 \cdot 0,22}{3,9} = 11,56 \text{ MPa}$$

Srovnávací hodnota pro tlak:

	Pastorek	Kolo
Základní dovolené napětí pro tlak [5]	$\sigma_{Dd1} = 31 \text{ MPa}$	$\sigma_{Dd2} = 31 \text{ MPa}$
Rychlostní součinitel pro tlak [P II]	$r_{d1} = 0,16$	$r_{d2} = 0,205$
Tvarový součinitel pro tlak [P IV]	$y_{d1} = 2,1$	$y_{d2} = 0,8$
Součinitel [P IV]	$U = 0,728$	

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{y_{d1} \cdot U} = \frac{31 \cdot 0,16}{2,1 \cdot 0,728} = 3,24 \text{ MPa}$$

$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{y_{d2} \cdot U} = \frac{31 \cdot 0,205}{0,8 \cdot 0,728} = 10,91 \text{ MPa}$$

Dovolené zatížení:

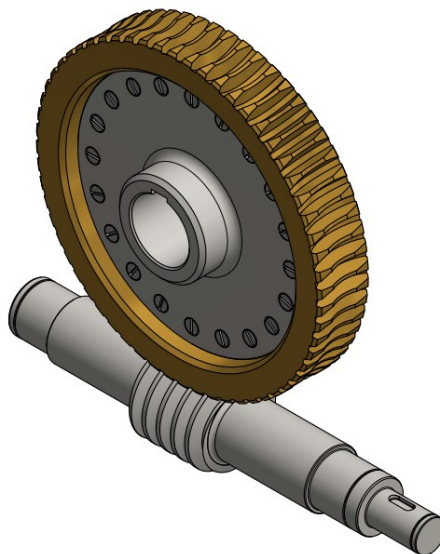
$$F_D = \pi \cdot c_{min} \cdot b \cdot m_\xi = \pi \cdot 3,24 \cdot 62,5 \cdot 2,5 = 1\,592,58 \text{ N}$$

$$F_D > F_{t2,3}$$

$$1\,592,58 > 1\,543,93 \text{ N}$$

⇒ jelikož dovolené zatížení je větší než obvodová síla, ozubení vyhovuje

7.2 Šnekové soukolí



Obrázek 35: Šnekové soukolí

7.2.1 Výpočet rozměrů šneku

Průměr roztečné kružnice:

$$d_3 = m_x \cdot q = 6,3 \cdot 16 = 100,8 \text{ mm}$$

⇒ volím modul $m = m_x = m_\xi = 6,3 \text{ mm}$ dle [6]

⇒ volím součinitel průměru šneku $q = 16$ dle [5]

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_x = 100,8 + 2 \cdot 6,3 = 113,4 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{f3} = d_3 - 2,4 \cdot m_x = 100,8 - 2,4 \cdot 6,3 = 85,68 \text{ mm}$$

7.2.2 Výpočet rozměrů šnekového kola

Počet zubů:

$$z_4 = i_\xi \cdot z_3 = 60 \cdot 1 = 60$$

Průměr roztečné kružnice:

$$d_4 = m_x \cdot z_4 = 6,3 \cdot 60 = 378 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_x = 378 + 2 \cdot 6,3 = 390,6 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{f4} = d_4 - 2,4 \cdot m_x = 378 - 2,4 \cdot 6,3 = 362,88 \text{ mm}$$

7.2.3 Výpočet základních rozměrů soukolí

Roztečná osová vzdálenost:

$$a_s = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{100,8 + 378}{2} = 239,4 \text{ mm}$$

Osová rozteč:

$$p = \pi \cdot m_x = \pi \cdot 6,3 = 19,79 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_x = 6,3 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,2 \cdot m_x = 1,2 \cdot 6,3 = 7,56 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h_z = h_a + h_f = 6,3 + 7,56 = 13,86 \text{ mm}$$

Hlavová vůle:

$$c_s = 0,2 \cdot m_x = 0,2 \cdot 6,3 = 1,26 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$p_z = \pi m_x z_3 = \pi \cdot 6,3 \cdot 1 = 19,79 \text{ mm}$$

Úhel stoupání:

$$\gamma = \arctan \frac{p_z}{\pi d_3} = \arctan \frac{19,79}{\pi \cdot 100,8} = 3,58^\circ$$

Délka šneku:

$$l_s \geq 2m_x \sqrt{z_4 + 1} = 2 \cdot 3,6 \cdot \sqrt{60 + 1} = 98,4 \text{ mm}$$

⇒ délku šneku volím $l_s = 100 \text{ mm}$

Pracovní šířka šnekového kola:

$$b_o = 0,45(d_{a3} + 4m_x) = 0,45(113,4 + 4 \cdot 6,3) = 63 \text{ mm}$$

7.2.4 Výpočet únosnosti šnekového soukolí podle DIN²²

Nominální výstupní výkon $P_{n5} = 10\,000 \text{ W}$

Výstupní otáčky $n_5 = 20 \text{ min}^{-1}$

Otáčky šneku:

$$n_{3,4} = \frac{n_{1,2}}{i_\xi} = \frac{3\,600}{3} = 1\,200 \text{ min}^{-1}$$

7.2.4.1 Únosnost boku zubů v dotyku

Obvodová rychlost šneku:

$$v_4 = \frac{\pi d_3 n_{3,4}}{60\,000} = \frac{\pi \cdot 100,8 \cdot 1\,200}{60\,000} = 6,33 \text{ m/s}$$

Obvodová rychlost šnekového kola:

$$v_5 = \frac{\pi d_4 n_5}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 378 \cdot 20}{60 \cdot 1000} = 0,39 \text{ m/s}$$

Skluzová rychlost:

$$v_k = \frac{v_4}{\cos \gamma} = \frac{6,33}{\cos 3,58^\circ} = 6,35 \text{ m/s}$$

Součinitel skluzové rychlosti:

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_k}} = \sqrt{\frac{5}{4 + 6,35}} = 0,69$$

Součinitel velikosti:

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} = \sqrt{\frac{3000}{2900 + 239,4}} = 0,98$$

Korigovaná mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} Z_h Z_v Z_s Z_{oil} = 520 \cdot 1 \cdot 0,69 \cdot 0,98 \cdot 1 = 353,38 \text{ MPa}$$

⇒ volím materiál věnce šnekového kola bronz CuSn12Ni – mez únavy v dotyku

$$\sigma_{HlimT} = 520 \text{ MPa dle [6]}$$

⇒ součinitel počtu cyklů $Z_h = 1$ dle [6]

⇒ součinitel maziva pro syntetické oleje na bázi polyglykolů $Z_{oil} = 1$ dle [6]

Parametr středního Hertzova napětí:

$$p_m^* = 1,03 \left(0,4 + \frac{x}{i_s} 0,01 z_2 + 0,083 \frac{b}{m_x} + \frac{\sqrt{2q-1}}{6,9} + \frac{q + \frac{50(i_s+1)}{i_s}}{15,9 + 37,5q} \right)$$

$$p_m^* = 1,03 \left(0,4 + \frac{0}{60} 0,01 \cdot 60 + 0,083 \frac{63}{6,3} + \frac{\sqrt{2 \cdot 16 - 1}}{6,9} + \frac{16 + \frac{50(60+1)}{60}}{15,9 + 37,5 \cdot 16} \right) = 1,13$$

⇒ jednotkové posunutí $x = 0$

Střední napětí v dotyku:

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \left(\frac{p_m^* P_{n5} K_A 10^6 E_{red}}{2\pi n_5 a^3} \right)^{0,5} = \frac{4}{\pi} \left(\frac{1,13 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 150\,662}{\frac{2\pi \cdot 20 \cdot 239,4^3}{60}} \right)^{0,5} = 309,44 \text{ MPa}$$

⇒ volím součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$ dle [5]

⇒ redukovaný modul pružnosti v tahu $E_{red} = 150\,622 \text{ MPa}$ – bronz CuSn12Ni dle [6]

Součinitel bezpečnosti v dotyku:

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hm}} = \frac{353,38}{309,44} = 1,14 \geq 1$$

⇒ součinitel bezpečnosti v dotyku je větší než jedna, ozubení vyhovuje

7.2.4.2 Únosnost v patě zubu

Počet cyklů:

$$N_L = 60 n_5 L_{hs} = 60 \cdot 20 \cdot 50\,000 = 6 \cdot 10^7$$

Součinitel tvaru:

$$Y_F = \frac{2,9 m_x}{1,06 \left(1,27 m_x + \frac{(d_4 - d_{f4}) \tan \alpha}{\cos \gamma} \right)}$$

$$Y_F = \frac{2,9 \cdot 6,3}{1,06 \left(1,27 \cdot 6,3 + \frac{(378 - 362,88) \tan 20^\circ}{\cos 3,58^\circ} \right)} = 1,28$$

Součinitel úhlu stoupání šroubovice:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma} = \frac{1}{\cos 3,58^\circ} = 1,002$$

Nominální obvodová síla na šnekovém kole:

$$F_{tn5} = \frac{1000 K_A P_{n5}}{v_5} = \frac{1000 \cdot 1 \cdot 10}{0,39} = 25\,262,69 \text{ N}$$

Smykové napětí v patě zubu:

$$\tau_F = \frac{F_{t5}}{b m_x} Y_\varepsilon Y_F Y_\gamma Y_K = \frac{25\,262,69}{63 \cdot 6,3} \cdot 0,5 \cdot 1,28 \cdot 1,002 \cdot 1 = 41,08 \text{ MPa}$$

- ⇒ součinitel vlivu záběru profilu $Y_\varepsilon = 0,5$ dle [6]
- ⇒ součinitel tloušťky věnce $Y_K = 1$ dle [6]

Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu:

$$S_F = \frac{\tau_{FlimT}}{\tau_F} = \frac{100}{41,08} = 2,43 \geq 1,1$$

- ⇒ mez únavy ve smyku $\tau_{FlimT} = 100$ MPa – bronz CuSn12Ni dle [6]
- ⇒ součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu je větší než 1,1, ozubení vyhovuje

7.2.4.3 Průhyb hřídele

Součinitel tření pro syntetické oleje na bázi polyglykolů:

$$f_{0T} = 0,02 + 0,02 \frac{1}{(v_k + 0,2)^{0,97}} = 0,02 + 0,02 \frac{1}{(6,35 + 0,2)^{0,97}} = 0,023$$

Součinitel velikosti:

$$Y_s = \left(\frac{100}{a}\right)^{0,5} = \left(\frac{100}{239,4}\right)^{0,5} = 0,65$$

Součinitel geometrie:

$$Y_G = \left(\frac{0,07}{h^*}\right)^{0,5} = \left(\frac{0,07}{0,06}\right)^{0,5} = 1,08$$

$$h^* = 0,018 + \frac{q}{7,86(q + z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x}{110} - \frac{i_s}{36\,300} + \frac{b}{370,4m_x} - \frac{\sqrt{2q-1}}{213,9}$$

$$h^* = 0,018 + \frac{16}{7,86(16 + 60)} + \frac{1}{60} + \frac{0}{110} - \frac{60}{36\,300} + \frac{63}{370,4 \cdot 6,3} - \frac{\sqrt{2 \cdot 16 - 1}}{213,9} = 0,06$$

- ⇒ jednotkové posunutí $x = 0$

Součinitel drsnosti:

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{Ra}{0,5}} = \sqrt[4]{\frac{0,4}{0,5}} = 0,96$$

- ⇒ drsnost boku zubů šneku $Ra = 0,4$

Střední součinitel tření:

$$f_{zm} = f_{0T} Y_S Y_G Y_W Y_R = 0,023 \cdot 0,65 \cdot 1,08 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 0,015$$

⇒ součinitel materiálu $Y_W = 0,95$ – bronz CuSn12Ni dle [6]

Maximální průhyb hřídele:

$$\delta_{max} = 2 \cdot 10^{-6} l^3 F_{t5} \sqrt{\frac{\tan^2(\gamma + \arctan f_{zn}) + \frac{\tan^2 \alpha}{\cos^2 \gamma}}{d_3^4}}$$

$$\delta_{max} = 2 \cdot 10^{-6} \cdot 408^3 \cdot 25262,69 \sqrt{\frac{\tan^2(3,58^\circ + \arctan 0,015^\circ) + \frac{\tan^2 20^\circ}{\cos^2 3,58^\circ}}{100,8^4}}$$

$$\delta_{max} = 0,0125 \text{ mm}$$

⇒ volím vzdálenost os ložisek $l = 408 \text{ mm}$

Mezní průhyb hřídele šneku:

$$\delta_{lim} = 0,004 m_x = 0,004 \cdot 6,3 = 0,025 \text{ mm}$$

Součinitel bezpečnosti průhybu hřídele šneku:

$$S_\delta = \frac{\delta_{lim}}{\delta_{max}} = \frac{0,0125}{0,025} = 2,02 \geq 1$$

⇒ součinitel bezpečnosti průhybu šnekového hřídele je větší než jedna, šnekový hřídel vyhovuje

7.2.5 Výpočet výkonů

Účinnost šnekového soukolí:

$$\eta_s = \frac{\cos \alpha - f_{zm} \tan \gamma}{\cos \alpha + f_{zm} \cot \gamma} = \frac{\cos 20^\circ - 0,015 \cdot \tan 3,58^\circ}{\cos 20^\circ + 0,015 \cdot \cot 3,58^\circ} = 0,80$$

Výkon na šnekovém hřídeli:

$$P_{3,4} = \eta_c \cdot P_{1,2} = 0,98 \cdot 13\,096 = 12\,834 \text{ W}$$

⇒ účinnost čelního soukolí $\eta_c = 0,98$ dle [1]

Výkon na výstupu převodovky:

$$P_5 = \eta_s \cdot P_{3,4} = 0,80 \cdot 12\,834 = 10\,267 \text{ W}$$

7.2.6 Silové poměry šnekového soukolí

Obvodová síla působící na šnek:

$$F_{t4} = F_x = \frac{P_{3,4}}{v_4} = \frac{12\,834}{6,33} = 2\,026\text{ N}$$

Normálový úhel profilu:

$$\alpha_n = \arctan(\tan \alpha \cos \gamma) = \arctan(\tan 20^\circ \cdot \cos 3,58^\circ) = 19,96^\circ$$

Vypočet sil F , F_y a F_z :

$$F = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha_n \sin \gamma + f \cos \gamma} = \frac{2\,026}{\cos 19,96^\circ \cdot \sin 3,58^\circ + 0,025 \cdot \cos 3,58^\circ} = 24\,244\text{ N}$$

⇒ volím součinitel tření $f = 0,025$ dle [6]

Radiální síla působící na šnek:

$$F_{r4} = F_y = F \sin \alpha_n = 24\,244 \cdot \sin 19,96^\circ = 8\,276\text{ N}$$

Axiální síla působící na šnek:

$$F_{a4} = F_z = F(\cos \alpha_n \cos \gamma + f \sin \gamma)$$

$$F_{a4} = F_z = 24\,244(\cos 19,96^\circ \cdot \cos 3,58^\circ + 0,025 \sin 3,58^\circ) = 22\,705\text{ N}$$

Obvodová, radiální a axiální síla působící na šnekové kolo:

$$F_{t5} = -F_z = -22\,705\text{ N}$$

$$F_{r5} = -F_y = -8\,276\text{ N}$$

$$F_{a5} = -F_x = -2\,026\text{ N}$$

Kroutící moment na šnekovém hřídeli:

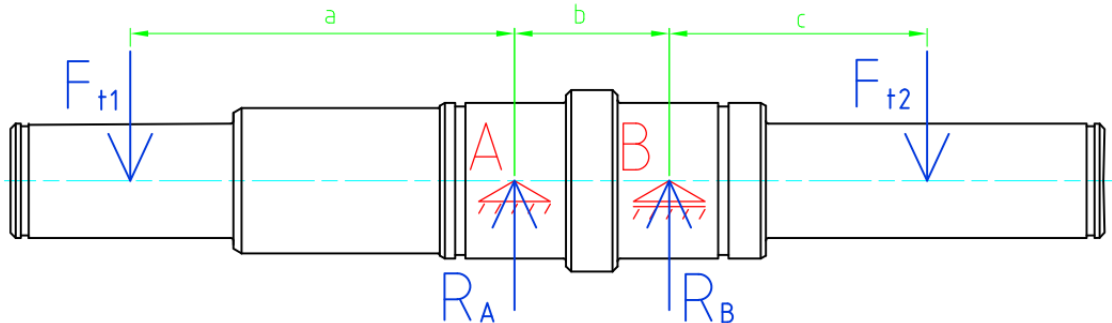
$$M_{k3,4} = 159,2 \cdot \frac{P_{3,4}}{\frac{n_{3,4}}{60}} = 159,2 \cdot \frac{12\,834}{\frac{1200}{60}} = 102\,157\text{ Nmm}$$

Kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky:

$$M_{k5} = 159,2 \cdot \frac{P_5}{\frac{n_5}{60}} = 159,2 \cdot \frac{10\,267}{\frac{20}{60}} = 4\,910\,263\text{ Nmm}$$

7.3 Dimenzování hřídelů

7.3.1 Vstupní hřídel převodovky



Obrázek 36: Schéma vstupního hřídele

Obvodová síla působící na malou řemenici:

$$F_{t1} = \frac{2M_{k1,2}}{d_p} = \frac{2 \cdot 34\,747}{125} = 556 \text{ N}$$

Reakce vstupního hřídele působící na ložiska:

$$R_B = \frac{F_{t2}(c + b) - F_{t1} \cdot a}{b} = \frac{1\,544(50 + 30) - 556 \cdot 74,5}{30} = 2\,736 \text{ N}$$

$$R_A = \frac{F_{t1}(a + b) - F_{t2} \cdot c}{b} = \frac{556(74,5 + 30) - 1\,544 \cdot 50}{30} = -637 \text{ N}$$

⇒ vzdálenosti mezi silami: $a = 74,5 \text{ mm}$, $b = 30 \text{ mm}$, $c = 50 \text{ mm}$

Největší ohybový moment:

$$M_{oB} = F_{t2} \cdot a = 1\,544 \cdot 74,5 = 77\,195 \text{ Nmm}$$

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_{oB}^2 + 0,75 \cdot M_{k1,2}^2} = \sqrt{77\,195^2 + 0,75 \cdot 34\,747^2} = 82\,853 \text{ Nmm}$$

Minimální průměr vstupního hřídele:

$$d_{h1 \min} = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{\sigma_{oD} \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{82\,853}{160 \cdot 0,1}} = 17,3 \text{ mm}$$

⇒ volím dovolené napětí v ohybu $\sigma_{oD} = 160 \text{ MPa}$ (materiál hřídele 11 600) dle [5]

7.3.1.1 Výpočet pera na vstupním hřídeli

Průměr hřídele včetně pera:

$$d_{h1} = d_{h1min} + \frac{h}{2} = 17,3 + \frac{6}{2} = 20,3 \text{ mm}$$

⇒ volím průměr hřídele pod pastorek a malou řemenici $d_{h1} = 22 \text{ mm}$

⇒ výška pera $h = 6 \text{ mm}$ dle [5]

Výpočet síly působící na pera:

$$F_{pe1} = \frac{2 \cdot M_{k1,2}}{d_{h1}} = \frac{2 \cdot 34\,747}{22} = 3\,159 \text{ N}$$

Výpočet délky per z rovnice na střih:

$$l_1 = \frac{F_{pe1}}{b \cdot \tau_{sD}} = \frac{3\,159}{6 \cdot 80} = 6,58 \text{ mm}$$

⇒ šířka pera $b = 6 \text{ mm}$ dle [5]

⇒ volím dovolené napětí ve střihu $\tau_{sD} = 80 \text{ MPa}$ (mat. 11 600) dle [5]

Výpočet délky per z rovnice na otláčení:

$$l_2 = \frac{F_{pe1}}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{3\,159}{\frac{6}{2} \cdot 135} = 7,81 \text{ mm}$$

⇒ volím dovolené napětí v tlaku $p_D = 135 \text{ MPa}$ (mat. 11 600) dle [5]

⇒ volím **PERO 6e7 x 6 x 16 ČSN 02 2562–2 ks**

7.3.1.2 Výpočet ložisek na vstupním hřídeli

Na hřídeli jsou použita dvě ložiska 22206 E v místě A a B (Obrázek 33). Kontrolní výpočet trvanlivosti bude proveden pouze pro více zatížené ložisko. Pokud toto ložisko bude vyhovovat, druhé automaticky také.

Radiální zatížení ložiska B:

$$F_r = R_A = 2\,736 = 2\,736 \text{ N}$$

Axiální zatížení ložiska B:

$$F_a = 0 \text{ N}$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P_r = XF_r + YF_a = 1 \cdot 2\,736 + 0 = 2\,736 \text{ N}$$

⇒ axiální zatížení $F_A = 0 \Rightarrow$ koeficient $X = 1$ a $Y = 0$ dle [5]

Základní trvanlivost v hodinách:

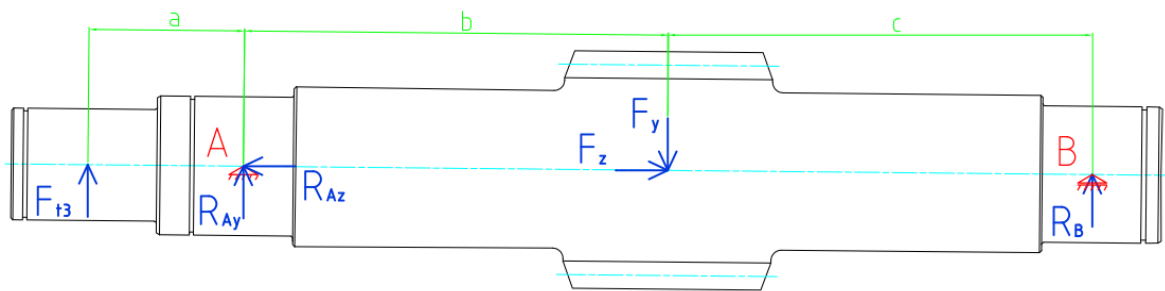
$$L_h = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{3\,600 \cdot \frac{n_{1,2}}{60}} = \left(\frac{63\,700}{2\,736}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{3\,600 \cdot \frac{3\,600}{60}} = 58\,401 \text{ hod}$$

⇒ dynamická únosnost ložiska $C = 63\,700 \text{ N}$ dle [7]

⇒ požadovaná trvanlivost ložiska $L_{hD} = 50\,000 \text{ hod}$

⇒ ložisko 22206 E vyhovuje $\Rightarrow L_h > L_{hD}$

7.3.2 Šnekový hřídel



Obrázek 37: Schéma šnekového hřídele

Reakce šnekového hřídele působící na ložiska:

$$R_B = \frac{F_y \cdot b - F_{t3} \cdot a}{b + c} = \frac{8\,276 \cdot 204 - 1\,544 \cdot 74,75}{204 + 204} = 3\,855 \text{ N}$$

⇒ vzdálenosti mezi silami: $a = 74,75 \text{ mm}$, $b = 204 \text{ mm}$, $c = 204 \text{ mm}$

Radiální reakce:

$$R_{Ay} = \frac{F_{t3}(a + b + c) + F_y \cdot c}{b + c} = \frac{1\,544(74,75 + 204 + 204) - 8\,274 \cdot 204}{204 + 204} = 5\,965 \text{ N}$$

Axiální reakce:

$$R_{Az} = F_z = 22\,705 \text{ N}$$

Největší ohybový moment:

$$M_{o4} = R_B \cdot c = 3\,855 \cdot 204 = 786\,444 \text{ Nmm}$$

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_{o4}^2 + 0,75 \cdot M_{k3,4}^2} = \sqrt{786\,444^2 + 0,75 \cdot 102\,157^2} = 791\,405 \text{ Nmm}$$

Minimální průměr šnekového hřídele:

$$d_{h2\,min} = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{\sigma_{oD} \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{791\,405}{160 \cdot 0,1}} = 36,71 \text{ mm}$$

⇒ volím dovolené napětí v ohybu $\sigma_{oD} = 160 \text{ MPa}$ (materiál hřídele 11 600) dle [5]

7.3.2.1 Výpočet pera na šnekovém hřídeli

Průměr hřídele včetně pera:

$$d_{h2} = d_{h2\,min} + \frac{h}{2} = 36,71 + \frac{8}{2} = 40,71 \text{ mm}$$

⇒ volím průměr hřídele pod ozubené kolo $d_{h2} = 42 \text{ mm}$

⇒ výška pera $h = 8 \text{ mm}$ dle [5]

Výpočet síly působící na pera:

$$F_{pe2} = \frac{2 \cdot M_{k3,4}}{d_{h2}} = \frac{2 \cdot 102\,157}{42} = 4\,865 \text{ N}$$

Výpočet délky per z rovnice na stříh:

$$l_1 = \frac{F_{pe2}}{b \cdot \tau_{sD}} = \frac{4\,865}{12 \cdot 80} = 5,07 \text{ mm}$$

⇒ šířka pera $b = 12 \text{ mm}$ dle [5]

⇒ volím dovolené napětí ve stříhu $\tau_{sD} = 80 \text{ MPa}$ (mat. 11 600) dle [5]

Výpočet délky per z rovnice na otláčení:

$$l_2 = \frac{F_{pe2}}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{4\,865}{\frac{8}{2} \cdot 135} = 9,01 \text{ mm}$$

⇒ volím dovolené napětí v tlaku $p_D = 135 \text{ MPa}$ (mat. 11 600) dle [5]

⇒ volím **PERO 12e7 x 8 x 32 ČSN 02 2562**

7.3.2.2 Výpočet ložisek na šnekovém hřídeli

Na hřídeli jsou použita dvě ložiska 32313 v místě A a B (Obrázek 34). Kontrolní výpočet trvanlivosti bude proveden pouze pro více zatížené ložisko. Pokud toto ložisko bude vyhovovat, druhé automaticky také.

Radiální zatížení ložiska A:

$$F_r = R_{Ay} = 5\,965 = 5\,965\text{ N}$$

Axiální zatížení ložiska A:

$$F_a = R_{Az} = 22\,705 = 22\,705\text{ N}$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P_r = XF_r + YF_a = 0,4 \cdot 5\,965 + 0,4 \cdot \cotg 20^\circ \cdot 22\,705 = 27\,339\text{ N}$$

$$\Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = \frac{22\,705}{5\,965} = 3,807\text{ N}; e = 1,5 \cdot \tg \alpha = 1,5 \cdot \tg 20^\circ = 0,546 \text{ dle [5]}$$

$$\Rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e \Rightarrow X = 0,4 \text{ a } Y = 0,4 \cotg \alpha \text{ dle [5]}$$

Základní trvanlivost v hodinách:

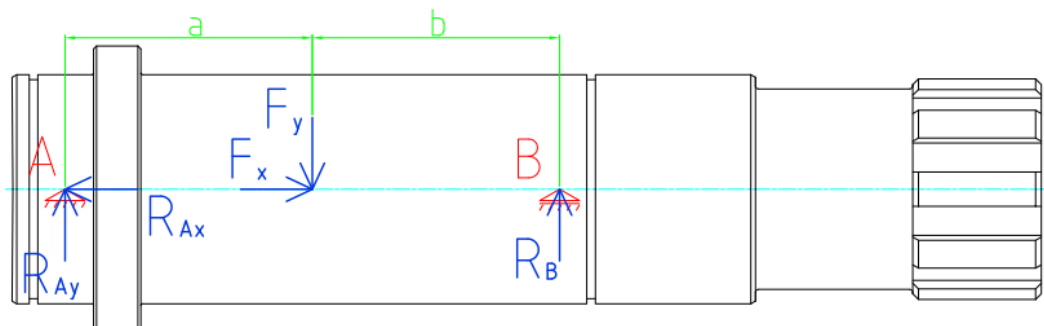
$$L_h = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{3\,600 \cdot \frac{n_{3,4}}{60}} = \left(\frac{323\,000}{27\,339}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{3\,600 \cdot \frac{1\,200}{60}} = 52\,169 \text{ hod}$$

⇒ dynamická únosnost ložiska C = 323 000 N dle [7]

⇒ požadovaná trvanlivost ložiska $L_{hD} = 50\,000$ hod

⇒ ložisko 32313 vyhovuje ⇒ $L_h > L_{hD}$

7.3.3 Výstupní hřídel převodovky



Obrázek 38: Schéma výstupního hřídele

Reakce šnekového výstupního působící na ložiska:

$$R_B = \frac{F_y \cdot a}{a + b} = \frac{8\,276 \cdot 86,5}{86,5 + 86,5} = 4\,138\,N$$

⇒ vzdálenosti mezi silami: $a = 86,5\,mm$, $b = 86,5\,mm$

Radiální reakce:

$$R_{Ay} = \frac{F_y \cdot b}{a + b} = \frac{8\,276 \cdot 86,5}{86,5 + 86,5} = 4\,138\,N$$

Axiální reakce:

$$R_{Ax} = F_x = 2\,026\,N$$

Největší ohybový moment:

$$M_{o5} = F_y \cdot a = 8\,276 \cdot 86,5 = 715\,870\,Nmm$$

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_{o5}^2 + 0,75 \cdot M_{k5}^2} = \sqrt{715\,870^2 + 0,75 \cdot 4\,910\,263^2} = 4\,312\,248\,Nmm$$

Minimální průměr výstupního hřídele:

$$d_{h3\,min} = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{\sigma_{oD} \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{4\,312\,248}{185 \cdot 0,1}} = 61,54\,mm$$

⇒ volím dovolené napětí v ohybu $\sigma_{oD} = 185\,MPa$ (materiál hřídele 11 700) dle [5]

7.3.3.1 Výpočet pera na výstupním hřídeli

Průměr hřídele včetně pera:

$$d_{h3} = d_{h3\,min} + \frac{h}{2} = 61,54 + \frac{14}{2} = 68,54\,mm$$

⇒ volím průměr hřídele pod ozubené kolo $d_{h2} = 80\,mm$

⇒ výška pera $h = 14\,mm$ dle [5]

Výpočet síly působící na pera:

$$F_{pe3} = \frac{2 \cdot M_{k5}}{d_{h3}} = \frac{2 \cdot 4\,910\,263}{80} = 122\,757\,N$$

Výpočet délky per z rovnice na střih:

$$l_1 = \frac{F_{pe3}}{b \cdot \tau_{SD}} = \frac{122\,757}{22 \cdot 100} = 55,79 \text{ mm}$$

⇒ šířka pera $b = 22 \text{ mm}$ dle [5]

⇒ volím dovolené napětí ve střihu $\tau_{SD} = 100 \text{ MPa}$ (mat. 11 700) dle [5]

Výpočet délky per z rovnice na otláčení:

$$l_2 = \frac{F_{pe3}}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{122b757}{\frac{14}{2} \cdot 170} = 103,16 \text{ mm}$$

⇒ volím dovolené napětí v tlaku $p_D = 170 \text{ MPa}$ (mat. 11 700) dle [5]

⇒ volím **PERO 22e7 x 14 x 110 ČSN 02 2562**

7.3.3.2 Výpočet ložisek na výstupním hřídeli

Na hřídeli jsou použita dvě ložiska 32916 v místě A a B (Obrázek 35). Kontrolní výpočet trvanlivosti bude proveden pouze pro více zatížené ložisko. Pokud toto ložisko bude vyhovovat, druhé automaticky také.

Radiální zatížení ložiska A:

$$F_r = R_{Ay} = 4\,138 = 4\,138 \text{ N}$$

Axiální zatížení ložiska A:

$$F_a = R_{Ax} = 2\,026 = 2\,026 \text{ N}$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P_r = XF_r + YF_a = 1 \cdot 4\,138 + 0 \cdot 2\,026 = 4\,138 \text{ N}$$

$$\Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = \frac{2\,026}{4\,138} = 0,489 \text{ N}; e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,546 \text{ dle [5]}$$

$$\Rightarrow \frac{F_a}{F_r} < e \Rightarrow X = 1 \text{ a } Y = 0 \text{ dle [5]}$$

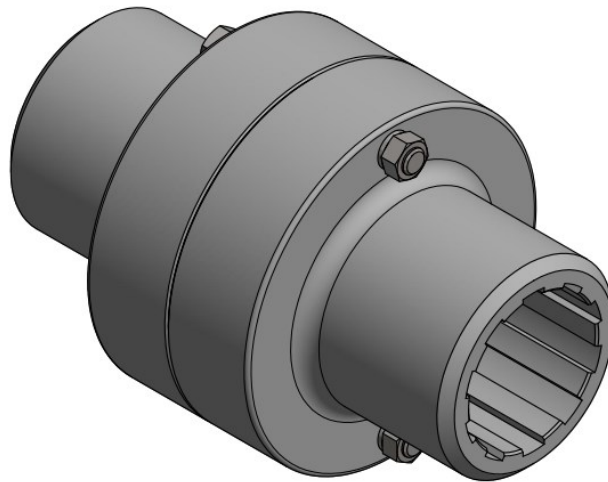
Základní trvanlivost v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{3\,600 \cdot \frac{n_5}{60}} = \left(\frac{89\,700}{4\,138}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{3\,600 \cdot \frac{20}{60}} = 23\,668\,311 \text{ hod}$$

⇒ dynamická únosnost ložiska C = 89 700 N dle [7]

- ⇒ požadovaná trvanlivost ložiska $L_{hD} = 50\,000$ hod
- ⇒ ložisko 32916 vyhovuje $\Rightarrow L_h > L_{hD}$

8 POJISTNÁ SPOJKA



Obrázek 39: Spojka

Kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky $M_{k5} = 4\,910\,263 \text{ Nmm}$

8.1 Výpočet kotoučové spojky

Výpočtový kroutící moment:

$$M_{kv} = M_{k5} \cdot k = 4\,910\,263 \cdot 1,4 = 6\,874\,368 \text{ Nmm}$$

⇒ volím provozní součinitel $k = 1,4$ dle [5]

Síla na roztečné kružnici šroubů:

$$F_s = \frac{2 \cdot M_{kv}}{D_s} = \frac{2 \cdot 6\,874\,368}{162} = 84\,869 \text{ N}$$

⇒ volím průměr roztečné kružnice šroubů $D_s = 162 \text{ mm}$

Průměr šroubu:

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \tau_{sD_s} \cdot j}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 84\,869}{\pi \cdot 320 \cdot 2}} = 13 \text{ mm}$$

⇒ volím dovolené napětí ve stříhu šroubu $\tau_{sD_s} = 320 \text{ MPa}$ dle [5]

⇒ volím počet šroubů $j = 2$

⇒ volím ŠROUB M12 x 105 B ČSN 02 1111–8.8–2 ks dle [5]

8.2 Spojení náboje s hřídelem

Minimální průměr hřídele pod spojkou:

$$d_{h4 \min} = \frac{M_{k5}}{\tau_{sD}} = \frac{4\,910\,263}{70} = 70,52 \text{ mm}$$

⇒ volím dovolené napětí v krut $\tau_{kD} = 70 \text{ MPa}$ (mat. 11 500) dle [5]

⇒ volím průměr hřídele pod spojkou $d_{h4} = 72 \text{ mm}$

Síla působící na drážkování:

$$F_{pe4} = \frac{4 * M_{k5}}{D_d + d_{h4}} = \frac{4 * 4\,910\,263}{78 + 72} = 130\,940 \text{ N}$$

⇒ průměr hřídele s drážkami $D_d = 78 \text{ mm}$ dle [5]

Výška drážky:

$$H = \frac{D_d - d_{h4}}{2} = \frac{78 - 72}{2} = 3 \text{ mm}$$

Délka drážek na hřídeli:

$$l_d = \frac{F_{pe4}}{H * p_D * 0,75 * j_d} = \frac{130\,940}{3 * 100 * 0,75 * 10} = 58,19 \text{ mm}$$

⇒ volím dovolené napětí v tlaku $p_D = 100 \text{ MPa}$ (mat. 11 500) dle [5]

⇒ počet drážek $j_d = 10$ dle [5]

⇒ volím konec drážkového hřídele:

ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 10 x 72g7 x 78a11 x 12f7 ČSN ISO 14

dle [5]

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout a vymodelovat pohon výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou na základě vypracované literární studie. Návrh má dle zadání celkový převodový poměr $i_c = 180$, výkon na výstupu převodovky $P_5 = 10$ kW a otáčky na výstupu převodovky $n_5 = 20$ ot/min. Dle zadání bylo třeba zhotovit i kompletní výkresovou dokumentaci.

Teoretická část začíná seznámením s mechanickými převody. Nachází se zde rozdělení mechanických převodů a jejich základní výpočty. Nejvíce se zde zaměřuje na převody ozubenými koly. V další části se pojednává o převodovkách, jejich rozdělení a základních informacích jednotlivých typů. V kapitole hřídelové spojky je uvedeno základní rozdělení spojek a popsáno několik druhů hřídelových spojek. V této části se nachází i stručné informace o převodových skříních.

V praktické části je samotný výpočet a návržení řemenového převodu, šnekové převodovky a pojistné spojky. Nejprve se ze zadaných hodnot určil vhodný motor, konkrétně byl zvolen trojfázový asynchronní dvoupólový elektromotor SIEMENS 1LE1003. Dalším krokem bylo navrhnout řemenový převod, kterým se zredukovala rychlost otáčení, tak aby odpovídala zadání. Převodovka je dvoustupňová, kde prvním stupněm je přímé soukolí s přímými zuby a druhým stupněm šnekové soukolí s válcovým šnekem a globoidním šnekovým kolem. Obě soukolí jsou uložena v převodové skříně spolu s nadimenzovanými hřídeli. Skříň je tvořena třemi částmi, které jsou odlity slitinou hliníku. Jako poslední je v této části bakalářské práce uvedeno návržení pojistné spojky. Jedná se o kotoučovou pojistnou spojkou, kde jako střížné elementy slouží lícované šrouby.

Soukolí byla navržena v modulu Design Accelerator, který se nachází v programu Autodesk Inventor Professional 2017. Vygenerované hodnoty byly použity pouze pro kontrolu vypočtených rozměrových hodnot soukolí. Kontrola ozubení byla počítána dle jiné normy. V bakalářské práci tedy nejsou žádné hodnoty vygenerované modulem uvedeny.

Na základě všech navržených strojních celků byl vymodelován celý pohon výrobního stroje v programu Autodesk Inventor Professional 2017. Pomocí tohoto programu byla vytvořena i kompletní výkresová dokumentace. Veškeré výkresy včetně kusovníků jsou uvedeny v příloze. 3D model je uveden jako elektronická příloha, kde se nachází všechny součásti, které byly vymodelovány, vygenerovány nebo staženy.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [2] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů II: Převody*. Praha: SNTL - NAKLADATELSTVÍ, 1978.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [4] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [5] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] Valivá ložiska. *Skf.com* [online]. Göteborg: SKF Group, 2019 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [8] VÁCLAVÍK, Jakub. *Převodovka pohonu vertikálního odstředivého čerpadla hasičího systému* [online]. Plzeň, 2017. Diplomová práce. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI. Vedoucí práce doc. Ing. Jaroslav Krátký, PhD.
- [9] RAJDL, Petr. *Nápravová převodovka pro pohon dvojkolí otočného dvounápravového podvozku nízkopodlažní tramvaje*. Praha, 2016. Bakalářská práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Kolář. CSc.
- [10] RADECHOVSKÝ, Milan. *Návrh pohonu dvouhřídelové drtičky odpadu*. Praha, 2017. Bakalářská práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Křička, Ph.D.

- [11] LOSHKAREV, Kirill. *Identifikace mechanických vlastností vinuté šnekové převodovky*. Praha, 2016. Bakalářská práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce Ing. Karel Vítek, CSc.
- [12] ŽIVČÁK, Tomáš. *Stavba a provoz strojů I. Publi* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/208/06.html>
- [13] Hřídlové spojky. *Webnode* [online]. Gartenstrasse: Webnode, 2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://files.strojarna.webnode.cz/200000016-a0da9a1d4c/spojky.pdf>
- [14] Hřídlové spojky. *WebSnadno* [online]. Hlučín: F01 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-11.04_castistrojuumoznujicipohyb_spojky.pdf
- [15] HAJM, Miroslav. *Kuželové převodovky pro pohon hasícího čerpadla*. Plzeň, 2013. Diplomová práce. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI. Vedoucí práce doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.
- [16] MANGA, Martin. *Konstruování strojů – převody: Podklady do cvičení. FSI FÓRUM* [online]. Brno: php Group, 2007 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/_cv/cvika_komplet_podklady%2009-10.pdf
- [17] GROMA, Daniel. *POHON VZDUCHOVÉHO VENTILÁTORU*. Liberec, 2017. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce doc. Ing. Michal Petřů, Ph.D.
- [18] 2-PÓLOVÉ, TŘÍFÁZOVÉ ASYNCHRONNÍ MOTORY – SIEMENS. *RAVEO* [online]. Zlín [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/AC-motory-trifazove-2-polove-SIEMENS>
- [19] ČÁSTI STROJŮ: Mechanické převody. *SlidePlayer* [online]. SlidePlayer.cz, 2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/11402666/>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

i	Převodový poměr	[-]
ω	Úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]
n	Frekvence otáčení	[s ⁻¹]
v	Obvodová rychlost	[mm·min ⁻¹]
D	Průměr kola	[mm]
F	Obvodová síla	[N]
M_k	Kroutící moment	[N·mm]
n'	Skutečná frekvence otáčení	[s ⁻¹]
P	Výkon	[W]
η	Účinnost	[-]
γ	Úhel stoupání šroubovice	[°]
β	Úhel sklonu	[°]
m_t	Modul tečný	[mm]
m_n	Modul normálový	[mm]
m_x	Modul v osovém řezu	[mm]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
P_m	Výkon motoru	[kW]
n_0	Otáčky motoru	[min ⁻¹]
M_{k0}	Kroutící moment motoru	[Nm]
η_m	Účinnost motoru	[-]
P_0	Skutečný výkon elektromotoru	[W]
P_j	Jmenovitý výkon	[W]
c_1	Součinitel úhlu opásání	[-]
c_2	Součinitel provozního zatížení	[-]

c_3	Součinitel délky klínového řemene	[-]
P_r	Výkon přenášený jedním klínovým řemenem	[W]
n_{1-5}	Otáčky hřídelů	[min ⁻¹]
P_{1-5}	Výkony převodovky	[W]
i_s	Převodový poměr šnekového soukolí	[-]
$i_č$	Převodový poměr čelního soukolí	[-]
$\eta_č$	Účinnost páru čelního ozubení	[-]
η_s	Účinnost šnekového ozubení	[-]
η_r	Účinnost řemenového převodu	[-]
L_{hD}	Požadovaná trvanlivost ložiska	[hod]
L_{hs}	Trvanlivost soukolí	[hod]
d_p	Průměr malé řemenice	[mm]
D_p	Průměr velké řemenice	[mm]
v_1	Obvodová rychlost řemenice	[m/s]
A_p	Předběžná osová vzdálenost řemenic	[mm]
A	Skutečná osová vzdálenost řemenic	[mm]
L_p	Výpočtová délka klínového řemene	[mm]
p^*, q^*	Koeficient	[-]
z	Počet klínových řemenů	[-]
β_{dp}	Úhel opásání malé řemenice	[°]
β_{Dp}	Úhel opásání velké řemenice	[°]
x, y	Meze seřízení osové vzdálenosti	[mm]
d_{1-4}	Průměry roztečných kružnic ozubených kol	[mm]
d_{a1-4}	Průměry hlavových kružnic ozubených kol	[mm]
d_{f1-4}	Průměry patních kružnic ozubených kol	[mm]

d_{z1-2}	Průměry základních kružnic ozubených kol	[mm]
z_{1-4}	Počet zubů	[-]
a_s	Roztečná osová vzdálenost ozubených kol	[mm]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
h_z	Výška zubu	[mm]
p	Rozteč	[mm]
s	Šířka zubu	[mm]
g_α	Dráha záběru	[mm]
p_z	Základní rozteč	[mm]
ε_α	Součinitel záběru profilu	[-]
b_o	Šířka ozubení	[mm]
v_{2-5}	Obvodová rychlost ozubených kol	[m/s]
F_{t1}	Obvodová síla malé řemenice	[N]
F_{t2-5}	Obvodová síla ozubených kol	[N]
F_{r2-5}	Radiální síla ozubených kol	[N]
F_{a2-5}	Axiální síla ozubených kol	[N]
M_{k1-5}	Kroutící momenty hřídelů	[Nmm]
$\sigma_{D_{o1-2}}$	Základní dovolené napětí pro ohyb	[MPa]
$\sigma_{D_{d1-2}}$	Základní dovolené napětí pro tlak	[MPa]
r_{o1-2}	Rychlostní součinitel pro ohyb	[-]
r_{d1-2}	Rychlostní součinitel pro tlak	[-]
y_{o1-2}	Tvarový součinitel pro ohyb	[-]
y_{d1-2}	Tvarový součinitel pro tlak	[-]
c_{o1-2}	Srovnávací hodnota pro ohyb	[MPa]
c_{d1-2}	Srovnávací hodnota pro tlak	[MPa]

F_D	Dovolené zatížení zubu	[N]
c	Součinitel materiálu	[-]
ψ	Součinitel přesnosti opracování	[-]
q	Součinitel průměru šneku	[-]
c_s	Hlavová vůle	[mm]
γ	Úhel stoupání	[°]
l_s	Délka šneku	[mm]
P_{n5}	Nominální výstupní výkon	[W]
v_k	Sklužová rychlost	[m/s]
Z_v	Součinitel sklužové rychlosti	[-]
Z_s	Součinitel velikosti	[-]
σ_{HG}	Korigovaná mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{HlimT}	Mez únavy v dotyku	[MPa]
Z_h	Součinitel počtu cyklů	[-]
Z_{oil}	Součinitel maziva	[-]
p_m^*	Parametr středního Hertzova napětí	[-]
σ_{Hm}	Střední napětí v dotyku	[MPa]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
E_{red}	Redukovaný modul pružnosti v tahu	[MPa]
S_H	Součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]
N_L	Počet cyklů	[-]
Y_F	Součinitel tvaru	[-]
T_γ	Součinitel úhlu stoupání šroubovice	[-]
F_{tn5}	Nominální obvodová síla	[N]
τ_F	Smykové napětí v patě zubů	[MPa]

Y_ε	Součinitel vlivu záběru	[-]
Y_K	Součinitel tloušťky věnce	[-]
S_F	Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu	[-]
τ_{FlimT}	Mez únavy ve smyku	[MPa]
f_{0T}	Součinitel tření pro syntetické oleje	[-]
Y_s	Součinitel velikosti	[-]
Y_G	Součinitel geometrie	[-]
Y_R	Součinitel drsnosti	[-]
R_a	Drsnost	[μm]
f_{zm}	Střední součinitel tření	[-]
Y_W	Součinitel materiálu	[-]
δ_{max}	Maximální průhyb hřídele	[mm]
l	Vzdálenost ložisek	[mm]
δ_{lim}	Mezní průhyb šneku	[mm]
S_δ	Součinitel bezpečnosti průhybu hřídele šneku	[-]
α	Úhel profilu	[$^\circ$]
α_n	Normálový úhel profilu	[$^\circ$]
F_y, F_z, F_x	Osové síly	[N]
f	Součinitel tření	[-]
a, b, c	Vzdálenost mezi silami	[mm]
R_A, R_B	Reakce sil	[N]
M_o	Ohybový moment	[Nmm]
M_{red}	Redukovaný moment	[Nmm]
d_{hmin}	Minimální průměr hřídele	[mm]
σ_{oD}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]

d_{h1-4}	Průměr hřídele	[mm]
h_p	Výška pera	[mm]
b_p	Šířka pera	[mm]
F_{pe1-3}	Síla působící na pero	[N]
l_1, l_2	Délka pera	[mm]
τ_{sD}	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
p_D	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
F_r	Radiální zatížení ložiska	[N]
F_a	Axiální zatížení ložiska	[N]
P_r	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
X, Y	Koeficienty výpočtu ložisek	[-]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
e	Koeficient kontroly ložiska	[-]
M_{kv}	Výpočtový kroutící moment	[Nmm]
k	provozní součinitel	[-]
F_s	Síla na roztečné kružnici šroubů	[N]
D_s	Průměr roztečné kružnice šroubů	[mm]
d_s	Průměr šroubu	[mm]
τ_{sD_s}	Dovolené napětí ve střihu šroubu	[MPa]
j	Počet šroubů	[-]
F_{pe4}	Síla působící na drážky	[N]
D_d	Průměr hřídele s drážkami	[mm]
H	Výška drážky	[mm]
l_d	Délka drážek	[mm]
j_d	Počet drážek	[-]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Rozdělení mechanických převodů [19].....	11
Obrázek 2: Složený převod [4]	12
Obrázek 3: Druhy soukolí [1]	14
Obrázek 4: Převodovky s čelními zuby [10]	16
Obrázek 5: Kuželová převodovka [8]	17
Obrázek 6: Kuželočelní třístupňová převodovka.....	18
Obrázek 7: Popis planetového mechanismu [10]	19
Obrázek 8: Planetová převodovka [8]	20
Obrázek 9: Šneková soukolí [1].....	21
Obrázek 10: Úhly sklonu a stoupání [1]	22
Obrázek 11: Spirální šnek [11]	23
Obrázek 12: Obecný šnek [11]	23
Obrázek 13: Evolventní šnek [11]	24
Obrázek 14: Globoidní šnek [1].....	25
Obrázek 15: Schéma hřídelové spojky [12].....	26
Obrázek 16: Trubková spojka [12]	27
Obrázek 17: Korýtková spojka [14].....	27
Obrázek 18: Kotoučová spojka [4]	28
Obrázek 19: Ozubcová spojka [4]	28
Obrázek 20: Kloubová spojka [12].....	28
Obrázek 21: Obručová spojka [12].....	29
Obrázek 22: Spojka Bibby [4]	29
Obrázek 23: Zubová spojka [12]	30
Obrázek 24: Třecí spojka s čelním stykem.....	31
Obrázek 25: Vysmekávací spojka [4].....	31
Obrázek 26: Třecí prokluzovací spojka lamelová [4].....	31
Obrázek 27: Pojistná spojka se střížným kolíkem [4]	31
Obrázek 28: Radiální volnoběžná spojka [4].....	32
Obrázek 29: Axiální rovnoběžná spojka [4]	32
Obrázek 30: Rozběhová spojka [12].....	32
Obrázek 31: Odlévaná převodová skříň.....	33
Obrázek 32: Schéma pohonu výrobního stroje.....	35

Obrázek 33: Převodovka.....	39
Obrázek 34: Čelní soukolí	39
Obrázek 35: Šnekové soukolí	43
Obrázek 36: Schéma vstupního hřídele	51
Obrázek 37: Schéma šnekového hřídele	53
Obrázek 38: Schéma výstupního hřídele	55
Obrázek 39: Spojka.....	59

SEZNAM PŘÍLOH

P I RYCHLOSTNÍ SOUČINITEL PRO OHYB

P II RYCHLOSTNÍ SOUČINITEL PRO OTLAČENÍ

P III TVAROVÝ SOUČINITEL PRO OHYB

P IV TVAROVÝ SOUČINITEL PRO OTLAČENÍ

Výkresová dokumentace:

P V UTB-BP-2020-001 SESTAVA POHONU

P VI UTB-BP-2020-002 SESTAVA HŘÍDEL VSTUPNÍ

P VII UTB-BP-2020-003 HŘÍDEL VSTUPNÍ

P VIII UTB-BP-2020-004 PASTOREK

P IX UTB-BP-2020-006 SESTAVA HŘÍDEL ŠNEKOVÁ

P X UTB-BP-2020-007 HŘÍDEL ŠNEKOVÁ

P XI UTB-BP-2020-008 OZUBENÉ KOLO

P XII UTB-BP-2020-009 SESTAVA HŘÍDEL VÝSTUPNÍ

P XIII UTB-BP-2020-010 VĚNEC

P XIV UTB-BP-2020-011 STŘED ŠNEKOVÉHO KOLA

P XV UTB-BP-2020-012 ŠNEKOVÉ KOLO

P XVI UTB-BP-2020-013 ROZPĚRNÝ KROUŽEK

P XVII UTB-BP-2020-014 HŘÍDEL VÝSTUPNÍ

P XVIII UTB-BP-2020-015 SPOJKA STRÍŽNÁ

P XIX UTB-BP-2020-016 KOTOUČ STRÍŽNÉ SPOJKY

P XX UTB-BP-2020-017 PODLOŽKA

P XXI UTB-BP-2020-018 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

P XXII UTB-BP-2020-019 ŘEMENICE MALÁ

P XXIII UTB-BP-2020-020 ŘEMENICE VELKÁ

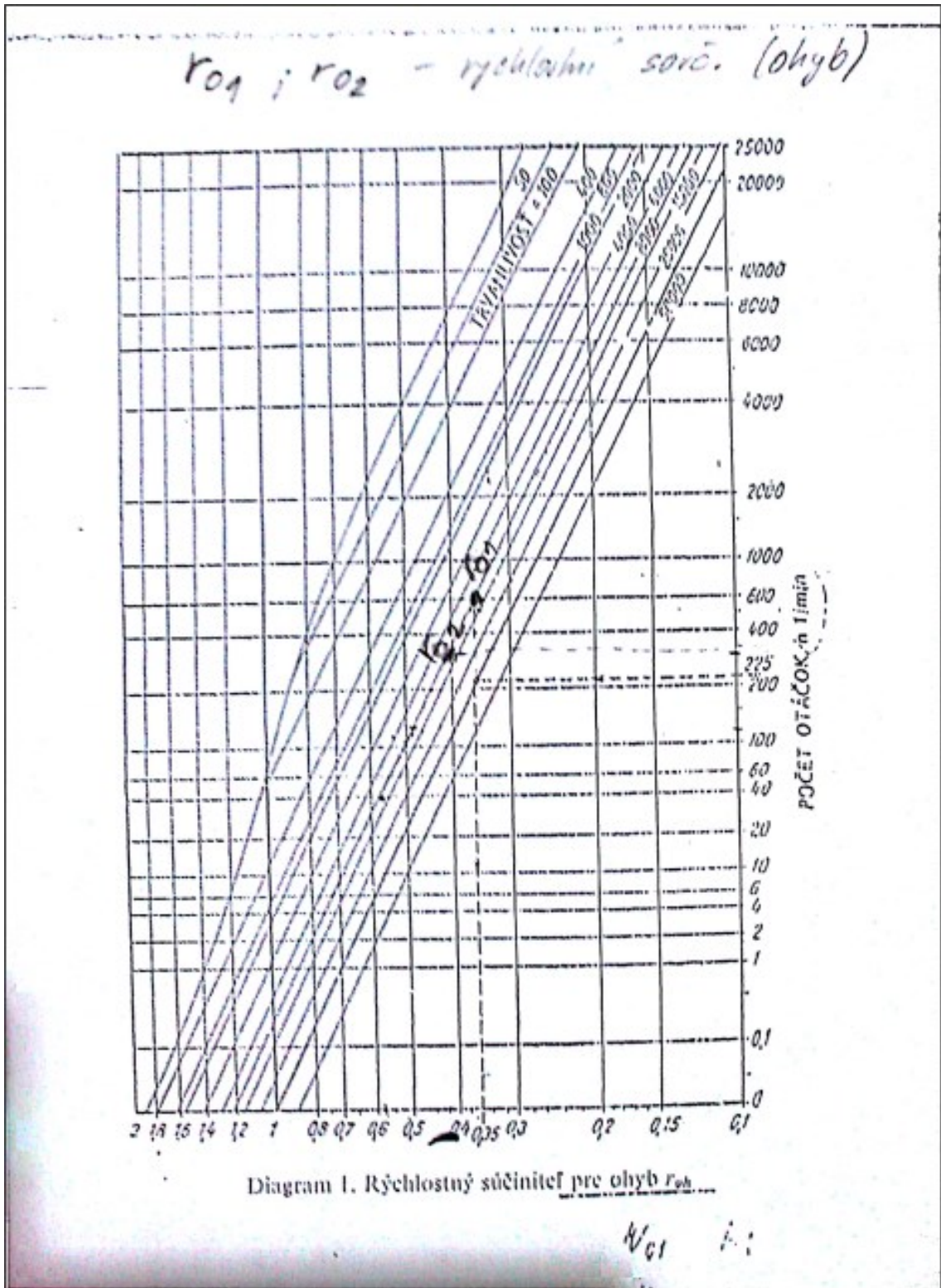
P XXIV UTB-BP-2020-021 VÍKO 1

P XXV	UTB-BP-2020-022	VÍKO 2
P XXVI	UTB-BP-2020-023	VÍKO 3
P XXVII	UTB-BP-2020-024	VÍKO 4
P XXVIII	UTB-BP-2020-025	SKLÍČKO
P XXIX	UTB-BP-2020-026	DRŽÁK SKLÍČKA
P XXX	UTB-BP-2020-027	SKŘÍŇ SPODNÍ ČÁST
P XXXI	UTB-BP-2020-028	SKŘÍŇ STŘEDNÍ ČÁST (1)
P XXXII	UTB-BP-2020-028	SKŘÍŇ STŘEDNÍ ČÁST (2)
P XXXIII	UTB-BP-2020-029	SKŘÍŇ HORNÍ ČÁST
P XXXVI	UTB-BP-2020-030	VODÍCÍ POUZDRO
P XXXV	UTB-BP-2020-031	PODLOŽKA 2
P XXXVI	KUSOVNÍK – SESTAVA POHONU	
P XXXVII	KUSOVNÍK – SESTAVA HŘÍDEL VSTUPNÍ	
P XXXVIII	KUSOVNÍK – SESTAVA HŘÍDEL ŠNEKOVÁ	
P XXXIX	KUSOVNÍK – SESTAVA HŘÍDEL VÝSTUPNÍ	
P XL	KUSOVNÍK – ŘEMENOVÝ PŘEVOD	
P XLI	KUSOVNÍK – SPOJKA STRIŽNÁ	
P XLII	KUSOVNÍK – ŠNEKOVÉ KOLO	

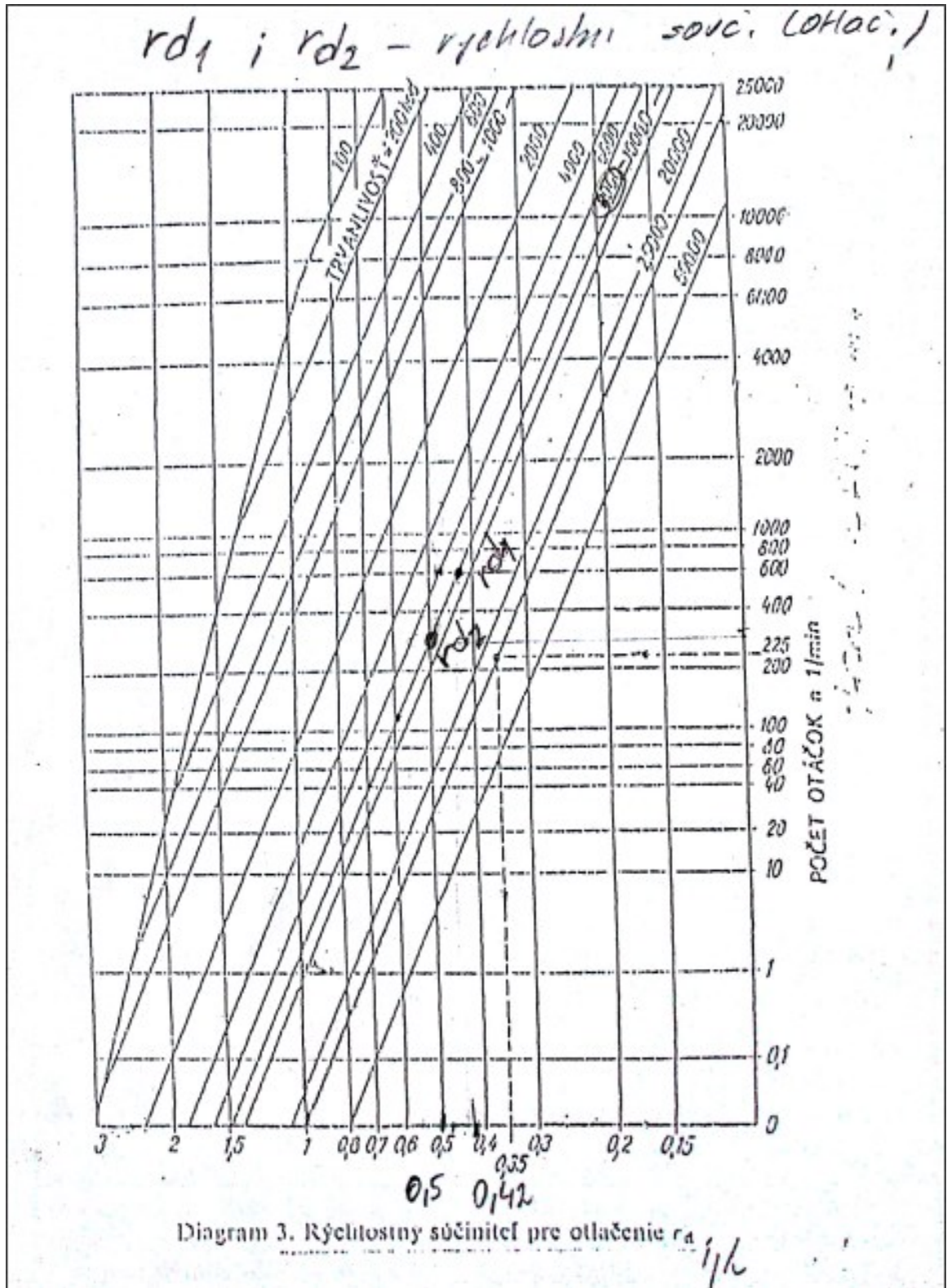
Elektronická dokumentace:

P XLIII	3D MODEL
---------	----------

PŘÍLOHA P I: RYCHLOSTNÍ SOUČINTEL PRO OHYB



PŘÍLOHA P II: RYCHLOSTNÍ SOUČÍNITEL PRO OTLAČENÍ



PŘÍLOHA P III: TVAROVÝ SOUČINTEL PRO OHYB

$y_{01}; y_{02}$ - tvarové souč. (ohyb)

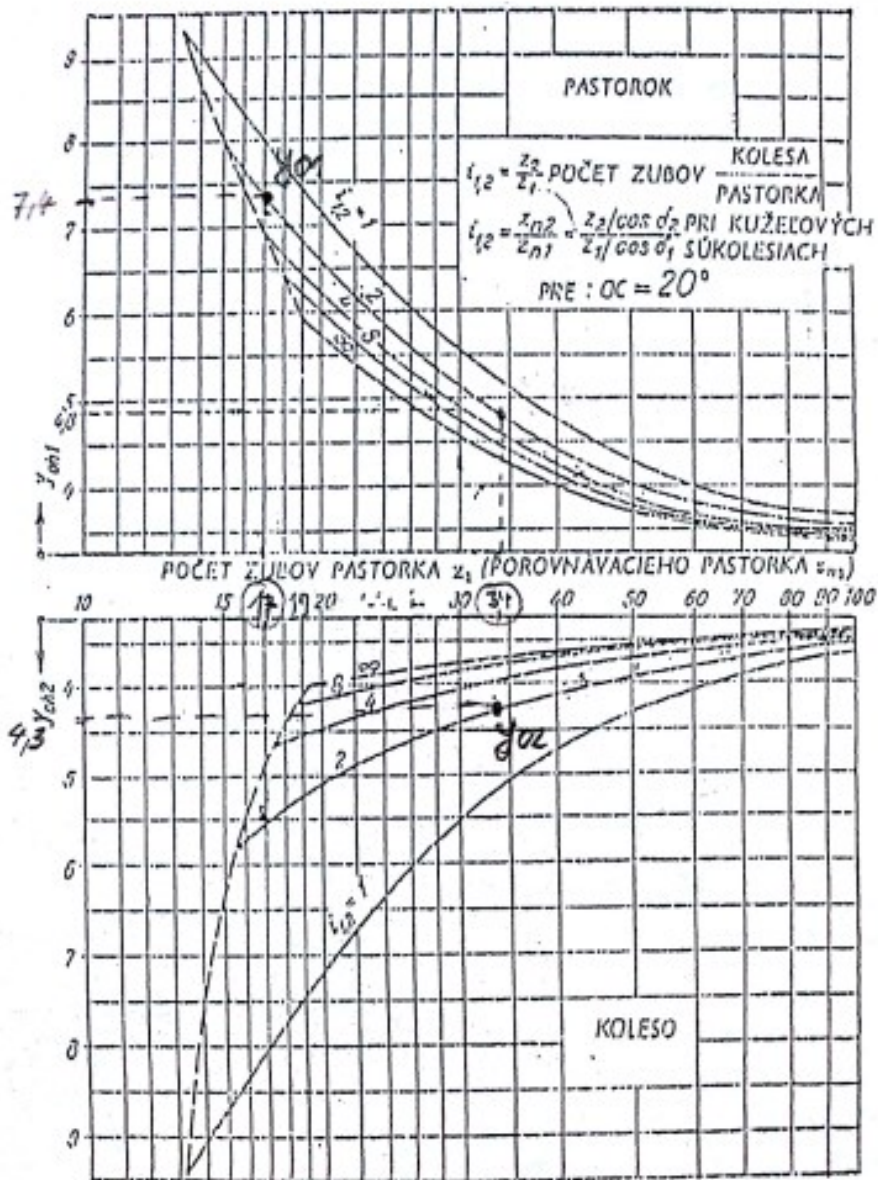


Diagram 2. Tvarový súčiniteľ pre ohyb y_{01} (y_{001}) y_{02} (y_{002}) pre bežné ozubenie, $\alpha = 20^\circ$.
 z_1 — počet zubov pastorka,
 z_2 — počet zubov koleza,
 z_{n1} — počet zubov porovnávacieho pastorka,
 z_{n2} — počet zubov porovnávacieho koleza.

PŘÍLOHA P IV: TVAROVÝ SOUČINITEL PRO OTLAČENÍ

y_{d1} i y_{d2} - tvarové souč. (otlač.)

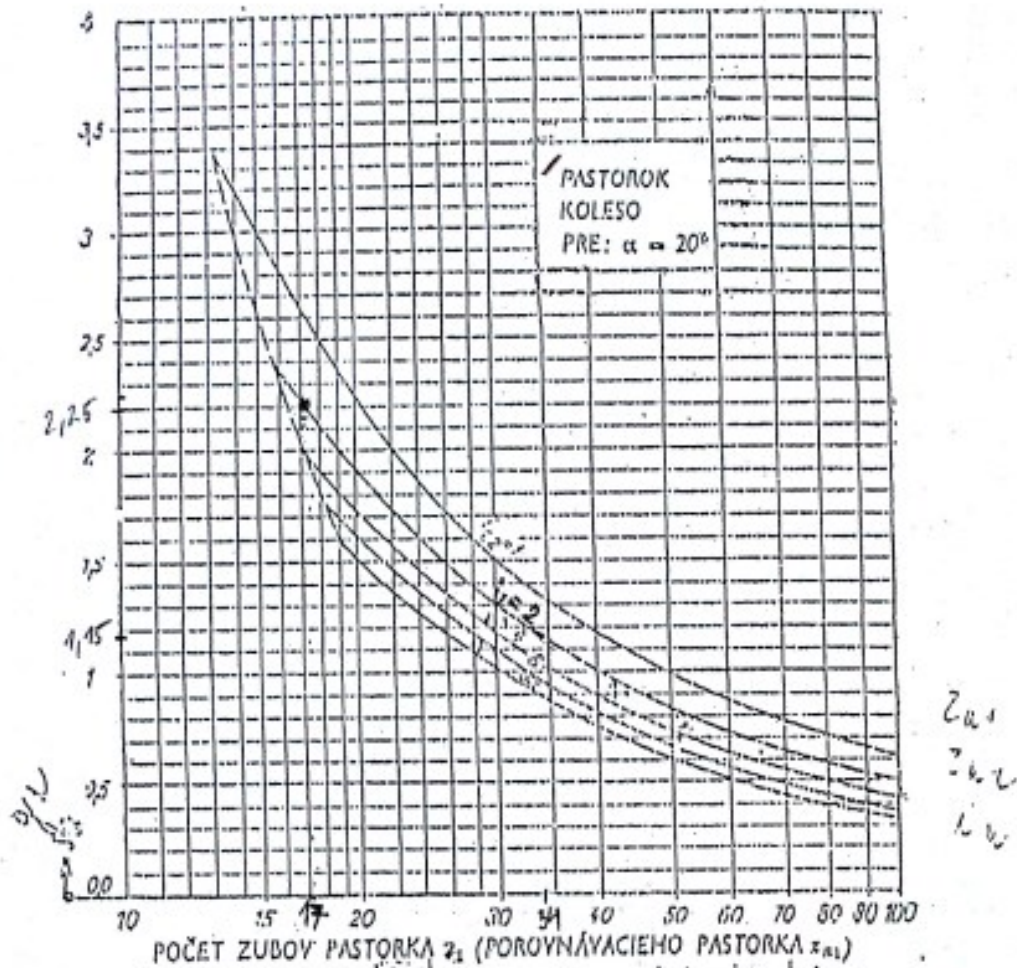


Diagram 4. Tvarový súčiniteľ pre otlačenie $y_d(y_{d1})$ pre bežnú ozubnicu, $\alpha = 20^\circ$ (platí pre pastorku i j koleso)

$$\text{SUČINITEL } U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2}$$

Tabuľka 4

m	U	m	U	m	U
1	0,630	3	0,787	9	0,978
1,25	0,658	3,5	0,810	10	1,000
1,5	0,684	4	0,832	12	1,035
1,75	0,702	4,5	0,852	14	1,070
2	0,728	5	0,869	16	1,100
2,25	0,745	6	0,902	18	1,125
2,5	0,756	7	0,922	20	1,150
2,75	0,773	8	0,955	22	1,170