

Konstrukce převodovky s kuželovým a šnekovým soukolím

Jan Růžička

Bakalářská práce
2021



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: Jan Růžička
Osobní číslo: T17214
Studijní program: B3909 Procesní inženýrství
Studijní obor: Technologická zařízení
Forma studia: Prezenční
Téma práce: Konstrukce převodovky s kuželovým a šnekovým soukolím

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární řešení na dané téma.
2. Vypracujte návrh převodovky dle zadaných parametrů.
3. Vyhotoďte funkční 3D model převodovky.
4. Vyhotoďte výkresovou dokumentaci.

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

Seznam doporučené literatury:

VOLEK, František. Základy konstruování a části strojů I. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8.

PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-573-0.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Adam Škrobák, Ph.D.
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **5. ledna 2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2021**

L.S.

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

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

Ve Zlíně dne 1. dubna 2021

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

Tato práce se zabývá návrhem zabezpečovacího pohonu s největším důrazem na dvoustupňovou převodovku s kuželovým a šnekovým soukolím s celkovým převodovým poměrem 150 a výkonem 10 kW. Konstrukční část předchází literární rešerše se zaměřením na druhy ozubených převodů, jejich návrh a bezpečnostní kontrolu. Dále se literární část věnuje samotným převodovkám, typům valivých uložení a v neposlední řadě způsobem těsnění a mazání. Konstrukční část je pak zaměřena na konkrétní koncepci převodovky, návrh elektromotoru, řemenového převodu a pojistné spojky na výstupní hřídeli. Vše předchází potřebné výpočty, přičemž kontrola ozubení byla provedena dle norem ISO 10300 a DIN 3996. Výsledkem práce je rovněž 3D model převodovky v programu Autodesk Inventor 2020 doplněn o výkresovou dokumentaci.

Klíčová slova: mechanické převody, řemenové převody, ozubené převody, šneková soukolí, kuželová soukolí, převodovky, pojistná spojka

ABSTRACT

This thesis deals with the designing process of interlocking gear with emphasis on a two-stage gearbox with bevel and worm gears with overall conversion ratio of 150 and output of 10kW. The structural part is preceded by literature research that focuses on different types of gears, their design and security control. The literature part further focuses on gearboxes themselves, types of sliding bearings and last but not least methods of sealing and lubrication. The structural part then focuses on the particular conception of the gearbox, design of an electric motor, belt gear and safety coupling on the output shaft. Everything is preceded by the required calculations, whereas the gear inspection was performed according to the ISO 10300 and DIN 3996 standards. The outcome of this thesis is also a 3D model of the gearbox made in the Autodesk Inventor 2020 programme completed by a drawing documentation.

Keywords: mechanical transmissions, belt transmissions, toothed gears, worm gears, bevel gears, gearboxes, safety coupling

Zde bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Adamu Škrobákovi, Ph.D za skvělou spolupráci, odborné a užitečné rady a připomínky při vypracování této práce. Také bych rád poděkoval své rodině a skvělým kamarádům, kteří mě hodně psychicky pomáhali a věřili mi, že to vše zvládnou.

;

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

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 MECHANICKÉ PŘEVODY	12
1.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODŮ	12
1.2 ZÁKLADNÍ VZTAHY MEZI PŘEVODY	13
1.2.1 Převodový poměr	13
1.2.2 Silové poměry v převodech.....	14
1.2.3 Účinnost a ztráty.....	15
2 OZUBENÉ PŘEVODY	16
2.1 ROZDĚLENÍ.....	16
2.2 ZÁKLADNÍ TEORIE OZUBENÍ	19
2.2.1 Základní zákon ozubení	19
2.3 MATERIÁLY OZUBENÝCH KOL	20
2.3.1 Materiály šnekových soukolí	21
2.3.2 Materiály kuželových soukolí	21
3 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ	22
3.1 CHARAKTERISTIKA.....	22
3.1.1 Výhody a nevýhody šnekových soukolí.....	22
3.2 DRUHY ŠNEKOVÝCH SOUKOLÍ	23
3.2.1 Válcová soukolí.....	23
3.2.2 Smíšené soukolí.....	23
3.2.3 Globoidní soukolí.....	24
3.3 GEOMETRICKÉ CHARAKTERISTIKY ŠNEKU.....	25
3.4 GEOMETRICKÉ CHARAKTERISTIKY ŠNEKOVÉHO KOLA	26
3.5 GEOMETRICKÉ CHARAKTERISTIKY ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ	30
3.6 KONSTRUKCE ŠNEKŮ A ŠNEKOVÝCH KOL	30
3.6.1 Konstrukce šneků	30
3.6.2 Konstrukce šnekových kol	30
4 KUŽELOVÁ SOUKOLÍ	31
4.1 CHARAKTERISTIKA KUŽELOVÝCH SOUKOLÍ.....	31
4.2 ZÁKLADNÍ DĚLENÍ KUŽELOVÝCH SOUKOLÍ.....	34
4.2.1 Podle vzájemné polohy os.....	34
4.2.2 Podle druhu ozubení.....	34
4.3 GEOMETRIE KUŽELOVÝCH KOL	36
4.4 SILOVÉ POMĚRY V KUŽELOVÉM SOUKOLÍ.....	38
4.5 ZÁKLADNÍ VZTAHY PRO VÝPOČET KUŽELOVÝCH KOL	41

5	PŘEVODOVKY	45
5.1	MAZÁNÍ PŘEVODOVEK	46
5.1.1	Způsoby mazání	47
5.2	ÚDRŽBA PŘEVODOVEK	47
5.4	TĚSNĚNÍ PŘEVODOVEK	48
6	LOŽISKA.....	50
6.1	VALIVÁ LOŽISKA.....	50
6.1.1	Kuličková ložiska.....	51
6.1.2	Kuželíkové ložisko.....	52
6.2	MAZÁNÍ LOŽISEK.....	53
6.3	REŽIMY MAZÁNÍ PŘEVODOVEK.....	54
6.3.1	Hydrodynamické mazání.....	54
6.3.2	Hydrostatické mazání.....	54
6.3.3	Elastohydrodynamické mazání	54
6.3.4	Mezné mazání	55
6.3.5	Mazání tuhými mazivy.....	55
II	PRAKTICKÁ ČÁST	56
7	CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	57
7.1	SCHÉMA POHONU VÝROBNÍHO STROJE	58
8	USPOŘÁDÁNÍ JENDOTLIVÝCH PŘEVODŮ	59
8.1	VOLBA JEDNOTLIVÝCH PŘEVODOVÝCH POMĚRŮ A VÝPOČET OTÁČEK.....	59
8.2	VOLBA ELEKTROMOTORU	59
	Skutečný výkon elektromotoru	59
9	ŘEMENOVÝ PŘEVOD	60
10	PŘEVODOVKA.....	63
10.1	VÝPOČET KROUTÍCÍCH MOMENTŮ A VÝKONŮ.....	63
10.2	NÁVRH KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ.....	64
10.3	NÁVRH ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ	73
10.3.2	Výpočet únosnosti šnekového soukolí podle DIN 3996	75
10.3.3	Silové poměry šnekového soukolí.....	79
10.4	DIMENZOVÁNÍ HŘÍDELŮ	79
10.4.1	Výpočet hnací hřídele.....	79
10.4.5	Montáž převodovky.....	89
11	POJISTNÁ SPOJKA	92
	ZÁVĚR	94
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	95
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	98

SEZNAM OBRÁZKŮ	109
SEZNAM TABULEK.....	111
SEZNAM PŘÍLOH.....	112

ÚVOD

V mé bakalářské práci nesoucí název Konstrukce převodovky s kuželovým a šnekovým soukolím se zabývám několika tématy jako například ozubené převody, převodovky, ložiska a jiné. Ozubená kola jsou hojně využívána a jsou součástí našich každodenních životů. Snad každý z nás se již setkal s nějakým druhem ozubených kol, které nám ulehčují životy. Jsou součástí většiny strojních součástí, dopravníků, pohonných jednotek atd.

Největší rozkvět ozubených kol můžeme přiřadit do dvacátého století, kde se poměrně rychle rozvíjela výroba. Jak se převody zdokonalovali po technické i konstrukční stránce, tak se bohužel pomalu vývoje ozubených kol pomalu pozastavovali. Až později byly zapotřebí modernizace geometrii. No v dnešní době lze vývoje považovat za ukončené. Je poměrně složité docílit úspěchu v tomhle strojírenském odvětví, a to díky stále se navyšujícím nárokům na konstrukční, technické a ekonomické parametry. Výroba ozubených kol je poměrně složitý proces. Je zapotřebí celá řada různých metod a postupů, které se liší převážně přesností, produktivitou ale hlavně nároky a náklady na speciální stroje. Metody lze rozdělit do dvou základních tříd, a to podle toho, zda se profil nástroje do obrobku prostě kopíruje zub po zubu (tudíž metoda dělicí způsob), anebo se profil zubů vytváří odvalováním po obvodu zubu obrobku (tudíž metoda odvalovací způsob). Může se využít ještě lisování kola z plechu (malá ozubená kola), vstřikováním plastických hmot do formy, odlévání. Moderní technologie využívá také lisování do formy z práškových forem.

Samotná práce se pak dělí na tři části. První část je teoretická část a ta pojednává o mechanických převodech, ozubených převodech, šnekových soukolí, kuželových soukolích, převodovkách a ložiskách. Ve druhé části je vypočten a navržen elektromotor, řemenový převod, samotná převodovka a pojistná spojka. Výpočty vychází z několika zadaných parametrů. V poslední třetí části je vymodelován 3D model celého pohonu výrobního stroje v programu Autodesk Inventor 2020 a vytvořena dokumentace.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 MECHANICKÉ PŘEVODY

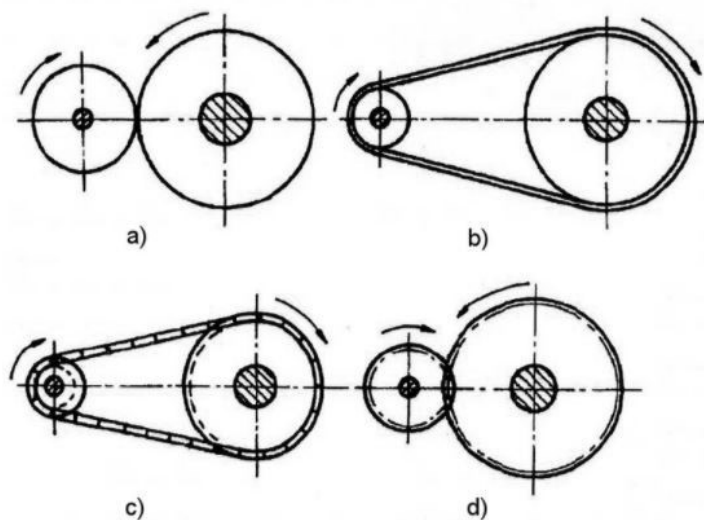
Nejčastěji se převody využívají pro přenos mechanické energie a otáčivého pohybu z jedno hřídele na druhý (z hnacího na hnaný hřídel). To znamená, že umožňují vytvoření silové a kinematické vazby mezi těmito hřídeli. Mechanický převod umožňuje změnu otáček (smysl a velikost), změnu kroutícího momentu M_k a také někdy i změnu druhu pohybu (například otáčivý na posuvný – kulisa) a to vše při teoreticky stálém výkonu. Jakýkoliv mechanický převod se skládá z alespoň dvou kol neboli kotoučů, a to hnacího a hnaného, která jsou pak spojena hnacím a hnaným hřídelem.

1.1 Rozdělení převodů

Převodů je celá řada a je třeba je rozdělit minimálně do základních skupin:

Dělí se podle typu vazby:

- tvarové (bez skluzu),
 - přímé,
 - nepřímé (převody ozubenými řemeny, řetězy),
- třecí (se skluzem),
 - přímé (převod třecími koly),
 - nepřímé (řemenové a lanové převody). [1]



Obr. 1. Základní druhy mechanických převodů [2]

a) třecí; b) řemeový; c) řetězový; d) ozubenými koly

1.2 Základní vztahy mezi převody

Jelikož se v této práci budou počítat dva druhy ozubených převodů, je zapotřebí se podívat na základní vztahy mezi převody, které jsou popsány níže.

1.2.1 Převodový poměr

Velikost převodu je vyjádřena poměrem úhlové rychlosti hnacího členu neboli hnacího hřídele k úhlové rychlosti hnaného členu neboli hnaného hřídele. Jelikož jsou rychlosti obou hřídelů přímo úměrné jejich otáčkám, proto platí [6]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1)$$

U převodů, které jsou řetězové nebo mají ozubená kola, jsou otáčky hnaného kola pokaždé násobkem hnacího kola, proto je převodový poměr vždy stálý a jsou nazývány jako přesné převody. U takovýchto převodů jsou obvodové rychlosti obou kol stejné. [6]

$$v_1 = v_2 \quad (2)$$

$$D_1 \cdot n_1 = D_2 \cdot n_2 \quad (3)$$

Převodový poměr lze pak vyjádřit jako poměr průměru hnacího a hnaného kola. Takovýto poměr je nazýván jako konstrukční poměr. [6]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (4)$$

U ozubených kol je rozteč stejná, takže vyplývá, že roztečné průměry kol jsou přímo úměrné počtům zubů. [6]

$$\pi \cdot d = z \cdot p \quad (5)$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6)$$

Nebudou-li se uvažovat ztráty, pak se dá vyjádřit převodový poměr u ozubených kol jako poměr kroutících momentů. [6]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{k1}}{M_{k2}} \quad (7)$$

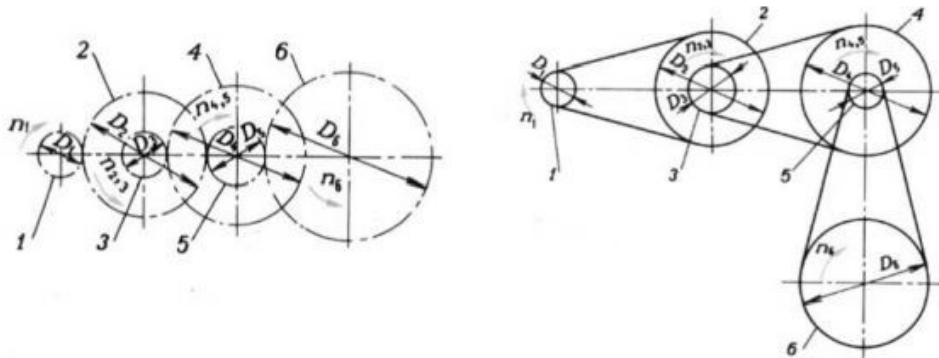
U převodů, kde se přenáší síla třením (například třecí, řemenové), je třeba uvažovat s prokluzem (obvodová rychlost hnaného kola je díky prokluzu menší než obvodová

rychlost hnacího kola). Součinitel prokluzu bývá nejčastěji $\psi = 0,95$ až $0,99$, záleží na druhu převodu. [6]

$$i' = \frac{D_2}{D_1 \cdot \psi} = \frac{i}{\psi} \quad (8)$$

Pokud je mezi hnací a hnaný hřídel vložen jeden nebo několik pomocných hřídelů (předlohových hřídelů), tak se takovýto převod nazývá složený. Převodový poměr takového převodu lze vypočítat: [6]

$$i_{1,n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{d_n}{d_{n-1}} = \frac{M_{kn}}{M_{k1}} \quad (9)$$



Obr. 2. Schéma složeného převodu [5]

1.2.2 Silové poměry v převodech

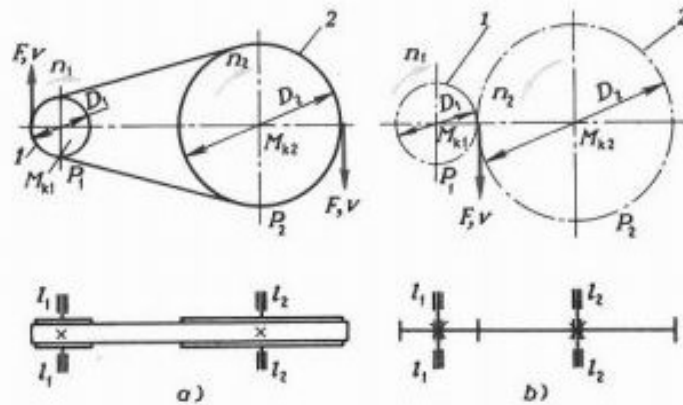
Aby nedošlo k poruše převodu, musí být jak obvodová síla F , tak i obvodová rychlost v na obou kolech (hnacím i hnaném) stejná. Tyto údaje se měří na výpočtových průměrech řemenice, u převodů se silovým stykem na obvodu jednotlivých kol a u převodů s tvarovým stykem na roztečných kružnicích D . [5]

Obvodová síla

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v} [N] \quad (10)$$

Obvodová rychlost

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 [m \cdot s^{-1}] \quad (11)$$



Obr. 3. Silové poměry v převodu [5]

a) řemenový převod; b) převod ozubenými koly

1.2.3 Účinnost a ztráty

Skutečný převod pracuje se ztrátami (množství energie přeměněné na teplo). Většinou se vyjadřují jako účinnost η a lze ji rozdělit na tři složky:

- ztráty třením v ložiskách hnacího hřídele-účinnost η_{11} ,
- ztráty třením v ložiskách hnaného hřídele-účinnost η_{12} ,
- ztráty ve vlastním převodu-účinnost η_p .

Účinnost η jednoduchého převodu:

$$\eta_{1,2} = \eta_{11} \cdot \eta_p \cdot \eta_{12} \quad (12)$$

Účinnost η složeného převodu:

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdots \eta_{(n-1),n} \quad (13)$$

U silového přenosu vznikají ztráty vinou skluzu a u tvarového přenosu vinou tření mezi tvarovými elementy převodu. Ve skutečnosti se pak přenášený výkon zmenší o ztráty:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2} [W] \quad (14)$$

Část přenášené mechanické energie se spotřebuje na krytí ztrát, a pak bude skutečný kroutící moment M_k hnaného hřídele:

$$M'_{k2} = M_{k2} \cdot \eta_{1,2} [N \cdot m] \quad (15)$$

Jestliže musí být na hnané hřídeli dosaženo kroutící moment M_{k2} , pak je zapotřebí kroutící moment na vstupu M_{k1} zvýšit o ztráty [1,5]

$$M'_{k1} = \frac{M_{k2}}{\eta_{1,2} \cdot i_{1,2}} \quad (16)$$

2 OZUBENÉ PŘEVODY

Ozubené převody představují jedny z nejrozšířenějších a nejvýznamnějších druhů převodových mechanismů. K přenosu sil dochází pomocí bezprostředního dotyku a tvaru daných ozubených kol. Dvě ozubená kola, která do sebe zabírají vytváří jednoduchý převod, který se nazývá soukolí. Menší kolo pak v tomhle soukolí nese název pastorek a větší se označuje kolo. Soukolí je využíváno k vytvoření silové a kinematické vazby mezi relativně blízkými hřídeli při požadované transformaci kroučícího momentu a úhlové rychlosti při co nejvyšší mechanické účinnosti. Takové převody se uskutečňují bez skluzu, takže se obvodová rychlost hnaného kola rovná obvodové rychlosti hnacího kola. Je celá řada ozubených kol i tvarů jejich zubů a tyhle tvary závisí na vzájemné poloze hřídelů vůči sobě. [1]

2.1 Rozdělení

Ozubené převody (soukolí) lze dělit podle nejrůznějších hledisek:

Podle relativního pohybu základních těles:

- soukolí valivá,
- soukolí šroubová.

Podle vzájemné polohy os:

- osy rovnoběžné – soukolí valivá válcová,
 - s příkými zuby (obr. 4a, 4b, 4c),
 - se šikkými zuby (obr. 4d),
 - se šípovými zuby,
- osy různoběžné – soukolí valivá kuželová:
 - s příkými zuby (obr. 4f),
 - se šikkými zuby,
 - se zakřivenými zuby,

- při osách mimoběžných:
 - soukolí šroubová válcová,
 - soukolí šneková (obr. 4e),
 - soukolí šroubová kuželová – hypoidní (obr. 4g),
 - soukolí spiroidní.

Podle vzájemné polohy spolu zabírajících kol,

- soukolí se záběrem vnějším (obr. 4a),
- soukolí se záběrem vnitřním (obr. 4c).

Podle velikosti obvodové rychlosti se soukolí dělí na:

- pomaloběžná ($v \leq 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$),
- o středních rychlostech ($3 \leq v \leq 15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$),
- rychloběžná ($v \geq 15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$).

Podle velikosti převodového poměru i :

- převody dopomala (reduktory), při $i > 1$,
- převody dorychla (multiplikátory), při $i < 1$.

Ozubené mechanismy vznikají sériovým nebo i paralelním řazením jednoduchých převodů. Rozdělují se podle několika hledisek:

Podle počtu převodových stupňů:

- jednostupňové,
- dvoustupňové a více stupňové.

Podle prostorového pohybu os:

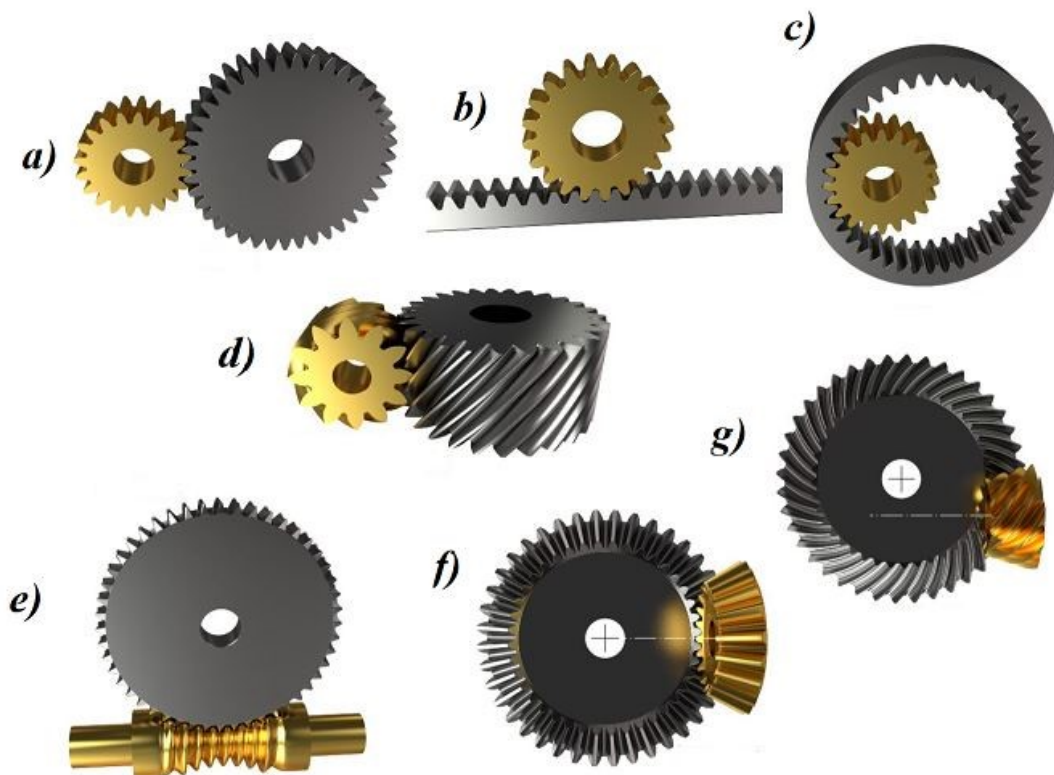
- obyčejné (poloha os se vůči rámu nemění),
- planetové (některé osy konají krouživý pohyb).

Podle konstrukčního provedení:

- otevřené (nezakryté),
- uzavřené (ve skříni), které se dělí:
 - vestavěné (do motoru nebo pracovního stroje),
 - samostatné převodovky s konstantním nebo stupňovitě proměnlivým převodovým poměrem.

Podle použití:

- silové (přenos význačných točivých momentů),
- kinematické (točivý moment je zanedbatelný). [1,3]



Obr. 4. Typy ozubených soukolí [4]

2.2 Základní teorie ozubení

Teorie ozubení představuje souhrnný soubor základních poznatků o kinematice, geometrii a záběrových vlastnostech rovinných profilů. Převážně se používá pro valivá válcová soukolí s přímými zuby a u dalších typů soukolí se užívá pomocí tzv. porovnávacích kol. [3]

2.2.1 Základní zákon ozubení

Hnací ozubené válcové kolo se otáčí stálou úhlovou rychlostí ω_1 a dodává hnanému kolu neměnnou úhlovou rychlost ω_2 . Když se křivky p_1 a p_2 spolu dvou zabírajících zubů dotýkají v bodě A (jako na obr.5), pak díky úhlovým rychlostem (ω_1 a ω_2) budou obvodové rychlosti v bodě A při otáčení kola 1 kolem středu O_1 vyjádřeny vztahem:

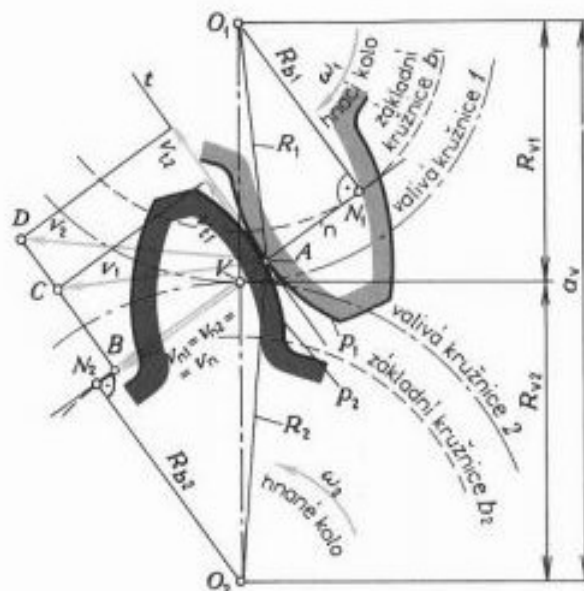
$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1 [m \cdot s^{-1}] \quad (17)$$

Uvažuje-li se jako střed otáčení bod O_2 , který má stejný bod A, ale náleží kolu 2, pak obvodová rychlost v :

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2 [m \cdot s^{-1}] \quad (18)$$

Z podobnosti trojúhelníků $\Delta O_1 \Delta N_1 A \sim \Delta ABC$, $\Delta O_2 \Delta N_2 A \sim \Delta ABD$, vychází vztah [6]:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = konst \quad (19)$$



Obr. 5. Rychlostní poměry ozubených kol [5]

Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr zní:

„Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem i , jestliže jejich společná normála n procházející valivým bodem V dělí úsečku O_1O_2 v opačném poměru úhlových rychlostí ω obou kol. [5]“

2.3 Materiály ozubených kol

Volí se podle přenášených sil a obvodových rychlostí, požadované životnosti a bezpečnosti, ceny a hmotnosti, počtu vyráběných kusů, vlivu pracovního prostředí, přípustné hlučnosti apod. Mezi základní materiál pro kola, která jsou určena k silovým převodům se řadí ocel. Méně běžné jsou pak kola z barevných kovů, šedé litiny a z plastů. Pro lepší mechanické vlastnosti kol (např. vyšší povrchová tvrdost zubů), je možno využít chemicko-teplené zpracování (cementování, kalení atd.) [3]

- Ocelová kola,

- kola s tvrdostí $HB \leq 350$

Tyto kola se využívají při přenosu poměrně klidného zatížení (malá a střední). Náklady na výrobu jsou pro tyto kola levné a nevyžadují žádné přísné požadavky na přesnost a tuhost uložení.

- kola s tvrdostí $HB > 350$

Využívají se pro klidná a proměnná zatížení (střední až velmi vysoké hodnoty). Tyto kola jsou mimořádně náročné na přesnou výrobu. Kvůli tomu, že je tepelné zpracování až po výrobě, je tím komplikováno dosažení přesné výroby. Je nutno provést drahou dokončovací operaci (lapování, broušení atd.), aby bylo obnoveno přesných rozměrů tvarů zubů. [3]

- Oceli na odlitky,

Jsou využívány pro výrobu kol velkých rozměrů. Většinu času se upravují pomocí normalizačního žihání nebo zušlechťování. [3]

- Šedá litina,

Vhodná pro kola větších rozměrů, která pracují při malých obvodových rychlostech a klidném zatížením, protože zuby litinového kola špatně snášejí rázy. Mají dobrou pevnost na dotyk a odolnost proti zadírání a zároveň nejsou náročné na mazání,

a proto se hojně využívají v otevřených převodech. Legovaná litina je oproti oceli na odlitky levnější a lépe se odlévá. [3]

2.3.1 Materiály šnekových soukolí

Záběr u šnekového soukolí probíhá za velice jiných podmínek než u valivých soukolí. Vyznačují se velkou skluzovou rychlostí a velkým tlakem mezi zuby. Když bude vybírán materiál pro šneková soukolí, tak je třeba se zaměřit na správnou kombinaci pro šnek a šnekové kolo, v nutnosti, aby byla splněna pevnost a zároveň aby kombinace měla dobré třecí vlastnosti.

- šneky a šnekové hřídele – vyrábí se většinou z válcovaných ocelových tyčí, výjimečně z výkovků (u větších rozměrů), pro podřadné účely z 11 600, 11 700 bez tepelného zpracování, u namáhavých soukolí ze zušlechtěných ocelí 12 050, 12 060, 13 240, 15 131 a 15 241 – často se boky zubů povrchově kalí, nebo z cementačních ocelí 12 020, 14 220 nebo 16 220.
- kola – méně zatížená se odlévají ze šedé litiny 42 2425, více zatížená se vyrábějí z tvářené uhlíkové oceli 11 600, pro nejvyšší zatížení a rychlosti se dělají kola složená. Dále z vyrábí z mosazi, hliníkového bronzu, cínového bronzu a z plastů.
- ozubený bronzový věnec – se lisuje nebo odstředivě přilije na náboj (růžici) z litiny nebo z oceli na odlitky 42 3048, 42 3123, 42 3145, 42 3148. [7]

2.3.2 Materiály kuželových soukolí

Kuželová ozubená kola se vyrábějí nejčastěji z oceli, ale používá se i litina a neželezné materiály jako bronz, mosaz, plasty a kompozity. [6]

3 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ

Tato práce se zabývá návrhem převodovky, jejíž jeden převodový stupeň tvoří šnekové soukolí. Další kapitola je tedy věnována právě těmto soukolím, jejich charakteristice, rozdělení a postupu při jejich navrhování a kontrole.

3.1 Charakteristika

Obecně lze říct, že šneková soukolí slouží k vytvoření silové a kinematické vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli. Nejčastěji bývá úhel mimoběžných os 90° . Šneková soukolí je možno považovat za zvláštní druh šroubových soukolí. Počet zubů (chodů) pastorku může klesnout na minimum ($z_1=1;2;3;\dots$). Šířka kola několikanásobně překračuje roztečný průměr, tudíž ozubený člen připomíná jednoduchý nebo vícechodý šroub, který se nazývá šnek. Spoluzabírající člen je v strojírenské technologii označován jako šnekové kolo. [6]

3.1.1 Výhody a nevýhody šnekových soukolí

Výhody šnekových soukolí

Mezi výhody šnekového soukolí patří klidný a tichý chod, vysoký převodový poměr ($i=10$ až 80 , u kinematických převodů až $i=500$ až 1000). Mohou přenášet vysoké výkony (běžně až 60 kW, někdy i 200 kW), dále mají nízkou hmotnost, nízké rozměry a jsou konstrukčně kompaktní. Šneková soukolí mohou být navržena jako samosvorný převod. [6]

Nevýhody šnekových soukolí

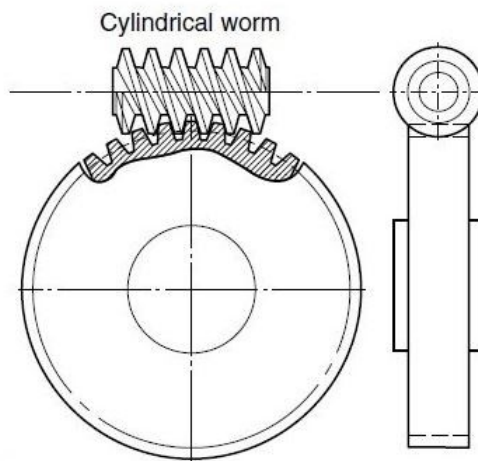
Mezi hlavní nevýhody šnekového soukolí patří nutnost odvodu velkého ztrátového tepla, nízká životnost vlivem opotřebení a nízká účinnost oproti čelním soukolím. Aby všechny tyto negativní vlivy, které jsou způsobeny velkým skluzem v ozubení, byly zmírněny tak lze použít neželezných kovů. Dále je pak výroba ozubení náročnější a dražší. [6]

3.2 Druhy šnekových soukolí

Podle druhu těles lze šneková soukolí dělit na:

3.2.1 Válcová soukolí

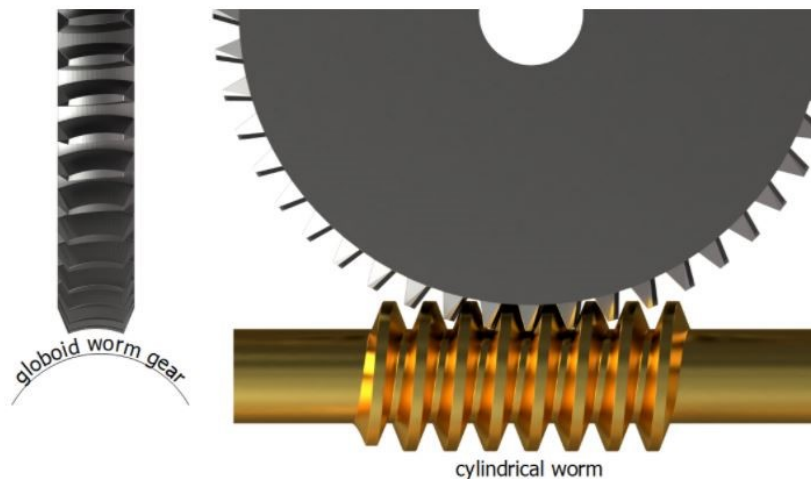
Obě tyto kola mají tvar válců. Dotyk v ozubení je bodový, to předurčuje tento typ pro podřadné převody (ruční pohon, kinematické převody). Tohle soukolí je nejjednodušší jak na výrobu, tak i na konstrukci. [8]



Obr. 6. Válcový šnek a válcové kolo [9]

3.2.2 Smíšené soukolí

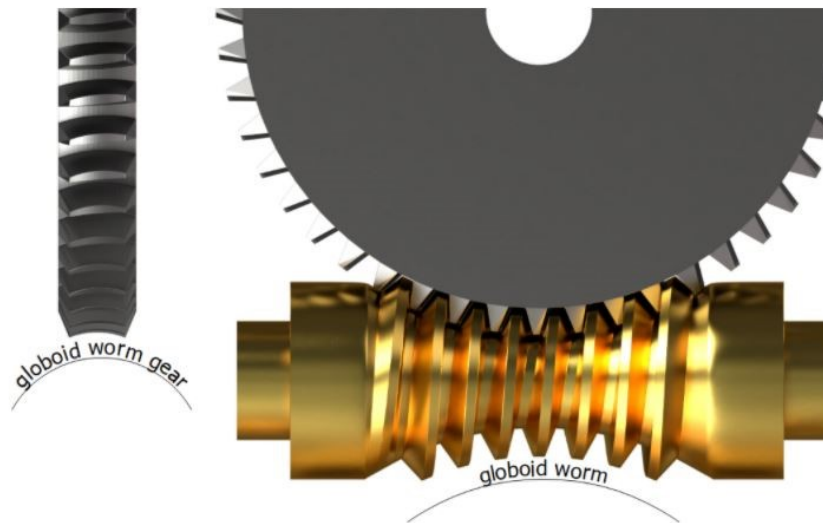
U tohoto typu šnekového soukolí je šnek válcový a kolo globoidní. Je to jedno z nejpoužívanějších soukolí. Tvoří kompromis mezi cenou a provozními vlastnostmi. Kompaktní. [8]



Obr. 7. Válcový šnek a globoidní kolo [10]

3.2.3 Globoidní soukolí

Šnek i kolo mají globoidní tvar. Tohle soukolí je jedno z nejpřesnějších, nejúnosnějších, přenáší velké výkony ale také výrobně náročnější, a tím pádem dražší. [8]



Obr. 8. Globoidní šnek a globoidní kolo [10]

Podle typů válce je pak rozeznáváno:

- ZA – spirální, s přímkovým (lichoběžníkovým) profilem zubu v osovém řezu jsou boky jemně vypouklé, příčný řez vede k Archimédově spirále. Normalizované bývají prvky v osovém řezu ($m_x=m$, $\alpha_x=\alpha$). Tohle ozubení se vyrábí na soustruhu nebo závitorezných strojích (šnek se podobá pohybovému šroubu se závitom lichoběžníkového profilu). Boční plochy šneku lze brousit jen za použití speciálního tvarového brousícího kotouče. Spirální ozubení se používá u šneků s malým úhlem stoupání ($\gamma < 10^\circ$) a to v případě, kdy boky zubů se tepelně neupravují a nevyžadují přebroušení. [8]
- ZN – v osovém řezu jsou boky zubů mírně vypouklé, příčný řez vede k obecné evolventní křivce (k prodloužené nebo zkrácené evolventě). Normalizovány jsou prvky v rovině normálové ($m_n=m$, $\alpha_n=\alpha$). Ozubení se soustruží v případě a) jedním, v případě b) dvěma tvarovými noži v normálové rovině. Úhly řezu jsou tu stejné i při velkých úhlech g . Šnek s přímkovým profilem v normálním řezu zubu se dělí:
 - a) Na střední šroubovici mezery
 - b) Na střední šroubovici zubu [8]

- ZI – šnek s evolventním profilem (přímkový profil zubu v rovině tečné k základnímu válci). V osovém i normálovém řezu jsou boky zubů vypouklé, příčný řez vede k evolventě. Normalizovány jsou prvky v rovině normálové ($m_n = m$, $\alpha_n = \alpha$). Ozubení se soustruží dvěma noži přiloženými k obrobku. Ostří nožů leží ve směru tečny ke šroubovici na základním válci. Evolventní ozubení se používá u šneků s větším počtem zubů, např. $z_1 > 4$; šnek připomíná šikmozubé kolo válcové. [8]
- ZK – profil tvořený kuželovou plochou broušenou kotoučovým, resp. Stopkovým nástrojem [8]
- ZH – konkávní profil zubů (nejdokonalejší a nejdražší) [8]

3.3 Geometrické charakteristiky šneku

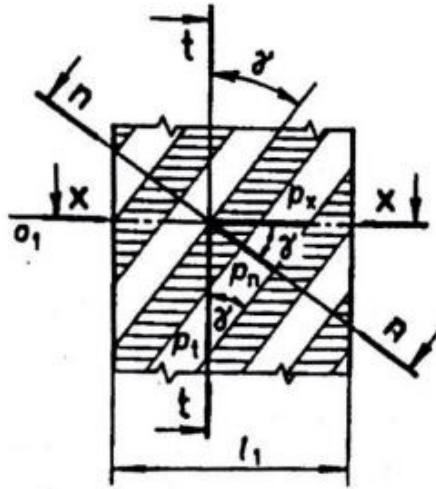
Geometrie šneku je určena délkou roztečného válce, počtem zubů (chodů) z_1 , druhem ozubení, průměrem roztečného válce d_1 a parametry základního profilu c (součinitel hlavové vůle), m (modul ozubení), h_a (výška hlavy zubu), r_f (minimální zaoblení paty zubu), α (úhel profilu). Běžně se tyto hodnoty volí: $c = 0,25$ (někdy i 0,2 a 0,3); moduly m (podle normalizované řady); $h_a = 1$, $r_f = 0,38$; $\alpha = 20^\circ$ (někdy i též 15°). Dále se pak ozubení šneku provádí bez posunutí (neboli bez korekce) $x_1 = 0$. Plášť roztečného válce protíná boční plochy zubů ve šroubovicích o úhel stoupání γ . Podle směru stoupání se pak šroubovice šneku dělí na levé a pravé. Na šneku je zapotřebí sledovat hlavně tři rovinné řezy: osový, normálový, čelní. Tyto řezy pak dále vedou ke třem roztečím p_x , p_n , p_t , ke třem modulům, m_x , m_n , m_t a třem úhlům, profilu α_x , α_n , α_t . Vztahy mezi roztečemi pak plynou z rozvinutého pláště roztečného válce [6]:

$$p_n = p_x \cdot \cos\gamma; p_t = \frac{p_x}{\tan\gamma} = \frac{p_n}{\sin\gamma} \quad [mm] \quad (20)$$

Tyhle odvozené vztahy platí i pro moduly a úhly profilu:

$$m_n = m_x \cdot \cos\gamma; m_t = \frac{m_x}{\tan\gamma} = \frac{m_n}{\sin\gamma} \quad [mm] \quad (21)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos \gamma; \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma} \quad [^\circ] \quad (22)$$



Obr. 9. Rozvinutý plášť roztečného válce [6]

Pro průměr roztečného válce platí:

Ozubení obecné:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\sin \gamma} \quad [mm] \quad (23)$$

Ozubení spirální [6]:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma} \quad [mm] \quad (24)$$

3.4 Geometrické charakteristiky šnekového kola

Šnekové kolo je geometricky určeno: počtem zubů z_2 , součinitelem posunutí x_2 , druhem ozubení, geometrickými prvky spoluzabírajícího šneku, šířkou věnce b_2 a hlavovým převýšením v . [6]

$$v = v^* \cdot m \quad (25)$$

Poměrné hlavové převýšení v^* lze volit dle tabulek. Při malém z_2 může hodnota $v^* = 1$ vést ke špičatý zubům. Určující veličiny vystupují ve středním příčném řezu A – A v tzv. hlavním řezu. Pro průměr roztečné kružnice platí:

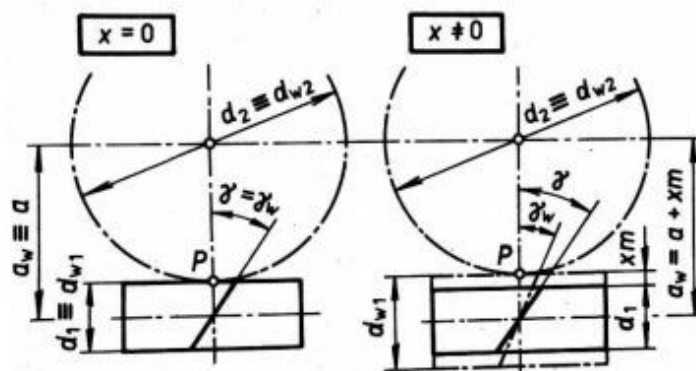
Ozubení spirální

$$d_2 = m_x \cdot z_2 \text{ [mm]} \quad (26)$$

Ozubení obecné [6]

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \gamma} \text{ [mm]} \quad (27)$$

Ozubení šnekového kola se vyrábí šroubovou frézou, která je tvarovou kopií šneku. Vzájemnou poloha těchto členů při výrobě kola bez posunutí a kola s posunutím můžeme vidět na obrázku. [3]



Obr. 10. Výroba kola bez posunutí a s posunutím [3]

Zatímco v prvním případě je fréza vůči kolu v poloze nominální, tj. její roztečný válec d_1 se dotýká roztečné kružnice kola d_2 v bodě P, je v případě druhém fréza z nominální polohy radiálně posunuta o hodnotu $x \cdot m$ ($x > 0$ vysunutí). [3]

U zubů šnekového kola mohou vzniknout nebezpečí podřezání paty zubu nebo nebezpečí špičatosti. Nebezpečí podřezání se sleduje v řezu A – A, který u šnekového soukolí s ozubením spirálním připomíná záběr rovinného evolventního kola s hřebenem. Teoretický mezní stav této dvojice s nulovým posunutím ($x = 0$), plyne pro kolo bez podřezání podmínka [6]:

$$q_n = \frac{m_x \cdot z_2}{2} \cdot \sin^2 \alpha_x \geq h_a^* \cdot m_x \quad (28)$$

To pak lze upravit do tvaru

$$z_2 \geq z_m = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha_x} \quad (29)$$

Kde q_n je vzdálenost interferenčního bodu N od úrovně pólu P.

Teoreticky mezní počet zubů při $h_a^*=1$

$$z'_M = 17 \text{ pro } \alpha_x = 20^\circ \text{ a } z_M = 30 \text{ pro } \alpha_x = 15^\circ \quad (30)$$

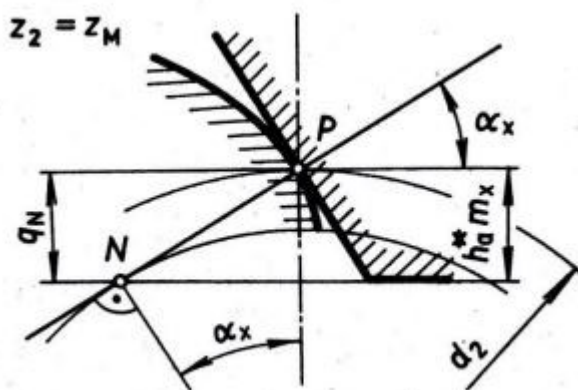
Protože záběr v oblasti počátku evolventy není vhodný, kvůli jeho velkým tlakům a měrným skluzům, tak se zavádí tzv. mezní stav. Hlavová přímka hřebene je vysunuta nad úroveň bodu N o velikost: $\kappa \cdot m_x$, kde $\kappa=0,3$ pro $\alpha_x=20^\circ$ a $\kappa=0,2$ pro $\alpha_x=15^\circ$ [6]

Praktický mezní počet zubů:

$$z'_M = \left(1 + \frac{\kappa}{h_a^*}\right) \cdot z_m \quad (31)$$

Pro $h_a^*=1$ a pro hodnoty κ [6]:

$$z'_M = 22 \text{ pro } \alpha_x = 20^\circ \text{ a } z_M = 36 \text{ pro } \alpha_x = 15^\circ \quad (32)$$



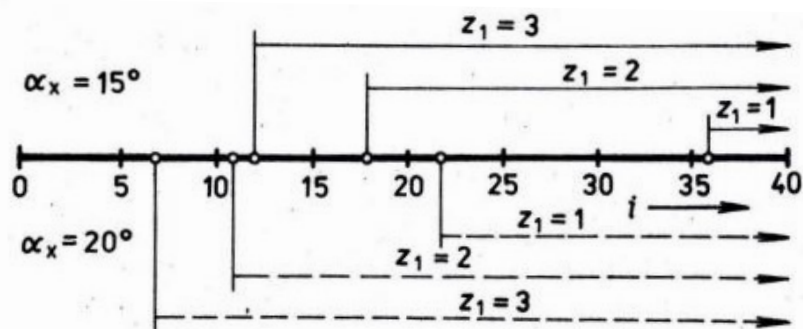
Obr. 11. Teoretický mezní stav [6]

Jestliže je $z_2 < z_m$ určí se praktický minimální součinitel posunutí z rovnice:

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z_M - z_2}{z_M} \quad (33)$$

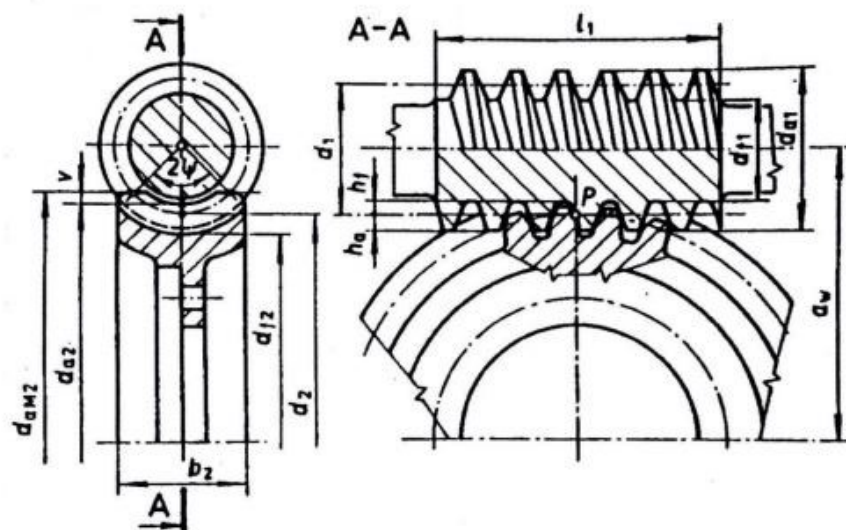
Výrazy pro z_M , z'_M a x_{min} , které byly odvozeny pro šnekové soukolí s ozubením spirálním, se přejímají i pro ozubení obecné; tam je ve skutečnosti situace příznivější,

Na daném diagram, který je uvedený níže, se ukazuje, které převodové poměry i lze realizovat při daném z_1 , aniž by kolu s nulovým posunutím hrozilo podříznutí, a to pro úhly profilu $\alpha_x = 15^\circ$ a 20° . [6]



Obr. 12. Diagram převodových poměrů i pro úhly profilů 15° a 20° [6]

Nebezpečí špičatosti zubu je třeba sledovat v místě, kde hlavová globoidní plocha přehází v hlavový válec. Řez proložený tímto místem vede k dvojici hřeben a náhradní kolo, pro které se otázka špičatosti zubů řeší obvyklým způsobem. [6]



Obr. 13. Základní geometrické prvky šneku [3]

3.5 Geometrické charakteristiky šnekového soukolí

Poněvadž se za provozu ukládá šnek vůči kolu do téže polohy, kterou při výrobě zaujímala fréza (totožnost os), lze obrázek považovat za schéma šnekového soukolí bez posunutí a s posunutím. Pro osovou vzdálenost šnekového soukolí platí obecný vztah:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) + x \cdot m = a + x \cdot m \text{ [mm]} \quad (34)$$

Pro soukolí bez posunutí platí $a_w = a$, kde a je tzv. roztečná osová vzdálenost.

Obecné vztahy:

Spirální ozubení:

$$a_w = \frac{m_x}{2} \cdot (q + z_2 + 2x) = \frac{m_x}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\operatorname{tg}\gamma} + z_2 + 2x \right) \text{ [mm]} \quad (35)$$

Ozubení obecné:

$$a_w = \frac{m_n}{2} \cdot \left(q + \frac{z_2}{\operatorname{cos}\gamma} + 2x \right) = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\operatorname{sin}\gamma} + \frac{z_2}{\operatorname{cos}\gamma} + 2x \right) \text{ [mm]} \quad (36)$$

Pól relativního pohybu P leží při výrobním i provozním záběru na roztečné kružnici kola, která vždy plní funkci kružnice šroubové, tj. $d_{w2} = d_2$. U soukolí s posunutím vystupuje na šneku jako nový kinematický útvar šroubový válec šneku o průměru:

$$d_{w1} = d_1 + 2x \cdot m \quad (37)$$

Hlavním důvodem k posunutí výrobního nástroje bývá potřeba dosáhnout dané osové vzdálenosti a_w potřebné posunutí. Méně časté je posunutí k odstranění podříznutí paty zubu nebo ke zlepšení ohybové pevnosti zubu [3]

3.6 Konstrukce šneků a šnekových kol

3.6.1 Konstrukce šneků

U převážně většiny případů se šnek vyrábí součástí hřídele. Pouze u výjimečných případů se vyrábí pro nasazení na hřídel, a toto spojení se pak realizuje pomocí pera.

3.6.2 Konstrukce šnekových kol

Konstrukce šnekových kol je podobná jako u kol čelních, skládají se z náboje, disku a věnce. Jestliže je šnekové kolo ze šedé litiny, vyrábí se jako odlitek z jednoho kusu. Z ekonomických důvodů se šneková kola bronzová vyrábí dělené. Věnc je vyroben z bronzu, disk a náboj z oceli (šedé litiny, oceli na odlitky), spojení se provádí pomocí šroubů, nalisováním nebo odstředivým litím. [5,7]

4 KUŽELOVÁ SOUKOLÍ

Mezi další soukolí navrhované převodovky je kuželové soukolí. Proto je další kapitola věnována právě tomuhle soukolí (teoretickým poznatkům kuželových kol a soukolí a jejich rozdělení).

4.1 Charakteristika kuželových soukolí

Kuželová kola se převážně používají pro přenos mechanické energie a otáčivého pohybu mezi různoběžnými hřídeli. Kuželová soukolí mohou prakticky svírat skoro jakýkoliv úhel os. Nejčastěji se však využívá $\Sigma = 90^\circ$. Dále se mohou kuželová soukolí využít pro přenos energie mimoběžných hřídelí (hypoidní ozubená soukolí).

Ozubené kolo se skládá z těla a ozubeného věnce, které má podle roztečné plochy tvar kuželu. Samotný ozubený věnec je pak tvořen zuby, které jsou rovnoměrně rozmístěny po celém obvodu kola a je vymezen patním a hlavovým kuželem. Zuby se směrem k vrcholu roztečného kužele zužují, a z tohoto důvodu jsou pak jako základ pro výrobu brány rozměry na vnějším doplňkovém kužely.

Je nutno rozlišovat veličiny na vnějším průměru kola, vnitřním průměru kola a na středním průměru kola. Základním parametrem každého ozubeného kola je modul, který vyjadřuje závislost mezi průměrem roztečné kružnice a počtem zubů.

Aby bylo možno kuželová kola vyrobit je zapotřebí speciálních strojů a nástrojů. Aby bylo možno kontrolovat a sledovat nejen délkové úchyly ale i úhlové úchyly, jsou kuželová kola oproti kolům válcovým náročnější na výrobu a montáž. Indexy geometrických veličin a rozměrů kuželového soukolí jsou značeny podle toho, zda jsou se jedná o rozměr hnacího kola (je značen indexem 1), anebo hnaného kola (je značen indexem 2). Poté se značí dle toho, zdali se jedná o rozměr na vnitřním průměru kola (index i) nebo na vnějším průměru kola (index e) anebo na středním průměru kola (index m). Pro pevnostní kontrolu ozubení jsou využívány parametry, které se nachází na středním příčném řezu. Kvůli snazší možnosti měření a kontroly, je na výkresech uváděn parametr na vnějším čelním řezu. U některých geometrických prvků se rozlišuje, zdali se jedná o hodnoty tečné (index t) či normálové (index n). Tento index má smysl převážně u prvků jako je šířka zubové mezery, tloušťka zubu, modul a rozteč. Hodnoty, které jsou tečné se měří po obvodu valivých kružnic a hodnoty normálové v řezech kolmých na průběh zubu či mezery. [3,11]

Mezi další parametry se řadí úhel zubů β (který se v průběhu křivky mění) a dále také hojně využívaný tečný úhel profilu α_t , který je ve všech válcových řezech stejný a je s úhly profilu rovinného kola α_{nm} a α_{ne} spojen vztahem uvedeným níže. Pro kola s přímým ozubením ($\beta_m = 0^\circ$) pak platí $\alpha = \alpha_t = \alpha_{nm}$. [3]

$$tg\alpha_t = \frac{tg\alpha_{mn}}{\cos\beta_m} = \frac{tg\alpha_{mne}}{\cos\beta_e} \quad (38)$$

Základní parametr, který určuje jemnost nebo hrubost ozubení kol je modul m . Je vybírán podle výkonu, který musí dané soukolí přenášet a je stanoven normou. Rozlišuje se modul normálový (vnější m_{ne} a střední m_{mn}) a modul tečný (vnější m_{te} a střední m_{tm}). Aby bylo možno vypočítat výrobní a kontrolní rozměry je zapotřebí modulů m_{nm} a m_{te} . Vztahy modulů jsou vázány [3]:

$$\frac{m_{mn}}{m_{tm}} = \cos\beta_m \quad (39)$$

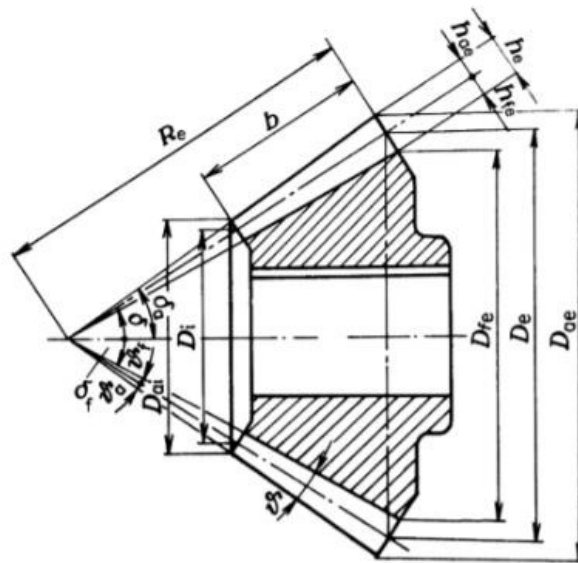
$$\frac{m_{ne}}{m_{te}} = \cos\beta_e \quad (40)$$

$$\frac{m_{tm}}{m_{te}} = \frac{L_m}{L_e} = 1 - 0,5\Psi_L \quad (41)$$

$$m_{te} = \frac{m_{mn}}{(1 - 0,5\Psi_L) \cdot \cos\beta_m} \quad (42)$$



Obr. 14. Kuželové ozubené soukolí [12]



Obr. 15. Základní pojmy kuželových ozubených kol [3]

D_{ae} – vnější hlavový průměr; D_{ai} – vnitřní hlavový průměr; D_i – vnitřní střední průměr;
 D_e – vnější střední průměr; D_{fe} – vnější patní průměr; R_e – vnější délka povrchy roztečného kužele; b – šířka ozubení; h_{ae} – vnější výška hlavy zubu; h_e – vnější výška zubu;
 h_{fe} – vnější výška paty zubu; δ – úhel roztečného kužele; δ_a – hlavový úhel roztečného kužele; δ_f – patní úhel roztečného kužele; ϑ – úhel zubu; ϑ_a – úhel hlavy zubu; ϑ_f – úhel paty zubu

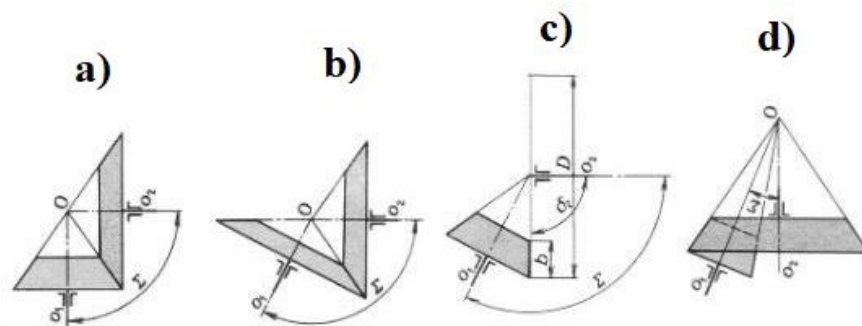
4.2 Základní dělení kuželových soukolí

Kuželová soukolí se převážně rozdělují podle druhu použitého ozubení a podle vzájemné polohy os.

4.2.1 Podle vzájemné polohy os

Rozeznává se několik základních druhů soukolí s kuželovými koly:

- pravoúhlé soukolí,
- kosoúhlé soukolí,
- soukolí základní s rovinným (základním) kolem.



Obr. 16. Rozdělení podle vzájemné polohy os [17]

a) soukolí vnější -pravoúhlé; b) soukolí vnější -kosoúhlé; c) soukolí základní s rovinným (základním) kolem; d) soukolí s vnitřním ozubením

4.2.2 Podle druhu ozubení

Podle druhu profilové křivky jsou kola s ozubením:

- Evolventní,
- Cykloidní.

Podle průběhu boční křivky zubů mohou být kuželová kola:

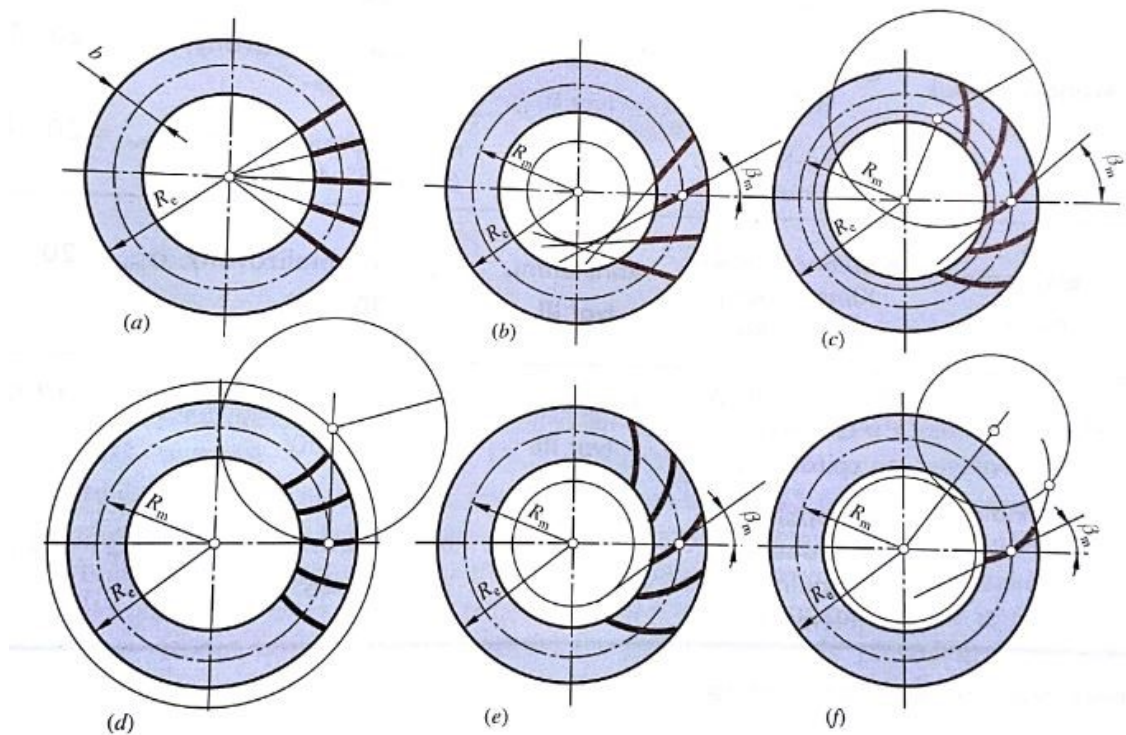
- s přímými zuby,
- se šikmými zuby (tangenciálními),
- se zakřivenými zuby.

Kuželová kola s přímými zuby se řadí k jednomu z nejjednodušších typů. Využívají se spíše pro méně náročné převody a také pro nižší obvodové rychlosti. Jejich hlavní a široké využití je především v konstrukci automobilových diferenciálů.

Kola se šikmými, a hlavně se zakřivenými zuby mají oproti kolům s přímými zuby mnoho výhod. Mají tišší chod, větší životnost, delší doba záběru, menší citlivost na výrobní či montážní nepřesnosti a deformace, schopnost přenášet větší výkony, schopnost pracovat při vyšších rychlostech. Oproti tomu jsou však nevýhody drahé nástroje a stroje.

Zvláštním druhem jsou kola šípovými zuby, které slouží především k přenosu velkých výkonů při nízkých obvodových rychlostech, např. u vodních turbín.

Podle druhů zakřivení zubů se kola pak dělí na levá a pravá. Pokud se jedná o kuželové kolo pravé tak se zuby při pohledu od vrcholu stáčí ve směru hodinových ručiček. Pokud se jedná o levé, stáčí se zuby doleva. Soukolí je pravé (levé) podle zakřivení zubů pastorku. [5,6,16]



Obr. 17. Průběh zubů kuželových kol [16]

- a) přímé zuby, b) šikmé zuby, c) kruhové zuby, d) zerol, e) parabolní zuby,
f) eloidní zuby, g) spirální zuby

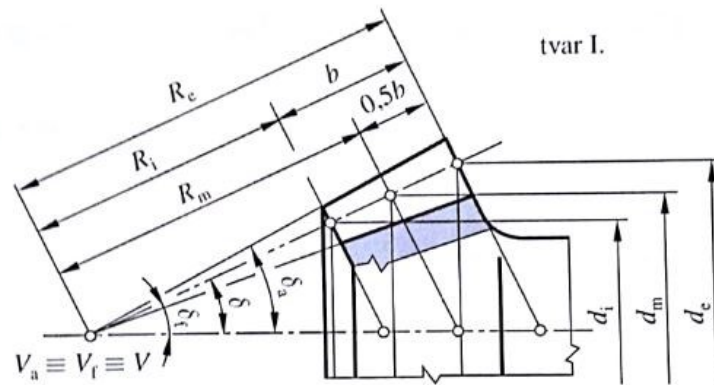
Tab. 1. Druhy ozubení kuželových kol [16]

Boční křivka zubu	Druh soukolí	Výška zubu, tvar věnce	Normalizované veličiny, poznámky
Radiální přímka	S přímými zuby	Proměnlivá, tvar I.	m_{et} - normalizovaný, $a_t = 20^\circ; 15^\circ; 14,5^\circ; 17,5^\circ$. $b_m = 0^\circ$. Méně náročné převody, vyšší hlučnost, nižší obvodové rychlosti $v = 2-3 \text{ m.s}^{-1}$
Šikmá přímka	Se šikmými zuby	Proměnlivá, tvar I.	m_{et} - normalizovaný, $a_{mn} = 20^\circ; 15^\circ; 14,5^\circ; 17,5^\circ$. $b_m = 20^\circ - 40^\circ$ (po 5°). Vyšší obvodové rychlosti, tišší chod, vyšší zatížení, vyšší trvanlivost, menší citlivost na nepřesnosti a deformace, dosažení vyššího převodového čísla $u < 10$
Kruhový oblouk	Gleason (USA)	Proměnlivá, tvar II.	m_{mn} - normalizovaný, $a_{mn} = 20^\circ; 17,5^\circ; 14,5^\circ$. $b_m = 30^\circ - 45^\circ$ (nejčastěji 35°)
	Gleason-Zerol (USA)	Proměnlivá tvar II.	m_{mn} - normalizovaný, $a_{mn} = 20^\circ; 17,5^\circ; 14,5^\circ$. $b_m = 0^\circ$
	Modul-Kurwex (Německo)	Konstantní tvar III.	m_{mn} - normalizovaný, $a_{mn} = 20^\circ; 17,5^\circ; 14,5^\circ$. $b_m = 25^\circ - 45^\circ$
Evolventa (paloida)	Paloidní ozubení Klingelberg (Německo)	Konstantní tvar III.	m_{mn} - normalizovaný, $a_{mn} = 20^\circ; 17,5^\circ$; $b_m = 30^\circ - 38^\circ$
Epicykloida	Elloidní ozubení Oerlikon-spiromatic	Konstantní tvar III.	m_{mn} - normalizovaný, $a_{mn} = 17,5^\circ$; $b_m = 30^\circ - 50^\circ$
	Cyklopaloidní ozubení Klingelberg (Německo)	Konstantní tvar III.	m_{mn} - normalizovaný, $a_{mn} = 20^\circ; 17,5^\circ$; $b_m = 0^\circ - 45^\circ$

4.3 Geometrie kuželových kol

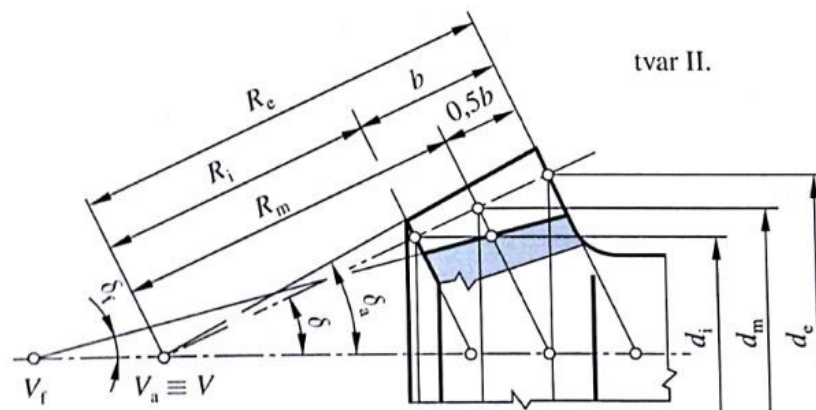
Geometrický základ kuželového kola tvoří komolý kužel, který je vymezený na kuželové roztečné ploše dvěma příčnými řezy. Plochy hlavového a patního kužele, které radiálně vymezují ozubený věnec kol, jsou určeny polovičními vrcholovými úhly, tj. úhlem hlavového kužele δ_a a úhlem kužele patního δ_f . Dle jejich polohy vůči roztečnému kuželu můžeme kuželová kola dělit na základní 3 tvary věnce [3]:

Tvar I – Hlavová, patní a roztečná kuželová plocha ve společném vrcholu, tj. $V_a = V_f = V$. Rozměry zubů lineárně narůstají se vzdáleností od vrcholu., $h \neq konst.$ [3]



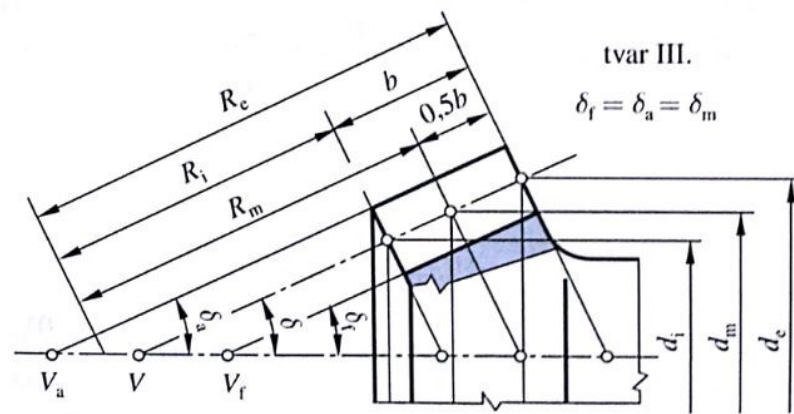
Obr. 18. Tvar věnce I [16]

Tvar II – S posunutým vrcholem patního kužele tak, aby šířka zubové mezery byla konstantní a tloušťka zubu na roztečném kužely narůstala úměrně se vzdáleností od vrcholu. $V_a = V_f \neq V$. [3]



Obr. 19. Tvar věnce II [16]

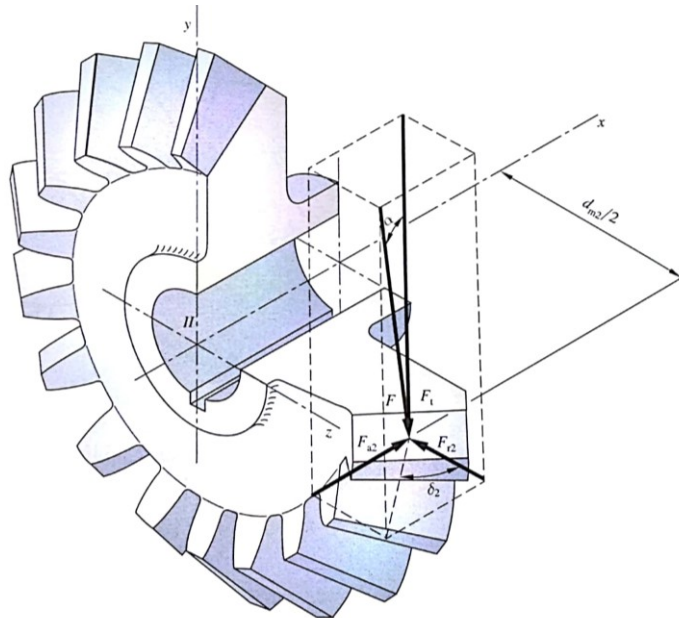
Tvar III – S konstantní výškou zubů, kde povrchy všech kuželů v osovému řezu jsou rovnoběžné, tj. $\delta a = \delta f = \delta$. Používán u kol paloidních, eloidních a u kol se zuby kruhově zakřivenými. $V_a \neq V_f \neq V$, $h = konst.$ [3]



Obr. 20. Tvar věnce III [16]

4.4 Silové poměry v kuželovém soukolí

Když je soukolí v záběru, dochází k přenosu kroutícího momentu M_k (ten bývá většinou známý) a to z hnacího kola na hnané kolo. V místě dotyku zubů vzniká vlivem zatížení osamělá síla F_N . Místo, kde působí tato síla se klade do středního příčného řezu na povrchu roztečného válce. Tuto sílu je zapotřebí ještě rozložit do tří vzájemně kolmých složek, kvůli výpočtu vazbových reakcí v ložiskách na hřídeli kuželového ozubeného kola, a to na sílu radiální F_r , sílu axiální F_a a na sílu tečnou F_t . Síly na hnacím a hnaném kole jsou díky principu akce a reakce stejně velké, ale opačně orientované. Silové poměry se řeší hlavně u pastorku. [3]



Je-li $\Sigma = 90^\circ$, pak

$$F_t = F_{t2} = F_{t3}, \quad F_{r2} = F_{a3} \quad \text{a} \quad F_{a2} = F_{r3}.$$

Obr. 21. Silové poměry u kuželového kola s přímými zuby [16]

Pro kuželový pastorek s přímými zuby platí [3]:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d_{m1}} \quad (43)$$

$$F_N = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad (44)$$

$$F'_N = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (45)$$

Po dosazení pak [3]:

$$F_{r1} = F'_N \cdot \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad (46)$$

$$F_{a1} = F'_N \cdot \sin \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad (47)$$

Jestliže platí $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, pak není nutné síly v normálovém řezu rozlišovat, a stačí vyřešit jen silové poměry jednoho členu (většinou pastorku). Platí:

$$F_{r1} = F_{a2} \quad (48)$$

$$F_{a1} = F_{r2} \quad (49)$$

Pro kuželový pastorek s nepřímými zuby platí [3]:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d_{m1}} \quad (50)$$

$$F'_N = \frac{F_t}{\cos\beta} \quad (51)$$

$$Q = F'_N \cdot \sin\beta_m = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta_m \quad (52)$$

$$F_N = \frac{F'_N}{\cos\alpha_{nm}} = \frac{F_t}{\cos\beta_m \cdot \cos\alpha_{nm}} \quad (53)$$

$$F''_N = F'_N \cdot \operatorname{tg}\alpha_{nm} = \frac{F_t}{\cos\beta_m} \cdot \operatorname{tg}\alpha_{nm} \quad (54)$$

Po dosazení pak [3]:

$$F_{r1} = F''_N \cdot \cos\delta_1 \pm Q \cdot \sin\delta_1 = \frac{F_t}{\cos\beta_m} \cdot (\operatorname{tg}\alpha_{nm} \cdot \cos\delta_1 \pm \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1) \quad (55)$$

$$F_{a1} = F''_N \cdot \sin\delta_1 = \frac{F_t}{\cos\beta_m} \cdot (\operatorname{tg}\alpha_{nm} \cdot \sin\delta_1 \pm \sin\beta_m \cdot \cos\delta_1) \quad (56)$$

Pro $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ opět platí [3]:

$$F_{r1} = F_{a2} \quad (57)$$

$$F_{a1} = F_{r2} \quad (58)$$

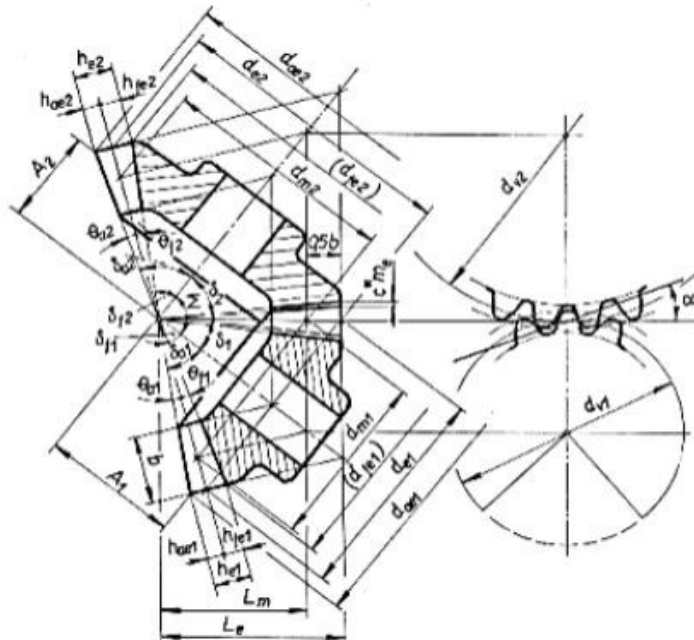
U přímého ozubení jsou pastorek i kolo vlivem působením sil F_r a F_a , ze záběru vytlačovány, kdežto u soukolí s nepřímým ozubením mohou být i vtažovány. Proto závisí na momentu M_k a na směru zakřivení zubů. Podle níže uvedené tabulky se pak volí znaménka. [3]

Směr stoupání zubů		Vztah pro	
Pravý	Levý	F_r	F_a
		-	+
		+	-

Obr. 22. Závislost momentu a zakřivení zubů na axiální a radiální síle [16]

4.5 Základní vztahy pro výpočet kuželových kol

Výpočty pro geometrii kuželových kol se řídí normou DIN 3971. Níže uvedené základní vztahy pro rozměry a vzdálenosti platí pro soukolí s korekcemi VN, typu I, se zuby přímými, šikmými a kruhovými. Pro soukolí s korekcemi N je třeba dosadit $x = x_\tau = 0$, pro soukolí se zuby přímými je dosazováno $\beta_m = 0$ a $m_{te} = m_{ne} = m_e$. [3,18]



Obr. 23. Základní geometrické prvky pastorku a kola typu I

Označení s indexem 1 reprezentují kuželový pastorek, s indexem 2 pak představují kuželové kolo.

Převodové číslo:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\delta_2}{\delta_1} \quad (59)$$

Úhel stoupání:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{\sin\Sigma}{u + \cos\Sigma}\right) \cdot \delta_2 \quad (60)$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 \quad (61)$$

Pro úhly roztečného kužele při úhlu mezi osami $\Sigma = 90^\circ$ platí:

$$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{1}{u}; \operatorname{tg}\delta_2 = u \quad (62)$$

Kuželová vzdálenost vnější:

$$L_e = 0,5m_{te} \cdot z_c = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (63)$$

Kuželová vzdálenost střední:

$$L_m = L_e - 0,5b = L_e(1 - 0,5\Psi_L) \quad (64)$$

Šířka věnce:

$$b = \Psi_L \cdot L_e \quad (65)$$

Roztečné průměry:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 \quad (66)$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 \quad (67)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_{ae1} = (h_a^* + x)m_{te} \quad (68)$$

$$h_{ae2} = (h_a^* - x)m_{te} \quad (69)$$

Výška paty zubu:

$$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x)m_{te} \quad (70)$$

$$h_{fe2} = (h_a^* + c^* + x)m_{te} \quad (71)$$

Výška zubu:

$$h_{ae1} = h_{ae2} = (2h_a^* + c^*)m_{te} \quad (72)$$

Průměry hlavových kružnic:

$$d_{a1} = m_{te}[z_1 + 2(h_a^* + x) \cdot \cos\delta_1] \quad (73)$$

$$d_{a2} = m_{te}[z_2 + 2(h_a^* + x) \cdot \cos\delta_2] \quad (74)$$

Průměry patních kružnic:

$$d_{f1} = m_{te}[z_1 - 2(h_a^* + c^* - x) \cdot \cos\delta_1] \quad (75)$$

$$d_{f2} = m_{te}[z_2 - 2(h_a^* + c^* - x) \cdot \cos\delta_2] \quad (76)$$

Tloušťka zubu a šířka mezery:

$$S_{e1} = m_{te}(0,5\pi + 2x \cdot \operatorname{tg}\alpha_t + x_t) = e_{e2} \quad (77)$$

$$S_{e2} = m_{te}(0,5\pi - 2x \cdot \operatorname{tg}\alpha_t + x_t) = e_{e1} \quad (78)$$

Výška hlavového kužele:

$$A_1 = L_e \cdot \cos\delta_1 - h_{ae1} \cdot \sin\delta_1 \quad (79)$$

$$A_2 = L_e \cdot \cos\delta_2 - h_{ae2} \cdot \sin\delta_2 \quad (80)$$

Úhel hlavy zubu:

$$\operatorname{tg} \theta_{a1} = \frac{h_{ae1}}{L_e} \quad (81)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{a2} = \frac{h_{ae2}}{L_e} \quad (82)$$

Úhel paty zubu:

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = \frac{h_{fe1}}{L_e} \quad (83)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{h_{fe2}}{L_e} \quad (84)$$

Úhel hlavového kužele:

$$\delta_{a1} = \delta_1 - \theta_{f1} \quad (85)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 - \theta_{f2} \quad (86)$$

Úhel patního kužele:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} \quad (87)$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} \quad (88)$$

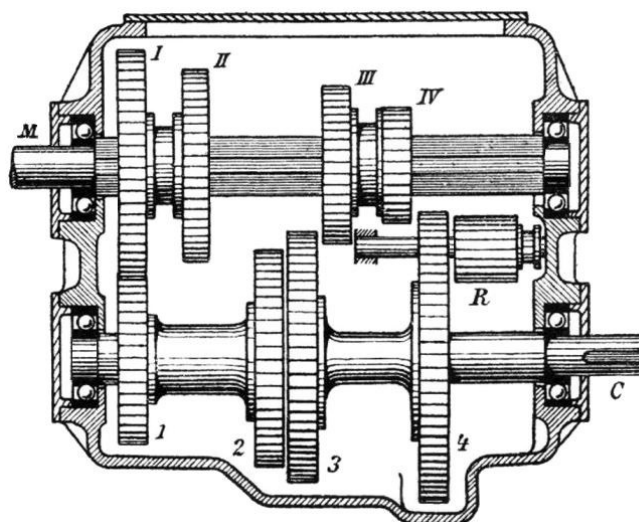
5 PŘEVODOVKY

O převodovce lze obecně mluvit jako o jednoduchých i jako o složitějších strojních zařízeních. Vznikají vložením jednoduchých převodových prvků do paralelního nebo sériového řazení. Samotná převodovka se pak vkládá mezi hnací jednotku (nejčastěji motor) a výstupní člen (mnohdy je využíván pro další funkci). Mají také za úkol, zabezpečit ochranu, mazání a bezpečnost provozu převodů uložených do převodové skříně. Rozeznává se mnoho konstrukcí převodovek. Podle velikosti převodového poměru se konstruuje jako jedno-, dvou-, tří- ...stupňové. Pokud jsou osy vstupní a výstupní hřídele navzájem různoběžné, obsahuje pak převodovka jedno soukolí s kuželovými koly. Převodovky by se neobešly bez skříně (rámu), ta často plní mnoho dalších funkcí.

Potřebné úkoly, které se po převodovce vyžadují jsou změny úhlové rychlosti a změny kroutících momentů z hřídele motoru na výstupní člen převodovky (pracovní stroj)

Mezi základní funkční parametry převodovky se řadí: [5,13]

- vstupní výkon – příkon [kW], resp. Kroutící moment [Nm],
- otáčky na výstupu [ot./min], resp. posuvová rychlost [m/min],
- celkový převod,
- celková účinnost,
- životnost.



Obr. 24. Více stupňová převodovka [14]

Aby byla co nejvíce práce konstruktéra ulehčena a zefektivněna, tak jsou převodovky často vyráběny a dodávány jako komponenty, které se vyrábí ve specializovaném závodě. Výroba je navíc ulehčena tím, že některé výrobní závody nemusí mít strojní vybavení pro jejich výrobu.

Jejich základní parametry jsou:

- výkon,
- vstupní otáčky,
- převodový poměr,
- účinnost,
- druh provozu a denní doba provozu,
- teplota okolí,
- počet zapnutí (rozběhů) za 1 hodinu,
- přípojovací rozměry.

Pokud na výstupu převodovky dochází ke snížení otáček a zvýšení momentů, jsou nazývány reduktory. Obráceně kdy dochází ke zvyšování otáček a snížení krouticích momentů jsou nazývány multiplikátory. [13]

5.1 Mazání převodovek

Mazání ozubených soukolí má za účel snížit tření mezi boky zubů a chladit převod. Ozubené převody se mažou převážně mazacími oleji, které dobře zatékají mezi zuby, odvádějí teplo, snadno se vyměňují a vznikají menší ztráty třením. Maziva volíme s ohledem na jeho viskozitu a odolnost proti stárnutí. Převodovka se musí naplnit olejem tak aby sahal do středu olejovzdušného prostoru. Způsob mazání je dán druhem převodu. Teplota oleje ve skříní nesmí přesáhnout tyto teploty:

- 50 °C pro $m = 1,25$ až 2 mm,
- 65 °C pro $m = 1,25$ až 8 mm,
- 70 °C pro šnekové převody. [3]

5.1.1 Způsoby mazání

- potření plastickým mazivem nebo olejem (občasné mazání) – nedostatečné mazání vhodné pouze pro převody v občasném provozu s malými otáčkami a nízkou zátěží,
- rozstříkávání oleje – nejobvyklejší způsob mazání, kdy jsou ozubená kola částečně ponořena do olejové lázně a při svém otáčení rozstříkují olej na hřídele, ložiska a stykové plochy ozubení. Používá se např. v automobilových převodovkách,
- oběžné mazání – nucené mazání pomocí olejového čerpadla, od něhož je olej rozváděn kanály k jednotlivým mazaným místům. Tento způsob se používá u velmi zatížených převodovek s vysokými otáčkami. [3]

5.2 Údržba převodovek

U převodovek je nutno kontrolovat:

- stav olejové náplně – olej stárne, degraduje a je nutné jej po čase vyměnit,
- hlučnost – převodovka nesmí nadměrně rachotit ani vibrovat,
- teplotu převodovky.

U převodovek s olejovou náplní, resp. s olejovým oběhem je nutno sledovat těsnost převodové skříně. Z toho plyne nutnost utěsnit vstupní a výstupní hřídele těsníci elementy a (i u dělených skříní) zajistit nepropustné spojení.

Změní-li se hluk převodovky, nebo zvýší-li se nečekaně její teplota, znamená to obvykle, že hrozí její zadření. Většinou je potřeba převodovku zkontrolovat, ošetřit a namazat. [13]

5.3 Výroba převodovek

Převodovky se skládají z:

- jednotlivých částí převodového mechanismu (převodové prvky, rotační přenosové části, spojovací části, uložení),
- z tělesa převodovky, tj. rámu nebo skříně.

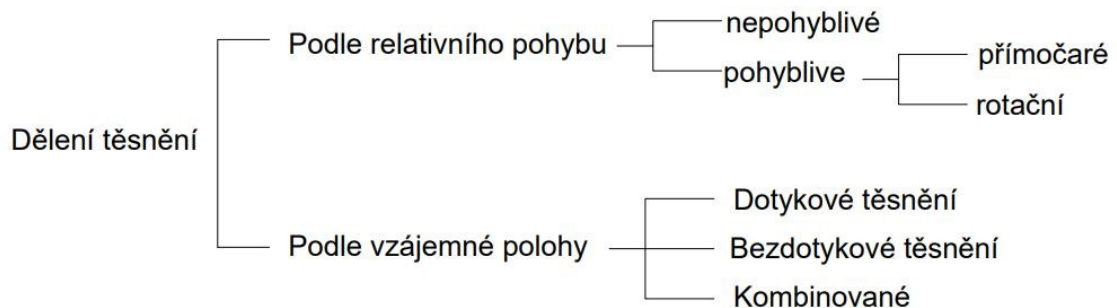
Samotný rám je pak možno provést jako:

- odlitek,
- svařenec.

Z ekonomických vlastností je nutno uvažovat, zda se bude rám vyráběn sériovou výrobou (pak je vhodný odlitek) nebo zda se bude jednat pouze o menší počet kusů (pak je vhodný svařenec). Rám musí navíc mít vhodnou konstrukci, aby bylo možné provést snadnou montáž, demontáž a případné opravy. Z toho důvodu plyne požadavek na dělicí rovinu, otvory pro montáž, demontáž a kontrolní otvory. [13]

5.4 Těsnění převodovek

Těsnění se používá pro utěsnění ložiskového prostoru proti úniku maziva, utěsnění ložiskového prostoru proti vnikání nečistot a vlhkosti, oddělení dvou různých médií a utěsnění při působení tlaku. Pokud by bylo těsnění špatné, může to zapříčinit značnou ztrátu maziva, poruchu funkce zařízení, energetické ztráty (tření), poškození životního prostředí (únik do okolí), ohrožení bezpečnosti práce (uklouznutí atd.). [19]



Obr. 25. Dělení těsnění [19]

5.4.1 Dotykové těsnění

Těsnění je v přímém dotyku s těsněnou plochou. U pohyblivých těsnění vzniká tření.

Plstěný kroužek – těsnění obdélníkového průřezu se při montáži musí dostat do drážky lichoběžníkového tvaru v tělese ložiska. [19]

Hřídellový těsnicí kroužek – také nazýván jako gufero, je pryžové těsnění otáčejících se hřídelí a ložisek. Má kruhový tvar s otvorem uprostřed pro hřídel. Je tvořeno kovovou výtuzí, která je obalena pryží a ta má za úkol zajistit dosednutí do vnější úložné díry. Užší

část, která dosedá na hřídel je zvenku na pryžové části obalena pružinou, a ta zajišťuje přítlak na hřídel. Gufero má za úkol oddělit dvě prostředí, které mají stejný nebo odlišný obsah (olej, voda atd.). [24]



Obr. 26. Gufero [23]

5.4.2 Bezdotykové těsnění

Je založeno na principu ztráty energie těsněné látky třením a změnou objemu a při průchodu úzkou mezerou mezi hřídelí a tělesem. Čím je mezera delší a členitější, tím je těsnění účinnější. Účinnost se zvýší vyvozením přetlaku vzduchu ve vnitřním prostoru. Bezdotykové těsnění nikdy dokonale netěsní, má však nulové opotřebení [19]

Štěrbinové těsnění – většího těsnění se dosáhne, když se u štěrbin střídají malé prostory s velkými.

Labyrintové těsnění – unikající látka musí měnit svůj směr a rychlost, tím dochází k víření a větším ztrátám energie unikající látky. [19]

5.4.3 Kombinované těsnění

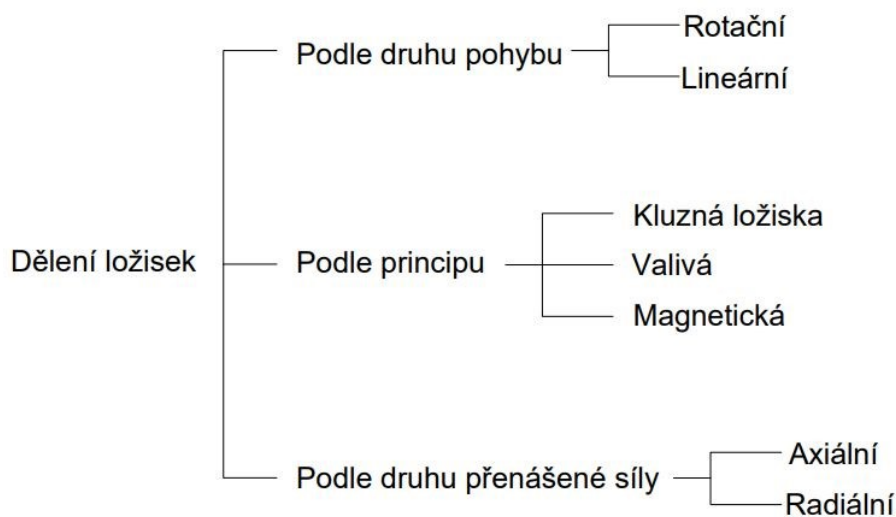
Vznikne použitím dotykového a bezdotykové těsnění. U těsnění uvedeném na obrázku plstěný kroužek zcela uzavírá prostor ložiska a labyrint brání přístupu nečistot (které by mohly poškodit těsnicí plochu) k tomuto kroužku. [19]

6 LOŽISKA

Ložisko je součástí technického zařízení, které umožňuje snížení tření při vzájemném otáčivém nebo posuvném pohybu strojních dílů. Při kontaktu kovu s kovem dochází k velkému tření. Třením se zvyšuje opotřebení kovu, protože dochází k jeho pomalému obrušování. Ložiska omezují tření tím, že umožňují, aby se oba povrchy vzájemně odvalovaly, čímž se snižuje míra vznikajícího tření.

Skládají se z hladkých kovových kuliček nebo válečků, které se valí po hladkém vnitřním a vnějším kovovém povrchu. Válečky nebo kuličky přebírají zatížení, a tím umožňují, aby se zařízení otáčelo.

Zatížení působící na ložisko je buď radiální, nebo axiální. V závislosti na svém umístění v mechanismu může být ložisko vystaveno jen radiálním nebo axiálnímu zatížení nebo kombinaci obou. Například ložisko v kole vašeho auta zachycuje jak radiální, tak axiální zatížení. Hmotnost auta působící na ložisko vytváří radiální zatížení, zatímco axiální zatížení vzniká, když auto zatáčí. V tomto textu se podíváme na některé běžné typy ložisek. [15]



Obr. 27. Rozdělení ložisek [15]

6.1 Valivá ložiska

Každý typ ložiska se vyznačuje charakteristickými vlastnostmi danými konstrukcí a rozměry, které určují jeho vhodnost pro daný způsob použití. Valivá ložiska jsou charakteristická nízkým třením a nízkou hlučností. Jsou určena pro přenášení středně

velkých radiálních i axiálních zatížení. Mohou být vyráběna ve vyšších přesnostech, kdy mají schopnost pracovat při vysokých frekvencích otáčení. Vzhledem ke svým vlastnostem a příznivým cenám patří tato ložiska nejpoužívanější typům. Při volbě typu valivého ložiska je nutné brát většinou v úvahu více různých vlivů a hodnotit je podle jejich míry významnosti pro dané uložení. Volba typu ložiska bývá ovlivněna zejména: [22]

- zatížením,
- prostorovými možnostmi,
- otáčkami,
- přesností chodu,
- souosostí,
- axiální posuvností,
- tuhostí uložení,
- možnostmi montáže a demontáže,
- způsoby těsnění.

6.1.1 Kuličková ložiska

Kuličková ložiska jsou nejběžnějším typem ložisek a mohou zvládat jak radiální, tak axiální zatížení. Kuličková ložiska se také označují jako jednořadá ložiska s hlubokou drážkou neboli Conradova ložiska. Vnitřní kroužek je obvykle připevněn na otočnou hřídel a drážka na jeho vnějším průměru slouží jako kruhová oběžná dráha pro kuličky. Vnější kroužek je upevněn do ložiskového pouzdra. Kulové valivé elementy jsou umístěny v kroužku s oběžnou dráhou a působící zatížení se přenáší z vnějšího kroužku na kuličku a z kuličky na vnitřní kroužek. Drážky oběžných drah mají obvykle poloměry zakřivení odpovídající 51,5 % až 53 % průměru kuličky. U oběžných drah s menším poloměrem zakřivení může velmi podobný tvar kuliček a drah vyvolávat velké valivé tření. U oběžných drah s větším poloměrem zakřivení se může zkracovat únavová životnost z důvodu zvýšeného namáhání v menší styčné ploše mezi kuličkou a kroužkem. Místo dotyku mezi kuličkou a vnějším kroužkem s oběžnou dráhou je kvůli kulovému tvaru valivého elementu velmi malé. To také napomáhá velmi hladkému otáčení kuličky. Vzhledem k tomu, že je místo dotyku tak malé, může dojít v určitém místě k přetížení

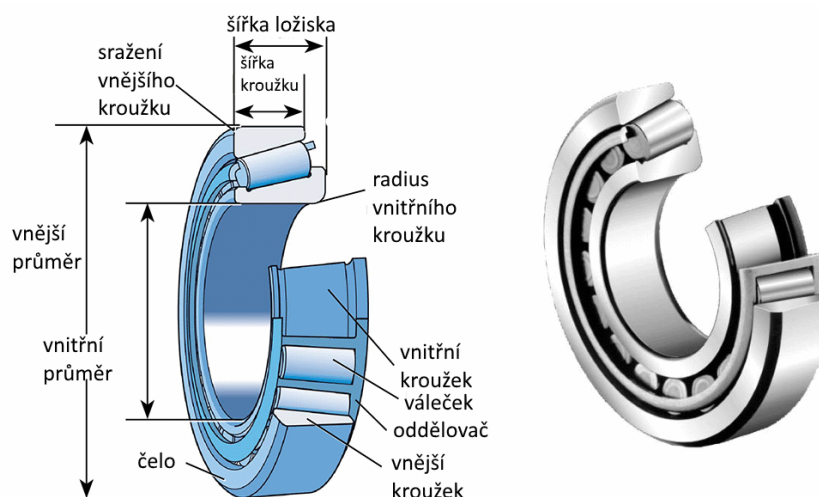
valivého elementu, které způsobí deformaci kuličkového ložiska. Tím se ložisko zničí. Kuličková ložiska se obvykle používají v aplikacích s relativně malým zatížením. [15]



Obr. 28. Kuličkové ložisko [15]

6.1.2 Kuželíkové ložisko

U kuželíkových ložisek mají kroužky i valivé elementy tvar komolého kužele, a proto zachycují současně axiální i radiální zatížení. Poměr těchto zatížení závisí na vzájemném úhlu os kuželíku a ložiska. Čím větší je tento úhel, tím větší může být axiální zatížení. Styčný úhel je u většiny kuželíkových ložisek v rozmezí 10° až 16° . Pro větší axiální únosnost se používá styčný úhel 30° . [15]



Obr. 29. Kuželíkové ložisko [15]

Mezi další ložiska se řadí:

- válečková ložiska
- soudečková ložiska
- jehlová ložiska
- axiální ložiska.

6.2 Mazání ložisek

Úkolem mazání je snižování tření, opotřebení a zahřívání třecích povrchů nacházejících se v relativním pohybu. Jako maziva může být užito látky, která zajišťuje splnění těchto požadavků, a to bez ohledu na druh relativního pohybu. V kluzném ložisku, kde čep rotuje, popř. vykonává kývavý pohyb v pouzdru, dochází mezi třecími povrchy k čistému kluzu a obdobně je tomu i při pohybu pístů ve válcích motoru. Ve valivém ložisku je hlavním relativním pohybem valení. Zdvihátko u vačkového mechanismu se může po vačce odvalovat i klouzat a při záběru zubů u ozubených soukolí nastává taktéž kombinace valení a kluzu. Ve těchto případech je nezbytné pomocí mazání snižovat tření, opotřebení a zahřívání povrchů. Kluzná ložiska mají velmi široký rozsah použití. Klikový hřídel a ojnicí ložiska automobilového motoru musí pracovat za vysokých teplot a při proměnlivém zatížení tisíce kilometrů. U kluzných ložisek parních turbín v elektrárnách se uvádí spolehlivost blízká 100 %. Na druhé straně však existuje celá řada případů, kdy přenášená zatížení jsou nízká a ložiska nevyžadují téměř žádnou údržbu, takže může být pouzdro ložiska jednoduché konstrukce s minimálními požadavky na mazání. V takových případech valivá ložiska obvykle nepředstavují odpovídající alternativu ke kluzným ložiskům, protože mají vyšší pořizovací cenu, vyžadují vyšší přesnost při výrobě, mají větší vnější rozměry v radiálním směru a hůře se vyrovnávají s vysokými rychlostmi nebo nárůstem setrvačných sil. Jako výhodnější řešení se jeví užití bezmazných nebo samomazných ložisek vyrobených z nylonu či tuhým mazivem. Užití moderních postupů při výrobě ložiskových materiálů ve spojení s hlubším porozuměním procesu mazání umožňují konstruovat ložiska s uspokojivou životností a velmi dobrou spolehlivostí. [16]

6.3 Režimy mazání převodovek

Rozlišuje se 5 režimů mazání:

- Hydrodynamické mazání
- Hydrostatické mazání
- Elastohydrodynamické mazání
- Mezné mazání
- Mazání tuhými mazivy

6.3.1 Hydrodynamické mazání

Při hydrodynamickém mazání jsou třecí povrchy odděleny relativně tlustým mazacím filmem, takže nedochází k jejich vzájemnému styku. Princip tohoto režimu mazání je možné vysvětlit pomocí zákonů mechaniky tekutin. Hydrodynamické mazání sice nevyžaduje dodávku maziva pod tlakem (když i to je možné), avšak vždy je nutné, aby byla zajištěna jeho nepřetržitá dodávka. Tlak v mazacím filmu je vytvářen v důsledku relativního pohybu třecích povrchů, kdy mazivo je unášeno do zúženého prostoru, ve kterém dojde k vytvoření protitlaku, který umožňuje mazacímu filmu přenášet zatížení působící na třecí povrchy. [16]

6.3.2 Hydrostatické mazání

Nastává v případech, kdy se mazivo (někdy je to i vzduch či voda) z vnějšího zdroje přivádí pod dostatečně vysokým tlakem mezi třecí povrchy, takže dochází k jejich vzájemnému oddělení relativně tlustým mazacím filmem. Na rozdíl od hydrodynamického mazání není vyžadováno relativní pohyb třecích povrchů. Je vhodného zvážit jeho užití při konstrukci ložisek s velmi malými (až nulovými) rychlostmi třecích povrchů a v případech, kdy je vyžadováno dosažení co nejnižšího součinitele tření. [16]

6.3.3 Elastohydrodynamické mazání

Je to režim mazání, ke kterému dochází v případech, kdy mazivo je vtahováno mezi třecí povrchy, které se po sobě vzájemně odvalují. Tak je tomu například u spoluzabírajících ozubených kol nebo valivých ložisek. Matematický popis vychází z Hertzovy teorie styku elastických těles a Reynoldsovy teorie hydrodynamického mazání. [16]

6.3.4 Mezné mazání

Nedostatečná velikost mazaného kontaktu, snížení rychlosti třecích povrchů, pokles množství dodávaného maziva, zvýšení zatížení ložiska nebo nárůst teploty maziva vedoucího k snížení jeho viskozity, mohou způsobit protržení souvislého mazacího filmu, jehož existence je charakteristická pro hydrodynamické a elastohydrodynamické mazání. V takovém případě jsou povrchové nerovnosti odděleny mazacím filmem o tloušťce několika molekul a nastává mezné mazání. Přejít od hydrodynamického mazání k mazání meznému není náhlý, ale zpravidla nejprve dochází ke smíšenému mazání, které je kombinací hydrodynamického a mezného mazání. Jak se třecí povrchy dále přibližují, stává se postupně mezné mazání dominantním. U tohoto režimu mazání nehraje viskozita maziva zásadní roli, ale záleží na jeho chemickém složení a chemických vlastnostech třecích povrchů. [16]

6.3.5 Mazání tuhými mazivy

V případech, kdy ložiska musí pracovat za extrémních teplot, je nutné nahradit běžné minerální oleje tuhými mazivy, jako je např. grafit nebo disulfid molybdeničitý. V současné době probíhá výzkum, jehož cílem je nalézt nové kompozitní ložiskové materiály vykazující nízké hodnoty součinitele tření a opotřebení. [16]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

7 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

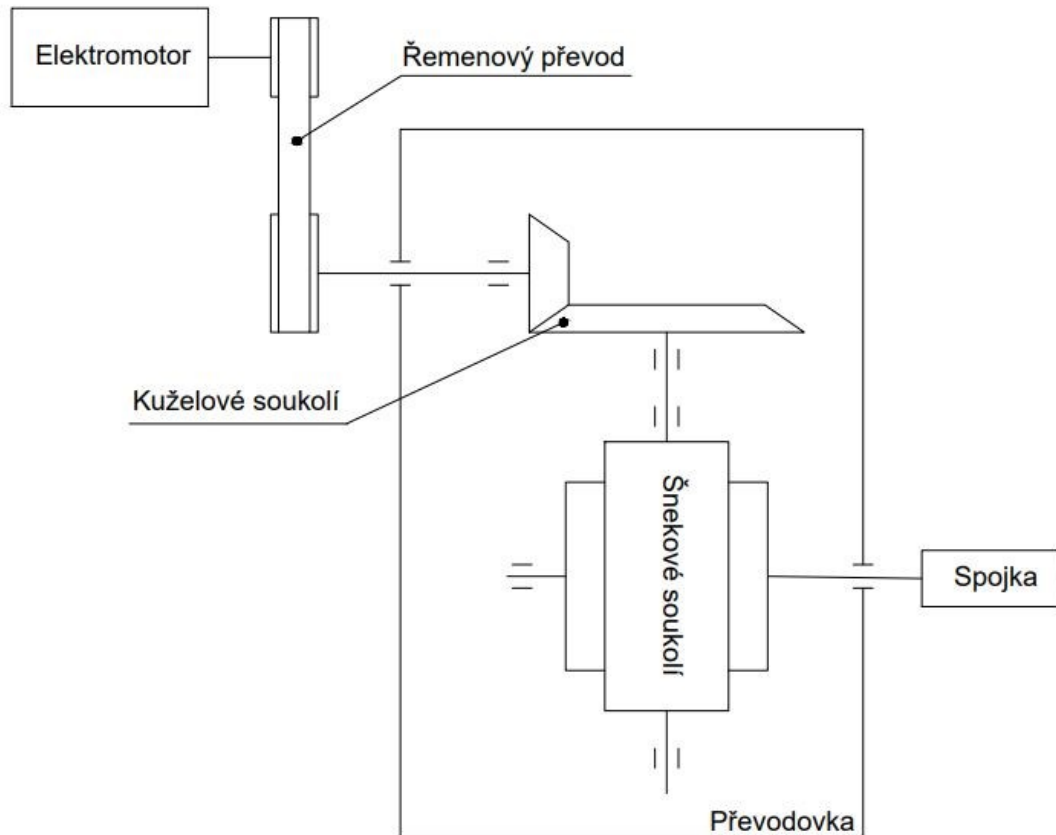
Předmětem této práce je návrh převodového mechanismu včetně elektrického pohonu a bezpečnostní kolíkové spojky. Převodovku tvoří dva stupně – kuželové a šnekové soukolí. Kuželové soukolí utváří pastorek a standardní nekorigované kuželové kolo s přímými zuby s tvarem věnce I. Pastorek má 25 zubů, šířka ozubení je 30 mm a úhel záběru 20° , vnější čelní modul na roztečné kružnici 5 mm. Kola jsou zhotovena ze zušlechtné legované oceli, stupně kvality MQ dle ISO, s tvrdostí jádra i povrchu zubu 250 HV. Drsnost povrchu broušených zubů je dána $R_a = 0,8 \mu\text{m}$ a drsnost povrchu v patě zubu je dána $R_a = 3,2 \mu\text{m}$. Boky zubů jsou podélně modifikovány a ozubené soukolí je určeno pro všeobecné průmyslové použití. Stupeň přesnosti ozubení je 7 dle ISO. Kola jsou letmo uložena na hřídelích jejichž osy jsou vzájemně kolmé. Počet zatěžovaných cyklů bude 10^7 a pravděpodobnost bezporuchového provozu (spolehlivost) bude 0,99. Zatěžování hnaným i hnacím strojem bude plynulé. Samotný šnek pak bude mít 2 chody.

Tab. 2. Zadané hodnoty

Celkový převodový poměr	$i_c = 150$
Minimální výkon na výstupu	$P_4 = 10 \text{ kW}$
Výstupní otáčky	$n_4 = 10 \text{ ot/min}$
Šířka kuželového soukolí	$b_s = 30 \text{ mm}$
Počet zubů pastorku	$z_1 = 25 \text{ zubů}$
Vnější čelní modul	$m_{et} = 5 \text{ mm}$
Úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$
Spolehlivost provozu	$R = 0,99$
Stupeň přesnosti	$Q_{ISO} = 7$
Počet zatěžovacích cyklů	$N_L = 10^7 \text{ cyklů}$
Tvrdost jádra a povrchu zubů	$H_B = 250 \text{ HV}$
Účinnost řemenového převodu	$\eta_r = 0,95$
Účinnost kuželového převodu	$\eta_k = 0,98$
Účinnost šnekového převodu	$\eta_s = 0,80$
Trvanlivost ložisek	$L_{hp} = 50 \text{ 000 hod.}$

7.1 Schéma pohonu výrobního stroje

Jednotlivé uspořádání bylo navrženo takto:



Obr. 30. Schéma pohonu výrobního stroje

8 USPOŘÁDÁNÍ JEDNOTLIVÝCH PŘEVODŮ

V první fázi bylo zapotřebí stanovit jednotlivé převodové poměry a vypočítat otáčky.

8.1 Volba jednotlivých převodových poměrů a výpočet otáček

Celkový převodový poměr $i_c = 150$

$$i_{1,2} = 3$$

$$i_{3,4} = 50$$

$$n_4 = 10 \text{ ot./min}$$

$$n_{2,3} = n_4 \cdot i_{3,4} = 10 \cdot 50 = 500 \text{ ot./min}$$

$$n_1 = n_{2,3} \cdot i_{1,2} = 500 \cdot 3 = 1500 \text{ ot./min}$$

Vstupní otáčky do převodovky tak činí $n_1 = 1500 \text{ ot./min}$.

8.2 Volba elektromotoru

Byl zvolen čtyřpólový asynchronní motor 1LE1003-1DB4 značky Siemens. Podrobnější informace jsou uvedeny v příloze P1.

- Jmenovité otáčky $n_N = 1475 \text{ ot./min}$
- Jmenovitý výkon $P_N = 15 \text{ kW}$
- Účinnost $\eta_{(P_N)} = 92,1 \%$

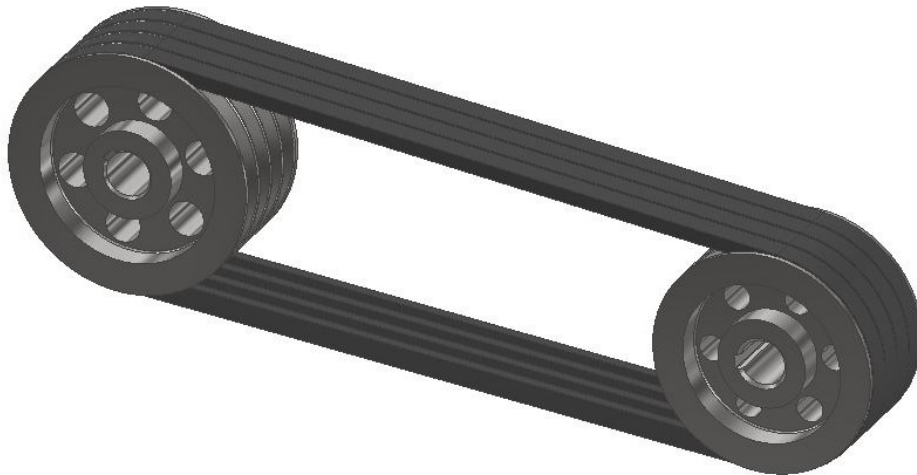
Skutečný výkon elektromotoru

$$P_0 = P_N \cdot \eta_{(P_N)} = 15 \cdot 0,921 = 13,815 \text{ kW}$$

Skutečný výkon motoru je větší než minimálně potřebný, tudíž zvolený motor je dostačující.

9 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Navrhovaná převodovka bude od zvoleného elektromotoru poháněna řemenovým převodem. V následující kapitole bude tento převod navržen.



Obr. 31. Řemenový převod

Jmenovitý výkon

$$P_j = P_0 \cdot c_2 = 13\,815 \cdot 1,2 = 16\,578 \text{ W}$$

Součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,2$. Byl zvolen dle [5] strana 531 na základě typu a pracovní doby stroje.

Převodový poměr řemenového převodu

$$i_{\ddot{r}} = \frac{n_n}{n_1} = \frac{1475}{1500} = 0,983$$

Byl zvolen řemen typu SPA ČSN 02 3112 a průměr řemenice $d_p = 120 \text{ mm}$ na základě otáček n_1 a jmenovitého výkonu P_j dle [5] strana 528.

Průměr velké řemenice

$$D_p = \frac{d_p}{i_{\ddot{r}}} = \frac{120}{0,983} = 122,1 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů byl zvolen průměr velké řemenice $D_p = 130 \text{ mm}$.

Obvodová rychlost

$$v_{\ddot{r}} = \frac{d_p \cdot n_n}{19100} = \frac{120 \cdot 1475}{19100} = 9,27 \text{ m/s}$$

Přibližná osová vzdálenost

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) \leq A'_p \leq 2 \cdot (D_p + d_p)$$

$$0,7 \cdot (130 + 120) \leq A'_p \leq 2 \cdot (130 + 120)$$

$$175 \leq A'_p \leq 500$$

Předběžná osová vzdálenost A'_p byla zvolena 337,5 mm

Výpočtová délka klínového řemene

$$L_p' = 2A_p' + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot A_p'}$$

$$L_p' = 2 \cdot 337,5 + 1,57 \cdot (130 + 120) + \frac{(130 - 120)^2}{4 \cdot 337,5} = 1067,57 \text{ mm}$$

Skutečná délka klínového řemene

Dle ČSN 02 3114 byla délka klínového řemene zvolena $L_p = 1120$ mm

Osová vzdálenost řemenice A'

$$p' = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p) = 0,25 \cdot 1120 - 0,393 \cdot (130 + 120) = 181,75 \text{ mm}$$

$$q' = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (130 - 120)^2 = 12,5 \text{ mm}$$

$$A' = p' + \sqrt{p'^2 - q'} = 181,75 + \sqrt{181,75^2 - 12,5} = 363,53 \text{ mm}$$

Osovou vzdálenost byla zvolena $A' = 365$ mm

Úhel opásání malé řemenice

$$\beta_{d_p} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{(D_p - d_p)}{A'} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{(130 - 120)}{365} = 178,4^\circ$$

Úhel opásání velké řemenice

$$\beta_{D_p} = 360^\circ - \beta = 360^\circ - 178,4^\circ = 181,6^\circ$$

Počet klínových řemenů

$$z = \frac{P_j}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{16,578}{5,4 \cdot 0,99 \cdot 0,87} = 3,56$$

Byly zvoleny 4 řemeny

Byl zvolen součinitel úhlu opásání $c_1 = 0,99$, výkon přenášený jedním klínovým řemenem $P_r = 5\,400$ W a součinitel délky klínového řemene $c_3 = 0,87$ dle [5] strany 530-533.

Ohybová frekvence

$$f_{\check{r}} = \frac{2000 \cdot v_{\check{r}}}{L_p} = \frac{2000 \cdot 9,27}{1120} = 16,55 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla

$$F_{\check{r}} = \frac{102 \cdot P_j \cdot 9,81}{v_{\check{r}}} = \frac{102 \cdot 16\,578 \cdot 9,81}{9,27} = 1\,789\,458,3 \text{ N}$$

Pracovní napětí řemene

$$F_u = 1,5 \cdot F_{\check{r}} = 1,5 \cdot 1\,789\,458,3 = 2\,684\,187,44 \text{ N}$$

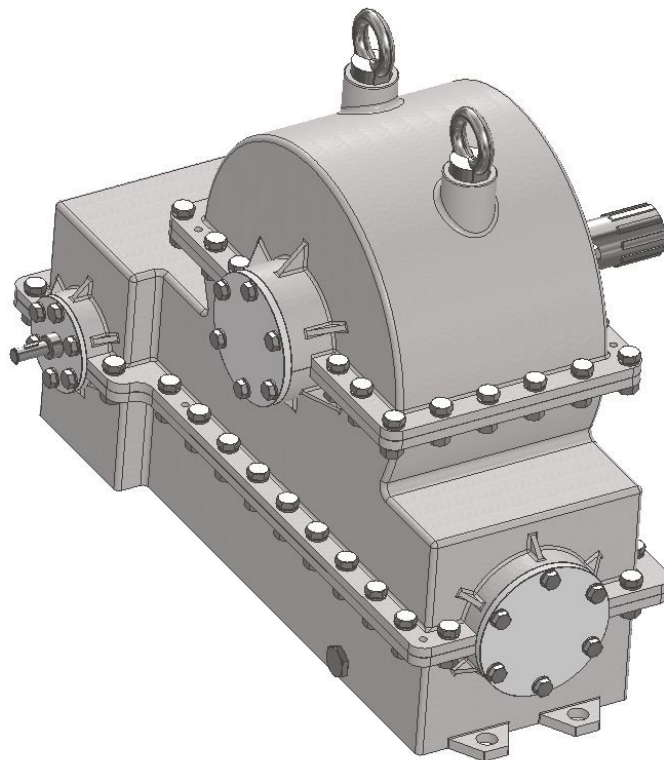
Meze seřízení osové vzdálenosti

$$x_s \geq 0,03 \cdot L_p = 0,03 \cdot 1120 = 33,6 \text{ mm}$$

$$y_s \geq 0,015 \cdot L_p = 0,015 \cdot 1120 = 16,8 \text{ mm}$$

10 PŘEVODOVKA

Pro převodovku bylo nutno v první řadě vypočítat jednotlivé kroučící momenty a přenášené výkony. Samotná převodovka bude dvoustupňová, kde první stupeň bude tvořit kuželové soukolí a druhé šnekové soukolí.



Obr. 32. Převodovka

10.1 Výpočet kroučících momentů a výkonů

Aby bylo možno vypočítat jednotlivá soukolí tak je zapotřebí zjistit jaké kroučící momenty a výkony budou přenášet.

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_f = 13\,815 \cdot 0,95 = 13\,124,25 \text{ W}$$

$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 159,2 \cdot \frac{13\,124,25}{25} = 83\,575,2 \text{ Nmm}$$

$$P_{2,3} = P_1 \cdot \eta_k = 13\,124,25 \cdot 0,98 = 12\,861,8 \text{ W}$$

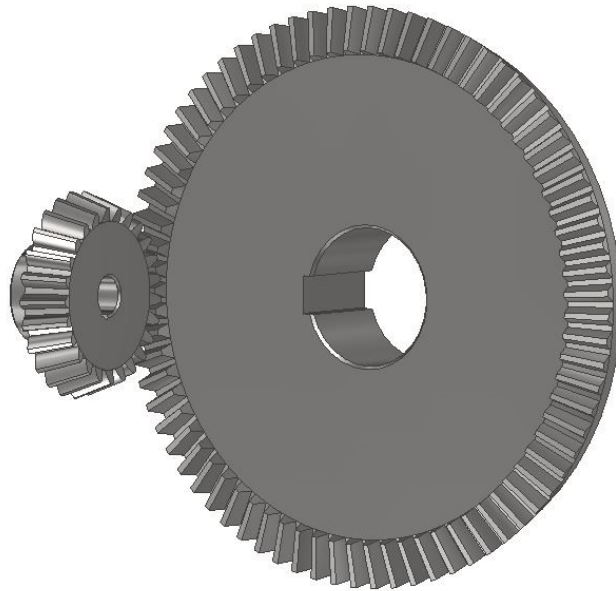
$$M_{k2,3} = 159,2 \cdot \frac{P_{2,3}}{n_{2,3}} = 159,2 \cdot \frac{12\,861,8}{8,33} = 245\,810,2 \text{ Nmm}$$

$$P_4 = P_{2,3} \cdot \eta_s = 12\,861,8 \cdot 0,8 = 10\,289,4 \text{ W}$$

$$M_{k4} = 159,2 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 159,2 \cdot \frac{10\,289,4}{0,17} = 9\,635\,720,5 \text{ Nmm}$$

10.2 Návrh kuželového soukolí

Prvním navrhovaným soukolím bude kuželové soukolí. Výpočet se bude zabírat návrhem hlavních rozměrů kuželového soukolí a dále pak bude vypočtena kontrola únosnosti tohoto soukolí.



Obr. 33. Kuželové soukolí

10.2.1 Hlavní rozměry kuželového soukolí

Počet zubů pastorku byl zvolen vyšší, což vede ke zvýšení únosnosti na dotyk a také ke zlepšení součinitele záběru.

Počet zubů kuželového pastorku

$$z_1 = 25$$

Počet zubů kuželového kola

$$z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75$$

Vnější roztečný průměr

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{et} = 25 \cdot 5 = 125 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = z_2 \cdot m_{et} = 75 \cdot 5 = 375 \text{ mm}$$

Úhel roztečného kužele pastorku

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i_{1,2}} = \frac{1}{3}$$

$$\delta_1 = 18,43^\circ$$

Úhel roztečného kužele kola

$$\operatorname{tg} \delta_2 = i_{1,2} = 3$$

$$\delta_2 = 71,57^\circ$$

Vnější délka površky roztečného kužele

$$R_e = 0,5 \frac{d_{e1}}{\sin \delta_1} = 0,5 \cdot \frac{125}{\sin 18,43^\circ} = 197,69 \text{ mm}$$

Střední délka površky roztečného kužele

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 197,69 - \frac{30}{2} = 182,69 \text{ mm}$$

Vnitřní délka površky roztečného kužele

$$R_i = R_e - b = 197,69 - 30 = 167,69 \text{ mm}$$

Střední čelní modul

$$m_{mt} = \frac{R_m}{R_e} m_{et} = \frac{182,69}{197,69} \cdot 5 = 4,62 \text{ mm}$$

Střední normálový modul

$$m_{mn} = m_{mt} \cdot \cos \beta_m = 4,62 \cdot \cos 0^\circ = 4,62 \text{ mm}$$

Střední roztečný průměr pastorku

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 125 - 30 \cdot \sin 18,43^\circ = 115,52 \text{ mm}$$

Střední roztečný průměr kuželového kola

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2 = 375 - 30 \cdot \sin 71,57^\circ = 346,54 \text{ mm}$$

Střední výška hlavy zubu nad roztečným kuželem

Jednotkové posunutí $x_{hm1,2} = 0$

$$h_{am1} = m_{mn}(1 + x_{hm1}) = 4,62 \cdot (1 + 0) = 4,62 \text{ mm}$$

$$h_{am2} = m_{mn}(1 + x_{hm2}) = 4,62 \cdot (1 + 0) = 4,62 \text{ mm}$$

Střední výška paty zubu pod roztečným kuželem

Jednotkové posunutí $x_{hm1,2} = 0$

$$h_{fm1} = m_{mn}(1,25 + x_{hm1}) = 4,62 \cdot (1,25 + 0) = 5,775 \text{ mm}$$

$$h_{fm2} = m_{mn}(1,25 + x_{hm2}) = 4,62 \cdot (1,25 + 0) = 5,775 \text{ mm}$$

Úhel záběru:

$$\tan \alpha_t = \left(\frac{\tan \alpha_{mn}}{\cos \beta_m} \right) = \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ} \right) \Rightarrow \alpha_t = 20^\circ$$

10.2.2 Výpočet únosnosti kuželového soukolí dle normy ISO

Při kontrole únosnosti kuželového soukolí v dotyku a v ohybu v patě zubu podle normy ISO 10300 je třeba nahradit skutečné kuželové soukolí s přímými zuby za virtuální válcové soukolí s přímými zuby. Pro nekorigované soukolí je postup výpočtu následující.

Obvodová rychlost na roztečném průměru:

$$v_{et} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{e1}}{6 \cdot 10^4} = \frac{\pi \cdot 1500 \cdot 125}{6 \cdot 10^4} = 9,82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Nominální obvodová síla na vnějším roztečném průměru:

$$F_{et} = \frac{1000 \cdot P_1}{v_{et}} = \frac{1000 \cdot 13,12425}{9,82} = 1336,48 \text{ N}$$

Obvodová rychlost na středním roztečném průměru:

$$v_{mt} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{m1}}{6 \cdot 10^4} = \frac{\pi \cdot 1500 \cdot 115,52}{6 \cdot 10^4} = 9,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Nominální obvodová síla na středním roztečném průměru

$$F_{mt} = \frac{1000 \cdot P_1}{v_{mt}} = \frac{1000 \cdot 13,12425}{9,1} = 1442,2 \text{ N}$$

Průměr roztečné kružnice virtuálního kola

$$d_{v1} = d_{m1} \frac{\sqrt{i_{1,2}^2 + 1}}{i_{1,2}} = 115,52 \cdot \frac{\sqrt{3^2 + 1}}{3} = 121,77 \text{ mm}$$

$$d_{v2} = i_{1,2}^2 \cdot d_{v1} = 3^2 \cdot 108,91 = 1095,93 \text{ mm}$$

Čelní úhel záběru virtuálního kola

$$\alpha_{vt} = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_m} \right) = \arctan \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ} \right) = 20^\circ$$

Základní rozteč virtuálního kola

$$p_{et} = m_{mt} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_{vt} = 4,62 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ = 13,64 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice virtuálního kola

$$d_{va1} = d_{v1} + 2h_{am1} = 121,77 + 2 \cdot 4,62 = 131,01 \text{ mm}$$

$$d_{va2} = d_{v2} + 2h_{am2} = 1095,93 + 2 \cdot 4,62 = 1105,17 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice virtuálního kola

$$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos\alpha_{vt} = 121,77 \cdot \cos 20^\circ = 114,42 \text{ mm}$$

$$d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos\alpha_{vt} = 1095,93 \cdot \cos 20^\circ = 1029,84 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost virtuálního kola

$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{121,77 + 1095,93}{2} = 608,85 \text{ mm}$$

Dráha záběru

$$\begin{aligned} g_{v\alpha} &= \frac{1}{2} \left[\sqrt{(d_{va1}^2 - d_{vb1}^2)} + \sqrt{(d_{va2}^2 - d_{vb2}^2)} \right] - a_v \sin\alpha_{vt} \\ &= \frac{1}{2} \left[\sqrt{(131,01^2 - 114,42^2)} + \sqrt{(1105,17^2 - 1029,84^2)} \right] - 608,85 \\ &\quad \cdot \sin 20^\circ = 24,18 \text{ mm} \end{aligned}$$

Součinitel záběru profilu virtuálního kola

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha}}{p_{et}} = \frac{24,18}{13,64} = 1,77$$

Součinitel záběru kroku virtuálního kola

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \sin\beta_m}{m_{mn}\pi} = \frac{30 \cdot \sin 0^\circ}{4,62 \cdot \pi} = 0$$

Součinitel záběru virtuálního kola

$$\varepsilon_{v\gamma} = \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2} = \sqrt{1,77^2 + 0^2} = 1,77$$

Úhel sklonu zubu na základním válci

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cdot \cos\alpha_n) = \arcsin(\sin 0^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 0^\circ$$

Délka střední úsečky stykové plošky

$$\begin{aligned} l_{bm} &= \frac{b \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\cos\beta_{vb}} \cdot \frac{\sqrt{\varepsilon_{v\gamma}^2 - [(2 - \varepsilon_{v\alpha})(1 - \varepsilon_{v\beta})]^2}}{\varepsilon_{v\gamma}^2} \\ &= \frac{30 \cdot 1,77}{\cos 0^\circ} \cdot \frac{\sqrt{1,77^2 - [(2 - 1,77)(1 - 0)]^2}}{1,77^2} = 29,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pomocný součinitel 1

$$F_1 = 2$$

Pomocný součinitel 2

$$F_2 = 2(\varepsilon_{v\alpha} - 1) = 2(1,77 - 1) = 1,54$$

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{25}{\cos 18,43^\circ} = 26,35$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_1} = \frac{75}{\cos 71,57^\circ} = 237,23$$

Stanovení součinitele v dotyku

Součinitel jednopárového záběru

$$Z_{M-B} = \frac{\tan \alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - F_1 \frac{\pi}{z_{v1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - F_2 \frac{\pi}{z_{v2}} \right]}}$$

$$= \frac{\tan 20^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{131,01}{114,42}\right)^2 - 1} - 2 \cdot \frac{\pi}{26,35} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{1105,17}{1029,84}\right)^2 - 1} - 1,54 \cdot \frac{\pi}{237,23} \right]}} = 1,06$$

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů

$$Z_H = 2 \cdot \frac{\cos \beta_{vb}}{\sin(2\alpha_{vt})} = 2 \cdot \frac{\cos 0^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)} = 2,49$$

Součinitel sdílení zatížení

$$Z_{LS} = 1$$

Součinitel sklonu boku zubu

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1$$

Součinitel kuželového kola

$$Z_k = 0,8$$

Součinitel mechanických vlastností materiálů

$$Z_E = 189,8$$

Nominální napětí v dotyku

$$\sigma_{H0} = Z_{M-B} \cdot Z_e \cdot Z_H \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_k \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} \cdot l_{bm}} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}}$$

$$= 1,06 \cdot 189,8 \cdot 2,49 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{1442,2}{121,77 \cdot 29,75} \cdot \frac{3 + 1}{3}} = 292,13 \text{ MPa}$$

Stanovení součinitele vnitřních dynamických sil

Pro plynule zatěžování hnacím i hnaným strojem platí $K_A = 1$

$$B = 0,25 \cdot (Q_{ISO} -)^{\frac{2}{3}} = 0,25 \cdot (7 - 5)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,768$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot v_{et}}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,768 + \sqrt{200 \cdot 9,82}}{83,768} \right)^{0,397} = 1,18$$

Maximální přípustná rychlost

$$v_{etmax} = \frac{(A + 14 - Q_{ISO})^2}{200} = \frac{(83,768 + 14 - 7)^2}{200} = 41,19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodová rychlost je menší než možná maximální hodnota ($v_{et} < v_{etmax}$), takže vypočtená hodnota K_v je platná.

Stanovení součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

$$K_{H\beta-be} = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,5 K_{H\beta-be} = 1,5 \cdot 1,5 = 2,25$$

Stanovení součinitele podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk

Střední měrná tuhost zubů pro standartní podmínky

$$C_{\gamma 0} = 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

Pomocný součinitel

$$C_b = 1; \text{ pro } \frac{b_e}{b} \geq 0,85$$

$$b_e = 0,85 \cdot 30 = 25,5 \text{ mm}$$

Pomocný součinitel

$$C_F = \frac{\frac{F_{mt} \cdot K_A}{b_e}}{100}; \text{ pro } \frac{F_{mt} \cdot K_A}{b_e} \leq 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$C_F = \frac{\frac{F_{mt} \cdot K_A}{b_e}}{100} = \frac{\frac{1442,2 \cdot 1}{25,5}}{100} = 0,5656$$

$$\frac{F_{mt} \cdot K_A}{b_e} = \frac{1442,2 \cdot 1}{25,5} = 56,56$$

Střední měrná tuhost zubů

$$C_\gamma = C_{\gamma 0} \cdot C_F \cdot C_b = 20 \cdot 0,5656 \cdot 1 = 11,312 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

Mez únavy referenčního kola

$$\sigma_{Hlim} = AH + B = 1,313 \cdot 250 + 373 = 701,25 \text{ MPa}$$

Kde tvrdost je v jednotkách HV, tedy H = 250 HV a hodnoty A a B jsou konstanty.

Snížení úchylky čelní rozteče opotřebením při záběhu

$$y_\alpha = 4,5$$

Mezní úchylka čelní rozteče

$$f_{pt} = 16$$

Směrodatná obvodová síla na vnějším roztečném průměru

$$F_{mtH} = F_{mt} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} = 1442,2 \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 2,25 = 3829,04 \text{ N}$$

Pomocný součinitel

$$q_\alpha = \frac{C_\gamma (f_{pt} - y_\alpha)}{\frac{F_{mtH}}{b}} = \frac{11,312 \cdot (16 - 4,5)}{\frac{3829,04}{30}} = 1,01$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{2} (0,9 + 0,4q_\alpha) = \frac{1,77}{2} (0,9 + 0,4 \cdot 1,01) = 1,15$$

Hraniční podmínka

$$\text{Když } \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Z_{LS}^2} = \frac{1,77}{1,77 \cdot 1^2} = 1 \text{ pak } K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Z_{LS}^2} = \frac{1,77}{1,77 \cdot 1^2} = 1$$

Napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 292,13 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,18 \cdot 2,25 \cdot 1} = 476 \text{ MPa}$$

Součinitel tvrdosti

$$Z_W = 1$$

Součinitel počtu cyklů

$$Z_{NT} = 1$$

Součinitel mazací vrstvy

$$Z_L Z_v Z_R = 0,92$$

Součinitel velikostí

$$Z_X = 1$$

Přípustné napětí v dotyku pro všechny druhy ozubení $S_{Hmin} = 1,2$

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_v Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = \frac{701,25 \cdot 1}{1,2} \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1 = 537,625 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v dotyku je větší než napětí v dotyku, může se pokračovat ve výpočtech

Součinitel bezpečnosti v dotyku

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_H} Z_L Z_v Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = \frac{701,25 \cdot 1}{476} \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1 = 1,36$$

$$1,36 \geq 1,2$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku je větší než minimální soukolí vyhovuje.

Stanovení součinitele v ohybu

Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu

$$Y_{Fa1} = 2,66$$

$$Y_{Fa2} = 2,15$$

Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu

$$Y_{Sa1} = 1,67$$

$$Y_{Sa2} = 2,12$$

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} = 0,25 + \frac{0,75}{1,77} = 0,674 > 0,625$$

Stanovení součinitel kuželového kola

$$l_{bm}' = l_{bm} \cdot \cos \beta_{vb} = 29,75 \cdot \cos 0^\circ = 29,75 \text{ mm}$$

$$Y_k = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{bm}'}{b} \right) \frac{b}{l_{bm}'} = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{29,75}{30} \right)^2 \frac{30}{29,75} = 1,00002$$

Součinitel sdílení zatížení

$$Y_{LS} = Z_{LS}^2 = 1^2 = 1$$

Nominální napětí v ohybu

$$\begin{aligned} \sigma_{F01} &= Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_k \cdot Y_{LS} \cdot \frac{F_{mt}}{b \cdot m_{mn}} = 2,66 \cdot 1,67 \cdot 0,674 \cdot 1,00002 \cdot 1 \cdot \frac{1442,2}{30 \cdot 4,62} \\ &= 31,36 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F02} &= Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_k \cdot Y_{LS} \cdot \frac{F_{mt}}{b \cdot m_{mn}} = 2,15 \cdot 2,12 \cdot 0,674 \cdot 1,00002 \cdot 1 \cdot \frac{1442,2}{30 \cdot 4,62} \\ &= 31,97 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Stanovení součinitele nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubu pro ohyb

$$K_{F0} = 1$$

$$K_{F\beta} = \frac{K_{H\beta}}{K_{F0}} = \frac{2,25}{1} = 2,25$$

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{2} (0,9 + 0,4q_{\alpha}) = \frac{1,77}{2} (0,9 + 0,4 \cdot 1,01) = 1,15$$

Hraniční podmínka

$$Když \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Y_{\varepsilon}} = \frac{1,77}{1,77 \cdot 0,674} = 1,48 \text{ pak } K_{F\alpha} = 1,15$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 31,36 \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 2,25 \cdot 1,15 = 95,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 31,97 \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 2,25 \cdot 1,15 = 97,61 \text{ MPa}$$

Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola

$$\sigma_{Flim} = 0,425H + 187 = 0,425 \cdot 250 + 187 = 293,25 \text{ MPa}$$

Součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo

$$Y_{ST} = 2$$

Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola (přepočítaná na jednoduchý vzorec)

$$\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} = 293,25 \cdot 2 = 586,5 \text{ MPa}$$

Součinitel počtu cyklů

$$Y_{NT} = 1$$

Poměrný součinitel vrubové citlivosti

$$Y_{\delta relT} = 1$$

Stanovení poměrného součinitele drsnosti v oblasti patního přechodu zubu

$$R_a = 3,2$$

$$R_{ZISO} = 6R_a = 6 \cdot 3,2 = 19,2$$

$$Y_{RrelT} = 0,9$$

Součinitel velikostí

$$Y_X = 1$$

Přípustné napětí v ohybu pro přímé zuby $S_{Fmin} = 1,5$

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = \frac{586,5 \cdot 1}{1,5} \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 406,04 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v ohybu je větší než napětí v ohybu, může se pokračovat ve výpočtech

Součinitel bezpečnosti v dotyku

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{\sigma_{F1}} Y_{\delta relIT} \cdot Y_{RrelIT} \cdot Y_X = \frac{586,5 \cdot 1}{95,75} \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 5,51$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{\sigma_{F2}} Y_{\delta relIT} \cdot Y_{RrelIT} \cdot Y_X = \frac{586,5 \cdot 1}{97,61} \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 5,41$$

$$5,51 \geq 1,5$$

$$5,41 \geq 1,5$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu je větší než minimální soukolí vyhovuje.

10.2.3 Silové poměry kuželového soukolí

Obvodová síla

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{1000 \cdot P_1}{v_{mt}} = \frac{1000 \cdot 13,12425}{9,1} = 1442,2 \text{ N}$$

Radiální síla pastorku = axiální síla kola

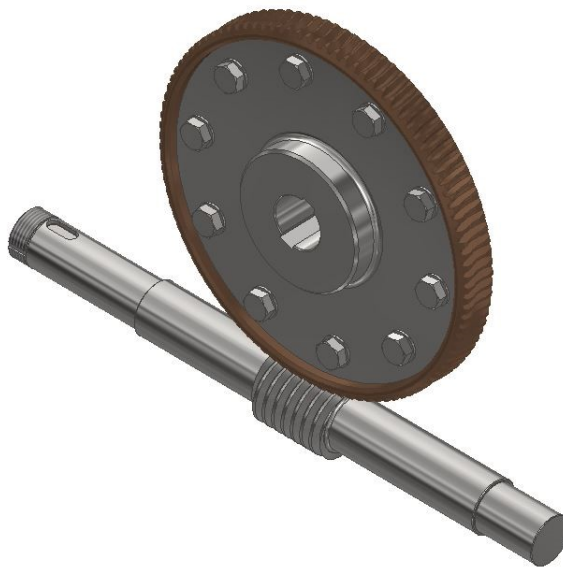
$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \delta_1 = 1442,2 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 18,43^\circ = 497,995 \text{ N}$$

Axiální síla pastorku = radiální síla kola

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \delta_2 = 1442,2 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 18,43^\circ = 165,95 \text{ N}$$

10.3 Návrh šnekového soukolí

Druhým navrhovaným soukolím bude šnekové soukolí. I tady budou při výpočtu vypočteny hlavní rozměry šnekového soukolí a dále pak následná kontrola únosnosti.



Obr. 34. Šnekové soukolí

10.3.1 Hlavní rozměry šnekového soukolí

Počet zubů (chodů) šneku

$$z_3 = 2$$

Počet zubů šnekového kola

$$z_4 = i_{3,4} \cdot z_3 = 50 \cdot 2 = 100 \text{ zubů}$$

Průměry roztečných kružnic

Byl zvolen modul $m = m_x = m_\varepsilon = 6,3$ mm dle ČSN 014755 a součinitel průměru šneku $q = 20$ mm dle [5] strana 587.

Šnek:

$$d_3 = m_x \cdot q = 6,3 \cdot 20 = 126 \text{ mm}$$

Šnekové kolo:

$$d_4 = m_x \cdot z_4 = 6,3 \cdot 100 = 630 \text{ mm}$$

Roztečná osová vzdálenost

$$a_\varepsilon = 0,5(d_3 + d_4) = 0,5(126 + 630) = 378 \text{ mm}$$

Osová rozteč

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

Výška hlavy zubu

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

Výška paty zubu

$$h_f = 1,2m_x = 1,2 \cdot 6,3 = 7,56$$

Výška zubu

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

Průměr hlavové kružnice šneku

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_a = 126 + 2 \cdot 6,3 = 138,6 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice šnekového kola

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_a = 630 + 2 \cdot 6,3 = 642,6 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic šneku

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_f = 126 - 2 \cdot 7,56 = 110,88 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic šnekového kola

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_f = 630 - 2 \cdot 7,56 = 614,88 \text{ mm}$$

Hlavová vůle

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

Rozteč

$$p_z = \pi \cdot m_x \cdot z_3 = \pi \cdot 6,3 \cdot 2 = 39,58 \text{ mm}$$

Úhel stoupání šroubovice γ

$$\gamma = \arctan \frac{p_z}{\pi \cdot d_3} = \arctg \frac{39,58}{\pi \cdot 126} = 5,71^\circ$$

Délka šneku

$$l_s \geq 2m_x \sqrt{z_4 + 1} = 2 \cdot 6,3 \cdot \sqrt{100 + 1} = 126,6 \text{ mm}$$

Délka šneku byla zvolena 150 mm.

Pracovní šířka šnekového kola

$$b_{pš} \approx 0,45(d_{a3} + 4m_x) = 0,45(138,6 + 4 \cdot 6,3) = 73,71 \text{ mm}$$

Pracovní šířka šnekového kola byla zvolena $b_{pš} = 75 \text{ mm}$.

10.3.2 Výpočet únosnosti šnekového soukolí podle DIN 3996

Únosnost šnekového soukolí odpovídá výkonu, který může soukolí přenést bez poškození zubů po dobu životnosti. Kontroluje se zejména únosnost dotyku zubů, které mohou poškozovány jamkovou korozí (pittingem) a přímým lomem zubů. Dále se kontroluje průhyb hřídele šneku a teplota mazacího oleje.

Únosnost boku zubů v dotyku

Obvodová rychlost šneku

$$v_3 = \frac{\pi d_3 n_{2,3}}{60 \ 000} = \frac{\pi \cdot 126 \cdot 500}{60 \ 000} = 3,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodová rychlost šnekového kola

$$v_4 = \frac{\pi d_4 n_4}{60 \ 000} = \frac{\pi \cdot 630 \cdot 10}{60 \ 000} = 0,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skluzová rychlost

$$v_k = \frac{v_3}{\cos \gamma} = \frac{3,3}{\cos 5,71^\circ} = 3,3 \text{ m/s}$$

Součinitel skluzové rychlosti

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_k}} = \sqrt{\frac{5}{4 + 3,3}} = 0,828$$

Součinitel velikosti

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a_s}} = \sqrt{\frac{3000}{2900 + 378}} = 0,957$$

Korigovaná mez únavy

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} Z_h Z_v Z_s Z_{oil} = 520 \cdot 1 \cdot 0,828 \cdot 0,957 \cdot 1 = 412,04 \text{ MPa}$$

Bylo zvoleno:

materiál věnce šnekového kola byl zvolen bronz CuSn₁₂Ni

mez únavy v dotyku $\sigma_{HlimT} = 520 \text{ MPa}$

součinitel počtu cyklů $Z_h = 1$

součinitel maziva pro syntetické oleje na bázi polyglykolů $Z_{oil} = 1$

Parametr středního Hertzova napětí

Jednotkové posunutí $x = 0$

$$p_m^* = 1,03 \left(0,4 + \frac{x}{i_{3,4}} + 0,01 z_4 - 0,083 \frac{b_{pš}}{m_x} + \frac{\sqrt{2q-1}}{6,9} + \frac{q + \frac{50(i_{3,4}+1)}{i_{3,4}}}{15,9 + 37,5q} \right)$$

$$p_m^* = 1,03 \left(0,4 + \frac{0}{50} + 0,01 \cdot 100 - 0,083 \cdot \frac{75}{6,3} + \frac{\sqrt{2 \cdot 20 - 1}}{6,9} + \frac{20 + \frac{50(50+1)}{50}}{15,9 + 37,5 \cdot 20} \right)$$

$$= 1,452$$

Střední napětí v dotyku

$$\sigma_{HM} = \frac{4}{\pi} \left(\frac{p_m^* P_4 K_A 10^6 E_{red}}{\frac{2\pi n_4 a_s^3}{60}} \right)^2 = \frac{4}{\pi} \left(\frac{1,452 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 150\,622 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot 378^3} \right)^{0,5}$$

$$= 177,04 \text{ MPa}$$

Bylo zvoleno:

součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$

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

Součinitel bezpečnosti v dotyku:

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{HM}} = \frac{412,04}{177,04} = 2,33$$

$$2,33 \geq 1$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku je větší než jedna, soukolí vyhovuje

Únosnost v patě zubu

Počet cyklů

$$N_L = 60 \cdot n_4 \cdot L_{Hp} = 60 \cdot 10 \cdot 50\,000 = 3 \cdot 10^7$$

Součinitel tvaru

$$Y_F = \frac{2,9 \cdot m_x}{1,06 \left(1,27 m_x + \frac{(d_4 - d_{f4}) \tan \alpha}{\cos \gamma} \right)} = \frac{2,9 \cdot 6,3}{1,06 \left(1,27 \cdot 6,3 + \frac{(630 - 614,88) \tan 20^\circ}{\cos 5,71^\circ} \right)} = 1,71$$

Součinitel úhlu stoupání šroubovice z rovnice

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma} = \frac{1}{\cos 5,71^\circ} = 1,005$$

Nominální velikost obvodové síly na šnekovém kole

$$F_{t4} = \frac{1000 \cdot K_A \cdot P_4}{v_4} = \frac{1000 \cdot 1 \cdot 10}{0,33} = 30\,303,03 \text{ N}$$

Smykové napětí v patě zubu

$$\tau_F = \frac{F_{t4}}{b_{pš} \cdot m_x} Y_\varepsilon Y_F Y_\gamma Y_K = \frac{30\,303,03}{75 \cdot 6,3} \cdot 0,5 \cdot 1,71 \cdot 1,005 \cdot 1 = 55,11 \text{ MPa}$$

Bylo zvoleno:

součinitel vlivu záběru profilu $Y_\varepsilon = 0,5$ součinitel tloušťky věnce $Y_K = 1$ mez únavy ve smyku $\tau_{FG} = 100 \text{ MPa}$ – bronz CuSn12Ni

Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu

$$S_F = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} = \frac{100}{55,11} = 1,8$$

$$1,8 \geq 1,1$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu je větší než 1,1; soukolí vyhovuje

Průhyb hřídele

Součinitel tření pro syntetické oleje na bázi polyglykolů

$$f_{OT} = 0,02 + 0,02 \frac{1}{(v_k + 0,2)^{0,97}} = 0,02 + 0,02 \cdot \frac{1}{(3,3 + 0,2)^{0,97}} = 0,026$$

Součinitel velikosti

$$Y_S = \left(\frac{100}{a_s} \right)^{0,5} = \left(\frac{100}{378} \right)^{0,5} = 0,51$$

Součinitel geometrie

Jednotkové posunutí $x = 0$

$$h^* = 0,018 + \frac{q}{7,86(q + z_4)} + \frac{1}{z_4} + \frac{x}{110} - \frac{i_{3,4}}{36\,300} + \frac{b_{pš}}{370,4m_x} - \frac{\sqrt{2q - 1}}{213,9}$$

$$h^* = 0,018 + \frac{20}{7,86(20 + 100)} + \frac{1}{100} + \frac{0}{110} - \frac{50}{36\,300} + \frac{75}{370,4 \cdot 6,3} - \frac{\sqrt{2 \cdot 20 - 1}}{213,9}$$

$$= 0,051$$

$$Y_G = \left(\frac{0,07}{h^*}\right)^{0,5} = \left(\frac{0,07}{0,046}\right)^{0,5} = 1,17$$

Součinitel drsnosti

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{R_a}{0,5}} = \sqrt[4]{\frac{0,4}{0,5}} = 0,946$$

Drsnost boku zubů šneku $R_a = 0,4$.

Střední součinitel tření

$$f_{zm} = f_{OT} Y_s Y_G Y_W Y_R = 0,026 \cdot 0,51 \cdot 1,17 \cdot 0,95 \cdot 0,946 = 0,014$$

Součinitel materiálu $Y_W = 0,95$ – bronz CuSn12

Maximální průhyb hřídele

$$\delta_{max} = 2 \cdot 10^{-6} l^3 F_{t4} \sqrt{\frac{\tan^2(\gamma + \arctan f_{zm}) + \frac{\tan^2 \alpha_0}{\cos^2 \gamma}}{d_3^4}}$$

$$\delta_{max} = 2 \cdot 10^{-6} \cdot 790^3 \cdot 30\,303,03 \cdot \sqrt{\frac{\tan^2(5,71^\circ + \arctan 0,014) + \frac{\tan^2 20^\circ}{\cos^2 5,71^\circ}}{100,8^4}}$$

$$= 0,0151 \text{ mm}$$

Vzdálenost os ložisek $l = 827 \text{ mm}$

Mezní průhyb hřídele šneku (cementovaný a kalený šnek)

$$\delta_{lim} = 0,004 \cdot m_x = 0,004 \cdot 6,3 = 0,0252 \text{ mm}$$

Součinitel průhybu hřídele šneku

$$S_\delta = \frac{\delta_{lim}}{\delta_{max}} = \frac{0,0252}{0,0151} = 1,67$$

$$1,67 \geq 1$$

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

10.3.3 Silové poměry šnekového soukolí

Obvodová síla působící na šnek

$$F_{t3} = F_x = \frac{P_{2,3}}{v_3} = \frac{12\,861,8}{3,3} = 3897,52 \text{ N}$$

Normálový úhel profilu

$$\alpha_n = \arctan(\tan\alpha \cdot \cos\gamma) = \arctan(\tan 20^\circ \cdot \cos 5,71^\circ) = 19,91^\circ$$

Výpočet sil F , F_y a F_z

$$F = \frac{F_{t3}}{\cos\alpha_n \cdot \sin\gamma + f \cos\gamma} = \frac{3897,52}{\cos 19,91^\circ \cdot \sin 5,71^\circ + 0,025 \cdot \cos 5,71^\circ} = 32\,911,98 \text{ N}$$

Byl zvolen součinitel tření $f = 0,025$

Radiální síla působící na šnek

$$F_{r3} = F_y = F \cdot \sin\alpha_n = 32\,911,98 \cdot \sin 19,91^\circ = 11\,207,97 \text{ N}$$

Axiální síla působící na šnek

$$\begin{aligned} F_{a3} = F_z &= F \cdot (\cos\alpha_n \cos\gamma + f \sin\gamma) \\ &= 32\,911,98 \cdot (\cos 19,91^\circ \cdot \cos 5,71^\circ + 0,025 \cdot \sin 5,71^\circ) = 30\,873,11 \text{ N} \end{aligned}$$

Obvodová, radiální a axiální síla působící na šnekové kolo:

$$F_{t4} = -F_z = -30\,873,11 \text{ N}$$

$$F_{r4} = -F_y = -11\,207,97 \text{ N}$$

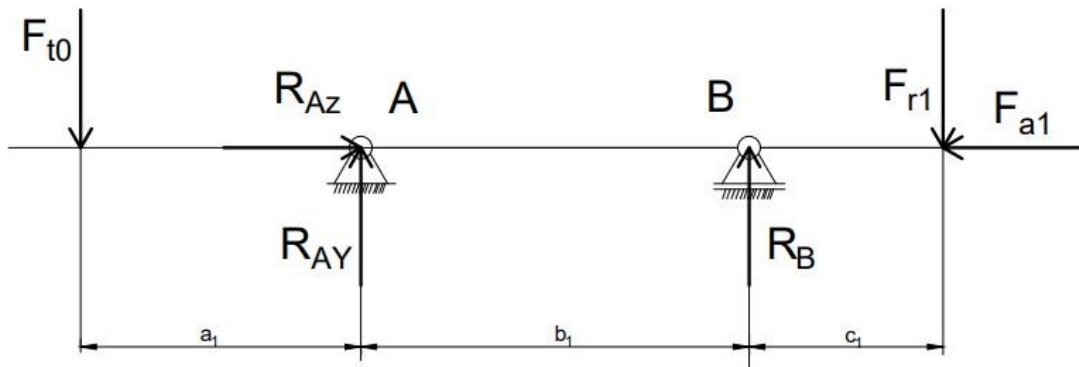
$$F_{a4} = -F_x = -3897,52 \text{ N}$$

10.4 Dimenzování hřídelů

Aby vypočtená soukolí mohli správně fungovat, musí se vhodně navrhnout a vypočítat jejich hřídele a ložiska. Proto se teď budou podrobně rozebírat jednotlivé hřídele a jejich ložiska.

10.4.1 Výpočet hnací hřídele

První bude rozebrána a vypočtena hnací hřídel, která na sobě ponese velkou řemenici, pastorek kuželového soukolí, dvě ložiska a další věci s nimi společné.



Obr. 35. Schéma hnací hřídele

Obvodová síla působící na velkou řemenici

$$F_{t0} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_p} = \frac{2 \cdot 83\,575,2}{130} = 1285,77 \text{ N}$$

Výpočet reakcí

Vzdálenost mezi silami: $a_1 = 80 \text{ mm}$; $b_1 = 35 \text{ mm}$; $c_1 = 70 \text{ mm}$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Az} - F_{a1} = 0$$

$$R_{Az} = F_{a1} = 165,95 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{t0} + R_{AY} + R_B - F_{r1} = 0$$

$$R_{AY} = F_{t0} - R_{BY} + F_{r1} = 1285,77 - (-1444,918) + 497,995 = 3228,688 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{t0} \cdot a_1 + R_B \cdot b_1 - F_{r1} \cdot (b_1 + c_1) = 0$$

$$R_B = \frac{F_{r1} \cdot (b_1 + c_1) - F_{t0} \cdot a_1}{b_1} = \frac{497,995 \cdot (35 + 70) - 1285,77 \cdot 80}{35} = -1444,918 \text{ N}$$

Největší ohybový moment

$$M_{oMAX1} = F_{t0} \cdot a_1 = 1285,77 \cdot 80 = 102\,861,6 \text{ Nmm}$$

Redukovaný moment

$$M_{ored1} = \sqrt{M_{oMAX1}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{102\,861,6^2 + 0,75 \cdot 83\,575,2^2}$$

$$= 125\,774,08 \text{ NMM}$$

Minimální průměr vstupního hřídele

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{DO} = 160 \text{ MPa}$ pro materiál 11 600

$$\sigma_0 = \frac{M_{ored1}}{W_0} = \frac{M_{ored1}}{\frac{\pi \cdot d_{h1min}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \rightarrow d_{h1min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored1}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 125\,774,08}{\pi \cdot 160}}$$

$$= 20,006 \text{ mm}$$

Průměr hřídele

$$d_{h1} = d_{h1min} + \frac{h_p}{2} = 20,006 + \frac{7}{2} = 23,506 \text{ mm}$$

Průměr hřídele pod velkou řemenicí a pastorkem kuželového soukolí by zvolen $d_{h1} = 25 \text{ mm}$.

Výpočet síly působící na pera

Dovolené napětí ve stříhu $\tau_{SDOV} = 80 \text{ MPa}$ pro materiál 11 600

$$F_{per1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{h1}} = \frac{2 \cdot 83\,575,2}{25} = 6686,016 \text{ N}$$

Délka per z rovnice pro stříh

Pro $d_{h1} = 25 \text{ mm}$ rozměry pera

- $b_p = 8 \text{ mm}$
- $h_p = 7 \text{ mm}$
- $t = 4,1 \text{ mm}$
- $t_1 = 2,9 \text{ mm}$

$$\tau_s = \frac{F_{per1}}{b_{p1} \cdot l_{p1}} \leq \tau_{SDOV} \rightarrow l_{p1} = \frac{F_{per1}}{b_{p1} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{6686,016}{8 \cdot 80} = 10,45 \text{ mm}$$

Délka pera z podmínky na otláčení

Dovolené napětí v tlaku $p_{DOV} = 135 \text{ MPa}$ pro materiál 11 600

$$p_D = \frac{F_{per1}}{t_{1p1} \cdot l_{p2}} \leq p_{DOV} \rightarrow l_{p2} = \frac{F_{per1}}{t_{1p1} \cdot p_{DOV}} = \frac{6686,016}{2,9 \cdot 135} = 17,08 \text{ mm}$$

Bylo zvoleno PERO 8e7x7x30 ČSN 02 2562 – 2ks

Kontrola zatížení ložisek

Na hřídeli budou použita dvě ložiska. Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě A, kde působí větší radiální reakce než v místě B, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hnací hřídel jen pro tuto větší reakci. Pokud bude toto ložisko vyhovovat tak bude vyhovovat i druhé ložisko.

Dle ČSN 02 4720 bylo předběžně zvoleno kuželíkové ložisko jednořadé 30309

Radiální zatížení ložiska

$$F_{Lr} = R_{Ay} = 3228,688 \text{ N}$$

Axiální zatížení ložiska

$$F_{La} = F_{a1} = 165,95 \text{ N}$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 0,55$$

$$\text{Když } \frac{F_{La}}{F_{Lr}} \leq e \text{ pak } X = 1 \text{ a } Y = 0$$

$$\frac{F_{La}}{F_{Lr}} \leq e; \frac{165,95}{3228,688} = 0,051 \rightarrow 0,062 \leq 0,55$$

$$P_r = X \cdot F_{Lr} + Y \cdot F_{La} = 1 \cdot 3228,688 + 0 \cdot 165,95 = 3228,688 \text{ N}$$

Dynamická únosnost ložiska $C = 65\,500 \text{ N}$

Požadovaná trvanlivost ložiska $L_{hp} = 50\,000 \text{ hodin}$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{10/3} = \left(\frac{65\,500}{3228,688}\right)^{10/3} = 22\,771,103 \text{ mil. ot.}$$

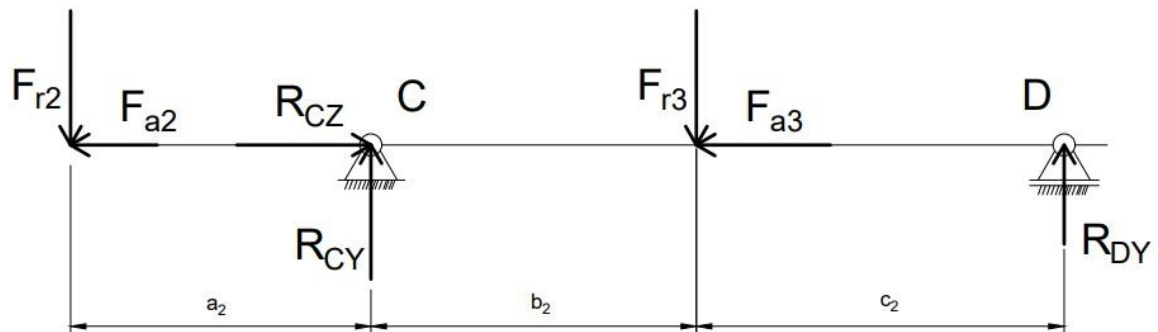
$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{3600 \cdot n_1} = \frac{22\,771,103 \cdot 10^6}{3600 \cdot 25} = 253\,012,256 \text{ hod.}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 3228,688 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 25 \cdot 3,6}{1000}} = 53\,304,464 \text{ N}$$

$$C_v \leq C \rightarrow 53\,304,464 \leq 65\,500 \rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

10.4.2 Výpočet předlohové hřídele

Jako další bude rozebrána a vypočtena předlohová hřídel, která na sobě ponese kolo kuželového soukolí, šnek, čtyři ložiska a další věci s nimi společně.



Obr. 36. Schéma předlohové hřídele

Výpočet reakcí

Vzdálenost mezi silami: $a_2 = 105 \text{ mm}$; $b_2 = 407 \text{ mm}$; $c_2 = 420 \text{ mm}$;

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{a2} + R_{Cz} - F_{a3} = 0$$

$$R_{Cz} = F_{a2} + F_{a3} = 497,995 + 30\,873,11 = 31\,371,105 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{r2} + R_{Cy} - F_{r3} + R_{Dy} = 0$$

$$R_{Cy} = F_{r2} + F_{r3} - R_{Dy} = 165,95 + 11\,207,97 - 5487,8 = 5886,12 \text{ N}$$

$$\sum M_C = 0$$

$$F_{r2} \cdot a_2 - F_{r3} \cdot b_2 + R_{Dy} \cdot (b_2 + c_2) = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r3} \cdot b_2 - F_{r2} \cdot a_2}{b_2 + c_2} = \frac{11\,207,97 \cdot 407 - 165,95 \cdot 105}{407 + 420} = 5487,8 \text{ N}$$

Největší ohybový moment

$$M_{oMAX2} = R_{CZ} \cdot c = 31\,371,105 \cdot 420 = 13\,175\,964,1 \text{ Nmm}$$

Redukovaný moment

$$\begin{aligned} M_{ored2} &= \sqrt{M_{oMAX2}^2 + 0,75 \cdot M_{k2,3}^2} = \sqrt{13\,175\,964,1^2 + 0,75 \cdot 245\,810,2^2} \\ &= 13\,177\,583,68 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Minimální průměr předlokové hřídele

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{DO} = 230 \text{ MPa}$ pro materiál 12 061

$$\begin{aligned} \sigma_0 = \frac{M_{ored2}}{W_0} = \frac{M_{ored2}}{\frac{\pi \cdot d_{h2min}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \rightarrow d_{h2min} &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored2}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12\,391\,586,48}{\pi \cdot 230}} \\ &= 82,56 \text{ mm} \end{aligned}$$

Průměr hřídele

$$d_{h2} = d_{h2min} + \frac{h_p}{2} = 81,56 + \frac{14}{2} = 89,56 \text{ mm}$$

Průměr hřídele pod velkou řemenicí a pastorkem kuželového soukolí by zvolen $d_{h2} = 90 \text{ mm}$.

Výpočet síly působící na pera

Dovolené napětí ve stříhu $\tau_{SDOV} = 140 \text{ MPa}$ pro materiál 11 700

$$F_{per2} = \frac{2 \cdot M_{k2,3}}{d_{h2}} = \frac{2 \cdot 245\,810,2}{90} = 5462,49 \text{ N}$$

Délka per z rovnice pro stříh

Pro $d_{h2} = 90 \text{ mm}$ rozměry pera

- $b_p = 25 \text{ mm}$
- $h_p = 14 \text{ mm}$
- $t = 8,7 \text{ mm}$
- $t_1 = 5,3 \text{ mm}$

$$\tau_s = \frac{F_{per2}}{b_{p2} \cdot l_{p1}} \leq \tau_{SDOV} \rightarrow l_{p1} = \frac{F_{per2}}{b_{p1} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{5462,49}{25 \cdot 140} = 1,56 \text{ mm}$$

Délka pera z podmínky na otláčení

Dovolené napětí v tlaku $p_{DOV} = 205 \text{ MPa}$ pro materiál 11 700

$$p_D = \frac{F_{per2}}{t_{1p2} \cdot l_{p2}} \leq p_{DOV} \rightarrow l_{p2} = \frac{F_{per2}}{t_{1p2} \cdot p_{DOV}} = \frac{5462,49}{5,3 \cdot 205} = 5,03 \text{ mm}$$

Bylo zvoleno PERO 25e7 x 14 x 60 ČSN 02 2562

Kontrola zatížení ložisek

V místě C budou 2 ložiska těsně za sebou. Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě C, kde působí větší radiální reakce než v místě D, a proto stačí kontrolovat ložiska pro předlohovou hřídel jen pro tuto větší reakci. Pokud bude toto ložisko vyhovovat tak bude vyhovovat i další ložisko.

Dle ČSN 02 4720 bylo předběžně zvoleno kuželíkové ložisko jednořadé 32318

Radiální zatížení ložiska

$$F_{Lr} = R_{CY} = 5799,34 \text{ N}$$

Axiální zatížení ložiska

$$F_{La} = R_{CZ} = 31\,371,105 \text{ N}$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 0,55$$

$$\text{Když } \frac{F_{La}}{F_{Lr}} \geq e \text{ pak } X = 0,4 \text{ a } Y = 0,4 \cot g \alpha$$

$$\frac{F_{La}}{F_{Lr}} \geq e; \frac{31\,371,105}{5799,34} = \rightarrow 5,41 \geq 0,55$$

$$P_r = X \cdot F_{Lr} + Y \cdot F_{La} = 0,4 \cdot 5799,34 + 0,4 \cdot \cot g 20^\circ \cdot 31\,371,105 = 33\,691,22 \text{ N}$$

Dynamická únosnost ložiska C = $2 \cdot 290\,000 = 580\,000 \text{ N}$

Požadovaná trvanlivost ložiska $L_{hp} = 50\,000 \text{ hodin}$

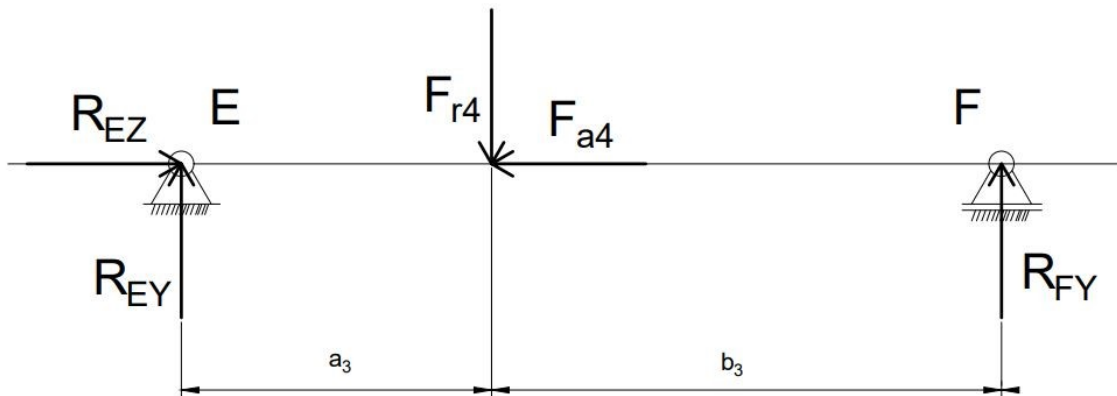
$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^{10/3} = \left(\frac{580\,000}{33\,691,22} \right)^{10/3} = 13\,172,59 \text{ mil. ot.}$$

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{3600 \cdot n_{2,3}} = \frac{13\,172,59 \cdot 10^6}{3600 \cdot 8,33} = 440\,849,73 \text{ hod.}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_{2,3} \cdot 3,6}{1000}} = 33\,691,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 8,33 \cdot 3,6}{1000}} = 385\,616,76 \text{ N}$$

$$C_v \leq C \rightarrow 385\,616,76 \leq 580\,000 \rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

10.4.3 Návrh hnané hřídele



Obr. 37. Schéma hnaného hřídele

Výpočet reakcí

Vzdálenost mezi silami: $a_3 = 220 \text{ mm}$; $b_3 = 255 \text{ mm}$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{EZ} - F_{a4} = 0$$

$$R_{EZ} = F_{a4} = 3897,52 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{EY} - F_{r4} + R_{FY} = 0$$

$$R_{EY} = F_{r4} - R_{FY} = 11\,207,97 - 5191,06 = 6016,91 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$-F_{r4} \cdot a_3 + R_{FY} \cdot (a_3 + b_3) = 0$$

$$R_{FY} = \frac{F_{r4} \cdot a_3}{a_3 + b_3} = \frac{11\,207,97 \cdot 220}{220 + 255} = 5191,06 \text{ N}$$

Největší ohybový moment

$$M_{oMAX3} = F_{r4} \cdot a_3 = 11\,207,97 \cdot 220 = 2\,465\,753,4 \text{ Nmm}$$

Redukovaný moment

$$M_{ored3} = \sqrt{M_{oMAX3}^2 + 0,75 \cdot M_{k4}^2} = \sqrt{2\,465\,753,4^2 + 0,75 \cdot 10\,599\,292,55^2}$$

$$= 9\,504\,666,84 \text{ Nmm}$$

Minimální průměr předlokové hřídele

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{DO} = 185 \text{ MPa}$ pro materiál 11 700

$$\sigma_0 = \frac{M_{ored3}}{W_0} = \frac{M_{ored3}}{\frac{\pi \cdot d_{h3min}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \rightarrow d_{h3min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored3}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 9\,504\,666,84}{\pi \cdot 185}}$$

$$= 84,58 \text{ mm}$$

Průměr hřídele

$$d_{h3} = d_{h3min} + \frac{h_p}{2} = 84,23 + \frac{14}{2} = 91,58 \text{ mm}$$

Průměr hřídele pod velkou řemenicí a pastorkem kuželového soukolí by zvolen $d_{h3} = 95 \text{ mm}$.

Výpočet síly působící na pera

Dovolené napětí ve stříhu $\tau_{SDOV} = 100 \text{ MPa}$ pro materiál 11 700

$$F_{per3} = \frac{2 \cdot M_{k4}}{d_{h3}} = \frac{2 \cdot 10\,599\,292,55}{95} = 223\,143,001 \text{ N}$$

Délka per z rovnice pro stříh

Pro $d_{h3} = 95 \text{ mm}$ rozměry pera

- $b_p = 28 \text{ mm}$
- $h_p = 16 \text{ mm}$
- $t = 9,9 \text{ mm}$
- $t_1 = 6,1 \text{ mm}$

$$\tau_S = \frac{F_{per3}}{b_{p3} \cdot l_{p1}} \leq \tau_{SDOV} \rightarrow l_{p1} = \frac{F_{per3}}{b_{p3} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{223\,143,001}{28 \cdot 100} = 79,69 \text{ mm}$$

Délka pera z podmínky na otláčení

Dovolené napětí v tlaku $p_{DOV} = 170 \text{ MPa}$ pro materiál 11 700

$$p_D = \frac{F_{per3}}{t_{1p2} \cdot l_{p2}} \leq p_{DOV} \rightarrow l_{p2} = \frac{F_{per3}}{t_{1p2} \cdot p_{DOV}} = \frac{223\,143,001}{6,1 \cdot 170} = 215 \text{ mm}$$

Bylo zvoleno PERO 28e7x16x110 ČSN 02 2562 – 2ks

Kontrola zatížení ložisek

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě F, kde působí větší radiální reakce než v místě G, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hnací hřídel jen pro tuto větší reakci. Pokud bude toto ložisko vyhovovat tak bude vyhovovat i druhé ložisko.

Dle ČSN 02 4720 bylo zvoleno kuželíkové ložisko jednořadé 30219

Radiální zatížení ložiska

$$F_{Lr} = R_{FY} = 7419,56 \text{ N}$$

Axiální zatížení ložiska

$$F_{La} = R_{FZ} = 4871,89 \text{ N}$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 0,55$$

$$\text{Když } \frac{F_{La}}{F_{Lr}} \geq e \text{ pak } X = 0,4 \text{ a } Y = 0,4 \cot \alpha$$

$$\frac{F_{La}}{F_{Lr}} \geq e; \frac{4871,89}{7419,56} = 0,66 \rightarrow 0,66 \geq 0,55$$

$$P_r = X \cdot F_{Lr} + Y \cdot F_{La} = 0,4 \cdot 7419,56 + 0,4 \cdot \cot 20^\circ \cdot 4871,89 = 4919,33 \text{ N}$$

Dynamická únosnost ložiska $C = 134\,000 \text{ N}$

Požadovaná trvanlivost ložiska $L_{hp} = 50\,000 \text{ hodin}$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{10/3} = \left(\frac{110\,000}{4919,13}\right)^{10/3} = 60\,812,96 \text{ mil. ot.}$$

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{3600 \cdot n_4} = \frac{31\,502,71 \cdot 10^6}{3600 \cdot 0,16} = 105\,578\,055,6 \text{ hod.}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_{2,3} \cdot 3,6}{1000}} = 4919,13 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 0,16 \cdot 3,6}{1000}} = 15\,078,3 \text{ N}$$

$$C_v \leq C \rightarrow 15\,078,3 \leq 134\,000 \rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

10.4.4 Návrh mazání převodovky

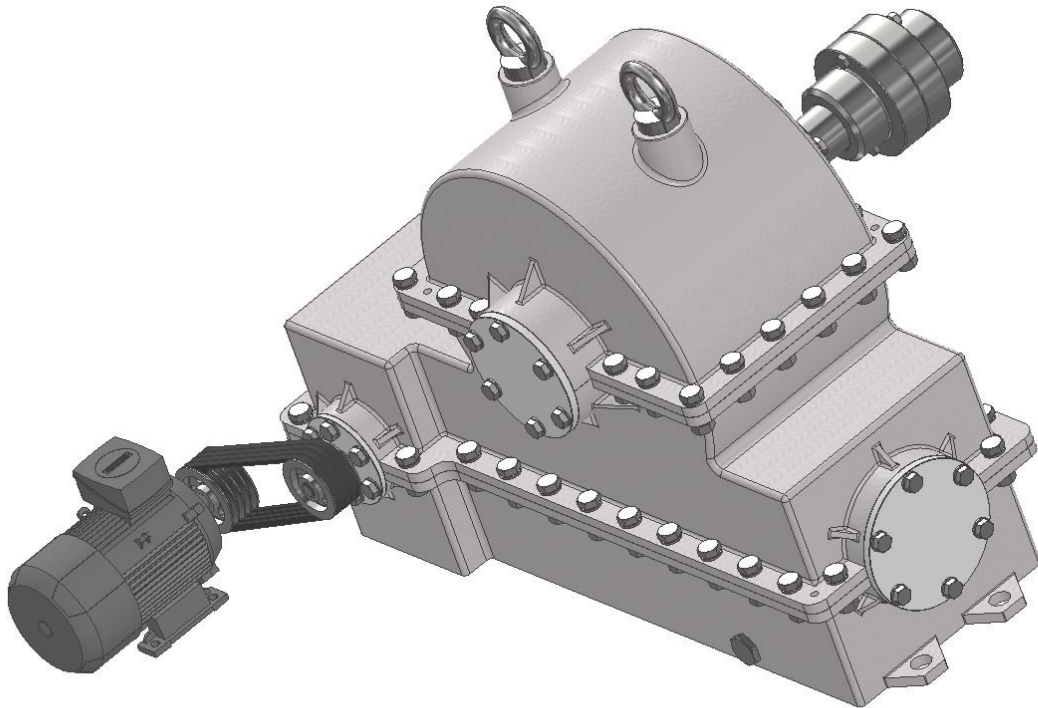
Protože převodovka bude obsahovat šnekové soukolí je zapotřebí uvažovat s vyšším nárokem na mazání a z toho důvodu volit typ oleje s vyšší přilnavostí a viskozitou. V této převodovce byl zvolen olej ISO VG 680 dle [21], který je určen pro větší zařízení a velká zatížení a nesmí se míchat s oleji minerálními. Převodovka je naplněna olejem až po osu šneku, díky čemu je zajištěno dostatečné mazání v místě záběru a dobrého mazání ložisek. Kuželové kolo se tím pádem bude také brodit v olejové lázni což zapříčiní dostatečné mazání kuželového soukolí. Ostatní ložiska budou mazána rozstříkem oleje.

10.4.5 Montáž převodovky

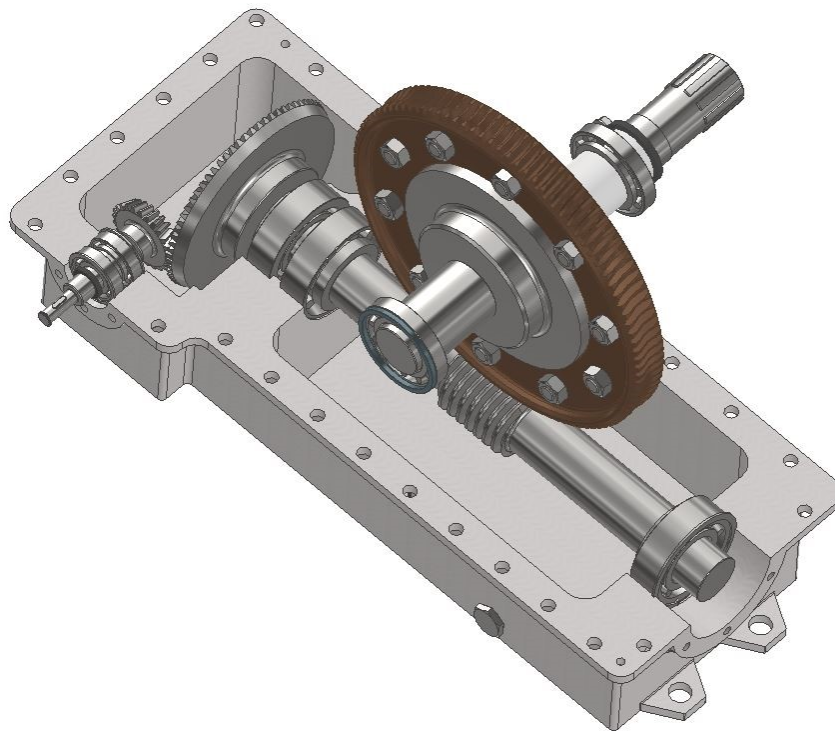
Jak již bylo zmíněno, jedná se o dvoustupňovou převodovku. První stupeň tvoří kuželové soukolí obsahující kuželový pastorek s kuželovým kolem s přímými zuby. Ve druhém stupni se pak nachází šnekové soukolí, které tvoří válcový šnek a globoidní šnekové kolo. Hnací hřídel bude poháněna řemenovým převodem, který bude nasazen z jedné strany na tuto hřídel a bude zajištěn pojistným kroužkem proti pohybu. Na druhé straně této hřídele bude nasazen kuželový pastorek, který bude taktéž zajištěn z jedné strany pojistným kroužkem a kroutící moment bude přenášen pomocí pera na hřídeli. Hnací hřídel bude uložena v jednořadých kuželíkových ložiskách. Tato ložiska jsou proti pohybu zajištěna pojistnými kroužky umístěných ve spodní části skříně. Šnek je součástí předlohového hřídele, takže je zhotoven při samotné výrobě hřídele. Dále je pak na předlohové hřídeli umístěno kuželové kolo, které je využito jako spoluzabírající člen kuželového pastorku. Samotné kuželové kole je zajištěno proti pohybu pomocí KM matice a MB podložky, kvůli potřebě vyvodit předpětí v jednořadých kuželíkových ložisek. Tato ložiska jsou využita, protože jsou schopny zachytávat axiální síly. Na druhé straně je ložisko zajištěno proti posunu pomocí pojistného kroužku na skříně. Hnaná hřídel, na které je nasazeno šnekové kolo je umístěno nad spoluzabírající šnek. Kroutící moment je realizován pomocí dvou těsných per nasazených na hnané hřídeli. Šnekové kolo je proti posunutí zajištěno pomocí rozpěného kroužku. Hnaná hřídel je pak umístěna do kuželíkových jednořadých ložisek, která jsou zajištěna proti posunu pojistnými kroužky na skříně.

Horní díl převodové skříně obsahuje dva závěsné šrouby je snazší manipulaci. Spodní díl převodové skříně je vybaven olejoznakem pro kontrolu hladiny oleje v převodovce a otvorem s vypouštěcí zátkou. Dělicími rovinami jsou osy předlohového a hnaného hřídele.

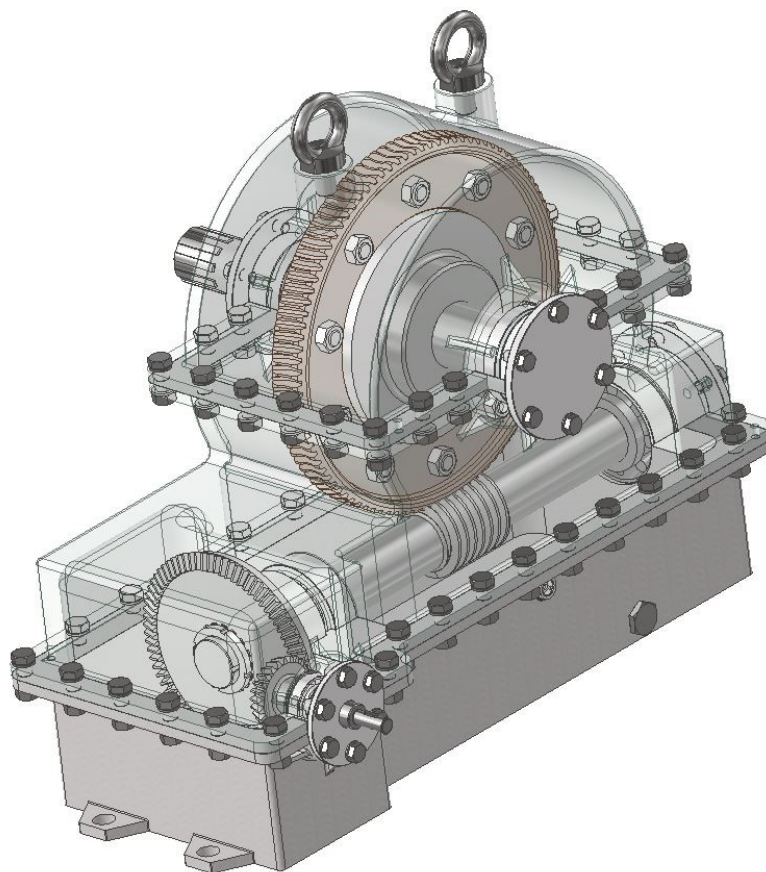
Části skříně jsou k sobě sešroubovány. Na stranách skříně se pak nachází přišroubovaná víka spolu s těsněním. Průchozím víka jsou pak proti unikání oleje opatřena hřídelovými těsníci kroužky.



Obr. 38. Kompletní model pohonu, elektromotoru a pojistné spojky

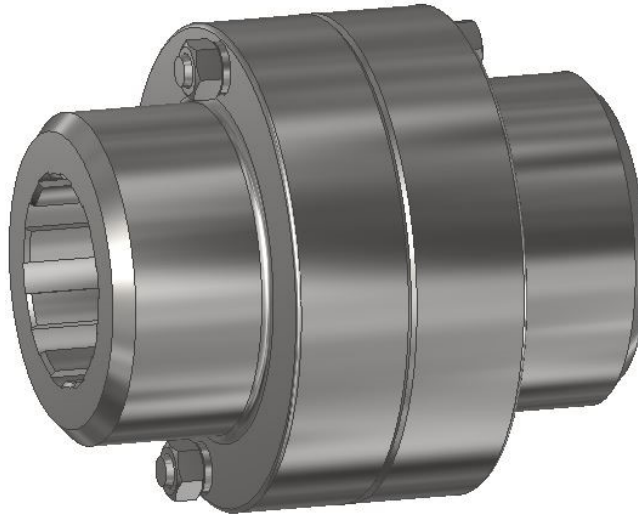


Obr. 39. Navržené uspořádání převodů – pohled 1



Obr. 40. Navržené uspořádání převodů – pohled 2

11 POJISTNÁ SPOJKA



Obr. 41. Střižná spojka

Dovolený kroutící moment

$$M_{kdov} = M_{k4} \cdot k = 9\,635\,720,5 \cdot 1,1 = 10\,599\,292,55 \text{ Nmm}$$

Síla na roztečné kružnici šroubů

Průměr roztečné kružnice $D_{\xi} = 190 \text{ mm}$

$$F_{\xi} = \frac{2 \cdot M_{kv}}{D_{\xi}} = \frac{2 \cdot 10\,599\,292,55}{190} = 111\,571,5 \text{ N}$$

Průměr šroubu

Dovolené napětí ve stříhu $\tau_{SDOV} = 320 \text{ MPa}$

Počet šroubů $j = 2$

$$d_{\xi} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\xi}}{\pi \cdot \tau_{SDOV} \cdot j}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 111\,571,5}{\pi \cdot 320 \cdot 2}} = 14,89 \text{ mm}$$

Byl zvolen šroub M16 x 120 ČSN 02 1111-8.8 – 2 ks.

11.1 Spojení náboje s hřídelem

Průměr hřídele pod spojkou

Dovolené napětí v krutu $\tau_{kD} = 70$ MPa (pro materiál 11 500)

$$d_{h4min} == \frac{M_k}{W_k} \rightarrow d_{h4} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kdov}}{\tau_{kD} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10\,599\,292,55}{70 \cdot \pi}} = 91,71 \text{ mm}$$

Byl zvolen průměr hřídele pod spojkou $d_{h4} = 92$ mm.

Síla působící drážkování:

Průměr hřídele s drážkami $D_D = 98$ mm dle [5]

$$F_{per4} = \frac{4 \cdot M_{k4}}{D_D \cdot d_{h4}} = \frac{4 \cdot 9\,635\,720,5}{98 + 92} = 202\,857,27 \text{ N}$$

Výška drážky:

$$H = \frac{D_D - d_{h4}}{2} = \frac{98 - 92}{2} = 3 \text{ mm}$$

Délka drážek:

Dovolené napětí v tlaku $p_{DOV} = 100$ MPa a počet drážek $N = 10$

$$l_d = \frac{F_{per4}}{H \cdot p_{DOV} \cdot 0,75 \cdot N} = \frac{202\,857,27}{3 \cdot 100 \cdot 0,75 \cdot 10} = 90,16 \text{ mm}$$

Bylo zvoleno rovnoboké drážkování 10 x 92g7 x 98a11 x 14f7 ČSN ISO 01 4942.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout a vymodelovat převodový mechanismus včetně elektrického pohonu a bezpečnostní střížné spojky na základě zadaných hodnot. Mezi základní zadané hodnoty patří celkový převodový poměr $i_c = 150$, výkon na výstupu převodovky $P_4 = 10$ kW, výstupní otáčky $n_4 = 10$ ot/min, šířka kuželového soukolí $b_s = 30$ mm, počet zubů kuželového pastorku $z_1 = 25$ a vnější čelní modul $m_{et} = 5$ mm. Dále bylo zapotřebí podle navrženého konceptu vyhotovit i výkresovou dokumentaci.

Teoretická část se zaměřuje na seznámení s mechanickými převody základní vztahy mezi převody. Jelikož je tato bakalářská práce zaměřena převážně na šnekové a kuželové soukolí, tak proto jsou tyto témata nejvíce obsáhlé. Dále se zde ale vyskytují kapitoly jako ozubené převody, jejich rozdělení a materiály, převodovky, druhy mazání a údržba a v poslední řadě ložiska, jejich volba, rozdělení a mazání.

V praktické části se pak objevuje samotný výpočet a návrh elektromotoru, řemenového převodu, jednotlivých stupňů převodovky a pojistné spojky. Nejprve bylo zapotřebí ze zadaných hodnot určit jednotlivé převodové poměry a vypočítat otáčky. Dále se určil vhodný elektromotor, který bude celý pohon pohánět. Konkrétně se jedná o čtyřpólový asynchronní motor s označením SIEMENS 1LE1003-1DB4. Z parametrů motoru byl vypočten a navrhnout řemenový převod a posléze i dvoustupňová převodovka. Dílčí stupně převodovky jsou tvořeny kuželovým soukolím s přímými zuby a šnekovým soukolím s válcovým šnekem a globoidním šnekovým kolem. Obě tato soukolí jsou uložena v převodové skříni spolu s dimenzovanými hřídeli. Skříň je pak tvořena třemi částmi, které jsou slitinou hliníku. A v poslední části této bakalářské práce je vypočtena a navržena pojistná spojka. Jedná se o typ kotoučové spojky, kde jako střížné elementy slouží lícované šrouby.

Na základě všech vypočtených a navržených částí byl zhotoven celý pohon výrobního stroje v programu Autodesk Inventor 2020. Pomocí tohoto programu byli vygenerovány a zkontrolovány vypočtené hodnoty, které se moc nelišily. Pro tvorbu výkresové dokumentace byly využity Autodesk Inventor 2020 a AutoCAD 2020. Veškeré výkresy i s kusovníky jsou uvedeny v samostatně vázané příloze. Samotný 3D model je pak uveden jako elektronická příloha, kde se nachází všechny součásti, které byly vymodelovány, vygenerovány nebo staženy.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [2] *Eluc.kr-olomoucky.cz* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1900?fbclid=IwAR1OSvMC4CGoflQ5Yk-EMzIRYIHnqKNjzA2mMpaJ0Ip8reZm8ObTJeII4C4>
- [3] ŠVEC, Vladimír a Josef KOCHMAN. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. 5. přeprac. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-010-1934-9.
- [4] *Tec-science.com: Cylindrical gears* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/gear-types/cylindrical-gears/>
- [5] KRŮŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů: Učebnice pro 3. roč. stř. prům. škol strojnických*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1978. Řada strojírenské literatury.
- [6] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-030-0426-8.
- [7] KRÁTKÝ, Jaroslav a Stanislav HOSNEDL. *Strojní části*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1998. ISBN 80-708-2452-2.
- [8] *Mechanical, Industrial and Technical Calculations* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/cz/gear4.htm>
- [9] *ALL ABOUT MECHANICAL ENGINEERING: MECHANICAL GEAR TYPES BASIC AND TUTORIALS* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: http://www.thermix.net/2012/05/mechanical-gear-types-basic-and.html?fbclid=IwAR2LpGGdLcfVpfjSpS_Lwg5O5Elo2j8coU_QcouZSnrOUbv7JkygUZ-KDUM
- [10] *Tec-science.com: Worms and worm gears* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: http://www.thermix.net/2012/05/mechanical-gear-types-basic-and.html?fbclid=IwAR2LpGGdLcfVpfjSpS_Lwg5O5Elo2j8coU_QcouZSnrOUbv7JkygUZ-KDUM

- [11] HELLER, Josef a Zdeněk HRUŠKA. *Strojní součásti II: pro střední průmyslové školy strojnické*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1986.
- [12] *Linngear.com* [online]. [cit.2021-03-01].Dostupné z: <https://www.linngear.com/part-type/bevel/>
- [13] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře. ISBN 80-722-6202-5.
- [14] *Oneindustry* [online]. [cit.2021-4-28].Dostupné z: <https://www.oneindustry.one/lexikon/prevodovka/>
- [15] *E-konstrukter.cz: E-konstruktér: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: https://e-konstrukter.cz/novinka/jaky-je-rozdil-mezi-ruznymi-druhy-lozisek?fbclid=IwAR0gJTZaJqrvxV7UGxFsaiXlGQpn66WEZwa9S9MAGMFIx2N4Nn5Y1_EMseQ
- [16] SHILGEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Czech Edition. Vysoké učení technické v Brně: VUTIUM, 2010
- [17] *Kuželová soukolí* [online]. [cit.2021-03-02]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/10629488-14-14-kuzelova-soukoli.html>
- [18] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2007. ISBN 978-808-6960-203.
- [19] PROCHÁZKA, Jiří. *Schématické zobrazování tesnění* [online]. 10.4.2013, , 13 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: https://www.spskladno.cz/stahuj_dumy.php?id=2032
- [20] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-718-3164-6.
- [21] *TECH MAGAZÍN* [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/952>
- [22] *ZKL Group* [online]. [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/4-volba-typu-loziska>
- [23] *Popelka* [online]. [cit. 2021-4-28]. Dostupné z: <https://popelka.eu/produkt/gufero-naboje-20/>

- [24] *Wikipedia* [online]. [cit.2021-4-28]. Dostupné z:
<https://cs.wikipedia.org/wiki/Gufero>

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]
d	Průměr kola	[mm]
z	počet zubů	[-]
p	rozteč	[mm]
M_k	Kroutící moment	[N·m]
ψ	Součinitel prokluzu	[-]
F	Obvodová síla	[N]
η	Účinnost	[-]
R	Poloměr	[mm]
p_n	Normálová rozteč	[mm]
p_t	Čelní rozteč	[mm]
m_t	Čelní modul	[mm]
m_n	Normálový modul	[mm]
α	Úhel záběru	[°]
α_n	Úhel záběru v osovém řezu	[°]
α_x	Úhel záběru v osovém řezu	[°]
v	Hlavové převýšení	[-]
v^*	Poměrné hlavové převýšení	[-]
m	modul	[mm]
h_a^*	Teoretická výška hlavy zubu	[mm]
z'_M	Praktický mezní počet zubů	[-]

z_M	Mezní počet zubů	[-]
ξ	Koeficient	[-]
a_w	Výrobní valivá vzdálenost os	[mm]
a	délka vzdálenost os	[mm]
d_w	Průměr šroubového válce šneku	[mm]
α_{mne}	Vnější úhel normálového profilu	[°]
β_e	Vnější úhel sklonu boční křivky zubu	[°]
m_{mn}	Střední normálový modul	[mm]
m_{tm}	Střední tečný modul	[mm]
m_{ne}	Vnější normálový modul	[mm]
m_{te}	Vnější tečný modul	[mm]
δ_a	Úhel hlavového kužele	[°]
δ_a	Úhel patního kužele	[°]
V_a	Hlavová kuželová plocha	[mm]
V_f	Patní kuželová plocha	[mm]
V	Roztečná kuželová plocha	[mm]
L_e	Kuželová vzdálenost vnější	[mm]
L_m	Kuželová vzdálenost střední	[mm]
F_N	Normálová síla	[N]
F_t	Obvodová síla	[N]
Q	Síla	[N]
u	převodové číslo	[-]
ψ_L	Pomocný koeficient	[-]
S_e	Tloušťka zubu	[mm]
e_e	Šířka mezery	[mm]
A_1	Výška hlavového kužele	[mm]

Θ_a	Úhel hlavy zubu	[°]
Θ_f	Úhel paty zubu	[°]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
$i_{1,2}$	Převodový poměr kuželového soukolí	[-]
$i_{3,4}$	Převodový poměr šnekového soukolí	[-]
n_{1-5}	Otáčky hřídelů	[min ⁻¹]
n_N	Jmenovité otáčky	[min ⁻¹]
P_N	Jmenovitý výkon	[W]
$\eta_{(PN)}$	Účinnost elektromotoru	[-]
P_0	Skutečný výkon elektromotoru	[W]
P_j	Jmenovitý výkon	[W]
c_2	Součinitel provozního zatížení	[-]
$i_{\dot{r}}$	Převodový poměr řemenového převodu	[-]
D_p	Průměr velké řemenice	[mm]
d_p	Průměr malé řemenice	[mm]
$v_{\dot{r}}$	Obvodová rychlost řemenice	[m/s]
A_p'	Předběžná osová vzdálenost řemenic	[mm]
L_p'	Výpočtová délka klínového řemene	[mm]
$p'; q'$	Koeficient	[-]
A'	Skutečná osová vzdálenost řemenic	[mm]
β_{dp}	Úhel opásání malé řemenice	[°]
β_{Dp}	Úhel opásání velké řemenice	[°]
z	Počet klínových řemenů	[-]
P_r	Výkon přenášený jedním klínovým řemenem	[W]
c_1	Součinitel úhlu opásání	[-]
c_3	Součinitel délky klínového řemene	[-]

$f_{\dot{r}}$	ohybová frekvence řemenice	$[s^{-1}]$
$F_{\dot{r}}$	Obvodová síla řemenice	$[N]$
F_u	Pracovní napětí řemene	$[N]$
x_s	mez seřízení osově vzdálenosti	$[mm]$
y_s	mez seřízení osově vzdálenosti	$[mm]$
P_{1-5}	Výkony převodovky	$[W]$
$\eta_{\dot{r}}$	Účinnost řemenového převodu	$[-]$
M_{k1-5}	Kroutící momenty hřídelů	$[N \cdot mm]$
η_k	Účinnost kuželového soukolí	$[-]$
η_s	Účinnost šnekového soukolí	$[-]$
z_{1-4}	Počty zubů ozubených kol	$[-]$
d_{e1-2}	Vnější roztečné průměry kuželového soukolí	$[mm]$
m_{et}	Vnější čelní modul na roztečné kružnici kuželového soukolí	$[mm]$
δ	Úhel roztečného kužele	$[^\circ]$
R_e	Vnější délka površky roztečného kužele	$[mm]$
R_m	Střední délka površky roztečného kužele	$[mm]$
b	Šířka ozubení	$[mm]$
R_i	Vnitřní délka površky roztečného kužele	$[mm]$
m_{mt}	Střední čelní modul na roztečné kružnici kuželového soukolí	$[mm]$
m_{mn}	Střední normálový modul na roztečné kružnici kuželového soukolí	$[mm]$
d_{m1-2}	Střední roztečný průměr kuželového soukolí	$[mm]$
$x_{hm1,2}$	Jednotkové posunutí (jednotková korekce)	$[-]$
h_{am1-2}	Střední výška hlavy zubu pod roztečným kuželem	$[mm]$
h_{am1-2}	Střední výška paty zubu pod roztečným kuželem	$[mm]$
α_t	Úhel profilu zubu základního profilu (úhel záběru)	$[^\circ]$
α_{mn}	Střední úhel normálového profilu zubu rovinného kola	$[^\circ]$

β_m	Střední úhel sklonu boční křivky zubu	[°]
v_{et}	Obvodová rychlost na roztečném průměru	[m·s ⁻¹]
F_{et}	Nominální obvodová síla na roztečném průměru	[N]
v_{mt}	Obvodová rychlost na středním roztečném průměru	[m·s ⁻¹]
F_{mt}	Nominální obvodová síla na středním roztečném průměru	[N]
d_{v1-2}	Průměr roztečné kružnice virtuálního kola	[mm]
p_{et}	Základní rozteč virtuálního kola	[mm]
α_{vt}	Čelní úhel záběru virtuálního kola	[°]
d_{va1-2}	Průměr hlavové kružnice virtuálního kola	[mm]
d_{vb1-2}	Průměr základní kružnice virtuálního kola	[mm]
a_v	Osová vzdálenost virtuálního kola	[mm]
g_{va}	Dráha záběru	[mm]
ε_{va}	Součinitel záběru profilu virtuálního kola	[-]
$\varepsilon_{v\beta}$	Součinitel záběru kroku virtuálního kola	[-]
$\varepsilon_{v\gamma}$	Součinitel záběru virtuálního kola	[-]
β_{vb}	Úhel sklonu zubu na základním válci virtuálního kola	[°]
F_{1-2}	Pomocný součinitel	[-]
z_{v1-2}	Počet zubů virtuálního kola	[-]
Z_{M-B}	Součinitel jednopárového záběru	[-]
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících	[-]
Z_{LS}	Součinitel sdílení zatížení	[-]
Z_β	Součinitel sklonu boku zubu	[-]
Z_k	Součinitel kuželového kola	[-]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálů	[√MPa]
i_v	Převodový poměr virtuálního soukolí	[-]
σ_{H0}	Nominální napětí v dotyku	[MPa]

A; B	Koeficient	[-]
K_v	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
K_A	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
v_{etmax}	Maximální přípustná rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
Q_{ISO}	Stupeň přesnosti podle ISO	[-]
$K_{H\beta-be}$	Montážní součinitel	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro dotyk	[-]
$c_{\gamma 0}$	Střední měrná tuhost zubů pro standartní provozní podmínky	$[N \cdot mm^{-1} \cdot \mu m^{-1}]$
c_b	Pomocný součinitel	[-]
b_e	Účinná šířka ozubení	[mm]
c_F	Pomocný součinitel	[-]
c_γ	Střední měrná tuhost zubů	$[N \cdot mm^{-1} \cdot \mu m^{-1}]$
σ_{Hlim}	Mez únavy v dotyku referenčního kola	[MPa]
H	tvrdost	[HB;HV;HRC]
y_a	Snížení úchylky čelní rozteče opotřebením při záběru	[-]
f_{pt}	Mezní úchylka čelní rozteče	c
F_{mt}	Směrodatná obvodová síla na vnějším roztečném průměru	[N]
q_a	Pomocný součinitel	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů po šířce pro dotyk	[-]
Z_W	Součinitel tvrdosti	[-]
Z_{NT}	Součinitel počtu cyklů	[-]
$Z_L Z_V Z_R$	Součinitel mazací vrstvy	[-]
Z_X	Součinitel velikostí	[-]
S_{Hmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku	[-]
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku	[MPa]
S_H	Součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]

Y_{Fa1-2}	Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu	[-]
Y_{Sa1-2}	Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu	[-]
Y_{ε}	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
Y_k	Součinitel kuželového kola	[-]
l_{bm}	délka střední úsečky stykové plošky	[mm]
l_{bm}'	promítnutá délka střední úsečky stykové plošky	[mm]
Y_{LS}	Součinitel sdílení zatížení	[-]
σ_{F01-2}	Nominální napětí v ohybu	[MPa]
K_{F0}	Součinitel zakřivení po délce	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů po šířce pro ohyb	[-]
σ_F	Napětí v dotyku	[MPa]
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu referenčního kola	[MPa]
Y_{ST}	Součinitel koncentrace napětí pro referenční kolo	[-]
σ_{FE}	Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola	[MPa]
Y_{NT}	Součinitel počtu cyklů	[-]
$Y_{\delta_{reIT}}$	Poměrný součinitel vrubové citlivosti	[-]
R_a	Střední aritmetická úchylka profilu	[μm]
R_{ZISO}	Střední výška prvků profilu	[μm]
Y_{RreIT}	Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu	[-]
Y_X	Součinitel velikostí	[-]
S_{Fmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti v ohybu	[-]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
S_F	Součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
F_{t1-4}	Obvodové síly ozubených kol	[N]
F_{r1-4}	Radiální síla ozubených kol	[N]

F_{a1-4}	Axiální síla ozubených kol	[N]
m_x	Osový modul	[mm]
q	součinitel průměru šneku	[-]
d_{3-4}	Průměry roztečných kružnic šnekového soukolí	[mm]
a_s	Roztečná osová vzdálenost šnekového soukolí	[mm]
p_x	Osová rozteč	[mm]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška hlavy zubu	[mm]
h	Výška zubu	[mm]
d_{a3-4}	Průměr hlavové kružnice šnekového soukolí	[mm]
d_{f3-4}	Průměr patní kružnice šnekového soukolí	[mm]
c_a	Hlavová vůle	[mm]
p_z	Základní rozteč	[mm]
γ	Úhel stoupání šroubovice	[°]
l_s	Délka šneku	[mm]
$b_{pš}$	Pracovní šířka šnekového kola	[mm]
v_{3-4}	Obvodové rychlosti šnekového soukolí	[m·s ⁻¹]
v_k	Skluzová rychlost	[m·s ⁻¹]
Z_v	Součinitel skluzové rychlosti	[-]
Z_s	Součinitel velikosti	[-]
Z_h	Počet cyklů	[-]
Z_{oil}	Součinitel maziva pro syntetické oleje na bázi polyglykolů	[-]
σ_{HG}	Korigovaná mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{HlimT}	Mez únavy v dotyku referenčního ozubeného kola	[MPa]
p_m^*	Parametr středního Hertzova napětí	[-]
x	Jednotkové posunutí	[-]

σ_{HM}	Střední napětí v dotyku	[MPa]
E_{red}	Redukovaný modul pružnosti v tahu	[MPa]
N_L	Počet cyklů napětí šnekového kola	[-]
L_{Hp}	Požadovaná doba provozu	[hod.]
Y_F	Součinitel tvaru	[-]
Y_γ	Součinitel úhlu stoupání šroubovice z roviny	[-]
τ_F	Smykové napětí v patě zubu	[MPa]
Y_ε	Součinitel vlivu záběru	[-]
Y_K	Součinitel tloušťky věnce	[-]
τ_{FG}	Korigovaná mez únavy ve smyku v patě zubu	[MPa]
f_{OT}	Součinitel tření pro syntetické oleje na bázi polyglykolů	[-]
Y_S	Součinitel velikostí	[-]
h^*	Součinitel tloušťky mazací vrstvy pro šneky	[-]
Y_G	Součinitel geometrie	[-]
Y_R	Součinitel drsnosti	[-]
Y_W	součinitel materiálu	[-]
f_{zm}	Střední součinitel tření	[-]
δ_{max}	Maximální průhyb hřídele	[mm]
l	Vzdálenost os ložisek	[mm]
α_o	Osový úhel profilu	[°]
δ_{lim}	Mezní průhyb hřídele šneku	[mm]
S_δ	Součinitel průhybu hřídele	[-]
$F_x; F_y; F_z$	Osové síly	[N]
F	Obvodová síla	[N]
f	Součinitel tření	[-]
F_{t0}	Obvodová síla působící na velkou řemenice	[N]

$a;b;c;$	Vzdálenost mezi silami	[mm]
$R_A;R_B$	Reakce sil	[N]
$R_C;R_D$	Reakce sil	[N]
$R_E;R_F$	Reakce sil	[N]
M_o	Ohybový moment	[Nmm]
M_{ored}	Redukovaný moment	[Nmm]
σ_{DO}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_O	Napětí v ohybu	[MPa]
W_O	Modul pružnosti v ohybu	[mm ³]
d_{hmin}	Minimální průměr hřídele	[mm]
d_h	Průměr hřídele	[mm]
τ_{sDOV}	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
F_{per}	Síla působící na pero	[N]
b_p	Šířka pera	[mm]
h_p	Výška pera	[mm]
t	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
t_1	hloubka drážky v náboji	[mm]
l_p	Délka pera	[mm]
τ_{sDOV}	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
τ_s	Napětí ve střihu	[MPa]
p_{DOV}	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
p_D	Napětí v tlaku	[MPa]
F_{Lr}	Radiální zatížení ložiska	[N]
F_{La}	Axiální zatížení ložiska	[N]
e	Koeficient kontroly ložiska	[-]
$X;Y$	Koeficient výpočtu ložiska	[-]

P_r	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
L_{10}	Životnost ložiska v otáčkách	[ot.]
L_H	Životnost ložiska v hodinách	[hod.]
C_v	Minimální dynamická únosnost ložiska	[N]
$M_{k_{dov}}$	Dovolený kroutící moment	[Nmm]
k	Provozní součinitel	[-]
$F_{\dot{s}}$	Síla na roztečné kružnici šroubu	[N]
$D_{\dot{s}}$	Průměr roztečné kružnice	[mm]
j	Počet šroubů	[-]
$d_{\dot{s}}$	Průměr šroubu	[mm]
τ_{kD}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
D_D	Průměr hřídele s drážkami	[mm]
H	Výška drážky	[mm]
N	Počet drážek	[-]
l_d	Délka drážek	[mm]

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1. Základní druhy mechanických převodů [2]</i>	12
<i>Obr. 2. Schéma složeného převodu [5]</i>	14
<i>Obr. 3. Silové poměry v převodu [5]</i>	15
<i>Obr. 4. Typy ozubených soukolí [4]</i>	18
<i>Obr. 5. Rychlostní poměry ozubených kol [5]</i>	19
<i>Obr. 6. Válcový šnek a válcové kolo [9]</i>	23
<i>Obr. 7. Válcový šnek a globoidní kolo [10]</i>	23
<i>Obr. 8. Globoidní šnek a globoidní kolo [10]</i>	24
<i>Obr. 9. Rozvinutý plášť roztečného válce [6]</i>	26
<i>Obr. 10. Výroba kola bez posunutí a s posunutím [3]</i>	27
<i>Obr. 11. Teoretický mezí stav [6]</i>	28
<i>Obr. 12. Diagram převodových poměrů i pro úhly profilů 15° a 20° [6]</i>	29
<i>Obr. 13. Základní geometrické prvky šneku [3]</i>	29
<i>Obr. 14. Kuželové ozubené soukolí [12]</i>	33
<i>Obr. 15. Základní pojmy kuželových ozubených kol [3]</i>	33
<i>Obr. 16. Rozdělení podle vzájemné polohy os [17]</i>	34
<i>Obr. 17. Průběh zubů kuželových kol [16]</i>	35
<i>Obr. 18. Tvar věnce I [16]</i>	37
<i>Obr. 19. Tvar věnce II [16]</i>	37
<i>Obr. 20. Tvar věnce III [16]</i>	38
<i>Obr. 21. Silové poměry u kuželového kola s přímými zuby [16]</i>	39
<i>Obr. 22. Závislost momentu a zakřivení zubů na axiální a radiální síle [16]</i>	41
<i>Obr. 23. Základní geometrické prvky pastorku a kola typu I</i>	41
<i>Obr. 24. Více stupňová převodovka [14]</i>	45
<i>Obr. 25. Dělení těsnění [19]</i>	48
<i>Obr. 26. Gufero [23]</i>	49
<i>Obr. 27. Rozdělení ložisek [15]</i>	50
<i>Obr. 28. Kuličkové ložisko [15]</i>	52
<i>Obr. 29. Kuželíkové ložisko [15]</i>	52
<i>Obr. 30. Schéma pohonu výrobního stroje</i>	58
<i>Obr. 31. Řemenový převod</i>	60
<i>Obr. 32. Převodovka</i>	63
<i>Obr. 33. Kuželové soukolí</i>	64
<i>Obr. 34. Šnekové soukolí</i>	73

<i>Obr. 35. Schéma hnací hřídele</i>	<i>80</i>
<i>Obr. 36. Schéma předlohové hřídele</i>	<i>83</i>
<i>Obr. 37. Schéma hnaného hřídele</i>	<i>86</i>
<i>Obr. 38. Kompletní model pohonu, elektromotoru a pojistné spojky</i>	<i>90</i>
<i>Obr. 39. Navržené uspořádání převodů – pohled 1</i>	<i>91</i>
<i>Obr. 40. Navržené uspořádání převodů – pohled 2</i>	<i>91</i>
<i>Obr. 41. Střížná spojka</i>	<i>92</i>

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1. Duhy ozubení kuželových kol [16]</i>	<i>36</i>
<i>Tab. 2. Zadané hodnoty.....</i>	<i>57</i>

SEZNAM PŘÍLOH

PI Parametry motoru Siemens 1LE1003-1DB4

PII Výrobní dokumentace:

UTB-BP-2021-000	Převodovka sestava
UTB-BP-2021-000	Převodovka sestava kusovník 1
UTB-BP-2021-000	Převodovka sestava kusovník 2
UTB-BP-2021-1	Skříň spodní část
UTB-BP-2021-2	Skříň střední část
UTB-BP-2021-2	Skříň střední část 2
UTB-BP-2021-3	Skříň vrchní část
UTB-BP-2021-4	Hnací hřídel
UTB-BP-2021-5	Předlohový hřídel
UTB-BP-2021-6	Hnaná hřídel
UTB-BP-2021-7	Kuželový pastorek
UTB-BP-2021-8	Kuželové kolo
UTB-BP-2021-9	Náboj šnekového kola
UTB-BP-2021-10	Věncový šnekového kola
UTB-BP-2021-11	Rozpěrný kroužek 1
UTB-BP-2021-12	Rozpěrný kroužek 2
UTB-BP-2021-13	Rozpěrný kroužek 3
UTB-BP-2021-14	Rozpěrný kroužek 4
UTB-BP-2021-15	Rozpěrný kroužek 5
UTB-BP-2021-16	Víko 1
UTB-BP-2021-17	Víko 2
UTB-BP-2021-18	Víko 3
UTB-BP-2021-19	Víko 4

PIII Elektronická dokumentace:

3D model převodovky

PŘÍLOHA P I: PARAMETRY MOTORU SIEMENS 1LE1003-1DB4

Standardní motory SIMOTICS GP/SD

Motory s vysokou účinností (Premium Efficiency) IE3

IE3

Motory s vlastním chlazením · Hliníková řada 1LE1003

Volba a objednávání

Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu														Hliníková řada 1LE1003		$m_{M,IE3}$	J	Momentová třída			
P_N	P_N	Velikost	n_n	M_N	IE třída	η_n	η_n	η_n	$\cos \phi_N$	I_N	M_N / M_N	I_N / I_N	M_N / M_N	$L_{p(A)}$	L_{WA}				provedení IE3 podle ČSN EN 60034-30-1	Objednávací číslo	kg
50 Hz/ P50	60 Hz/ P60		50 Hz	50 Hz	50 Hz/ 60 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz						
kW	kW		min ⁻¹	Nm		%	%	%		A											
<ul style="list-style-type: none"> Chlazení: vlastní chlazení (IC 411), resp. se zkráceným označením F90 cizí chlazení bez vnějšího ventilátoru a krytu ventilátoru (IC 418) Účinnost: vysoká účinnost IE3 (Premium Efficiency), servisní faktor (SF) 1,15 Izolační systém: tepelná třída 155 (F), využití na tepelnou třídu 130 (B), ochrana krytem IP55 																					
4-pólové: 1500 min ⁻¹ při 50 Hz, 1800 min ⁻¹ při 60 Hz ¹⁾																					
0,55	0,63	80 M	1440	3,6	IE3 IE3	80,8	81,1	79,3	0,78	1,26	2,1	5,9	3,1	53	64	1LE1003-0DB2	11	0,0021	16		
0,75	0,86	80 M	1450	4,9	IE3 IE3	82,5	82,3	79,9	0,75	1,75	2,7	7,1	3,9	53	64	1LE1003-0DB3	14	0,0029	16		
1,1	1,27	90 S	1440	7,3	IE3 IE3	84,1	84,7	83,4	0,78	2,4	2,9	6,9	3,6	56	68	1LE1003-0EB0	16	0,0036	16		
1,5	1,75	90 L	1445	10	IE3 IE3	85,3	85,9	84,9	0,8	3,15	2,7	7,2	3,6	56	68	1LE1003-0EB4	19	0,0049	16		
2,2	2,55	100 L	1465	14,3	IE3 IE2	86,7	87,3	86,4	0,83	4,4	2,1	7,6	3,6	60	72	1LE1003-1AB4	30	0,014	16		
3	3,45	100 L	1460	20	IE3 IE3	87,7	88,4	88,2	0,83	5,9	2,3	7,3	3,7	60	72	1LE1003-1AB5	30	0,014	16		
4	4,55	112 M	1460	26	IE3 IE3	88,6	89,2	88,6	0,82	7,9	2,4	7,1	3,7	58	70	1LE1003-1BB2	34	0,017	16		
5,5	6,3	132 S	1470	36	IE3 IE2	89,6	90,1	89,5	0,84	10,5	2,1	7,2	3,4	64	76	1LE1003-1CB0	64	0,046	16		
7,5	8,6	132 M	1470	49	IE3 IE2	90,4	91,1	90,8	0,84	14,3	2,4	7,4	3,5	64	76	1LE1003-1CB2	64	0,046	16		
11	12,6	160 M	1475	71	IE3 IE3	91,4	91,9	91,4	0,84	20,5	2,2	6,8	3,2	65	77	1LE1003-1DB2	83	0,083	16		
15	17,3	160 L	1475	97	IE3 IE3	92,1	92,3	91,5	0,82	28,5	2,5	8,5	3,8	65	77	1LE1003-1DB4	100	0,099	16		
18,5	21,3	180 M	1470	120	IE3 IE3	92,6	93,1	92,9	0,82	35	2,5	7,2	3,3	66	73	1LE1003-1EB2	134	0,13	16		
22	25,3	180 L	1470	143	IE3 IE3	93	93,7	93,6	0,83	41	2,3	6,8	3,3	68	75	1LE1003-1EB4	142	0,14	16		
30	34,5	200 L	1470	195	IE3 IE2	93,6	94	93,7	0,84	55	2,6	7,3	3,1	65	72	1LE1003-2AB5	189	0,22	16		
Napětí		Ochrana		Poč.pólů	Velikost	Typ motoru		Provedení		Zkrác.označení											
Velikosti 80 M až 90 L: plynulé pootáčení svorkovicové skříně po celých 360° u motorů 2p = 2 a 4 ²⁾																					
50 Hz	230 VΔ/400 VY	60 Hz ¹⁾	460 VY	1 kus PTC	4	80 M do 90 L	1LE1003-0D ... -0E	standard	2 2	-											
50 Hz	400 VΔ/690 VY	60 Hz ¹⁾	460 VΔ	termistoru	4	80 M do 90 L	1LE1003-0D ... -0E	standard	3 4	-											
50 Hz	400 VY	60 Hz ¹⁾	460 VY	bez	4	80 M do 90 L	1LE1003-0D ... -0E	standard	0 2	-											
Velikosti 100 L až 200 L: pootáčení svorkovicové skříně o 4 x 90°																					
50 Hz	230 VΔ/400 VY	60 Hz ¹⁾	460 VY	volitelná	4	100 L do 200 L	1LE1003-1A ... -2A	standard	2 2	-											
50 Hz	400 VΔ/690 VY	60 Hz ¹⁾	460 VΔ	volitelná	4	100 L do 200 L	1LE1003-1A ... -2A	standard	3 4	-											
50 Hz	500 VY			volitelná	4	100 L do 200 L	1LE1003-1A ... -2A	bez příplatku	2 7	-											
50 Hz	500 VΔ			volitelná	4	100 L do 200 L	1LE1003-1A ... -2A	bez příplatku	4 0	-											
Jiné napětí ¹⁾ Zkrácená označení a popis viz str. 2/63																					
Tvary		Ochrana		Poč.pólů	Velikost	Typ motoru		Provedení		Zkrác.označení											
Bez příruby		IM B3 ³⁾		4	80 M do 200 L	1LE1003-0D ... -2A		standard		A											
S přírubou		IM B5 ³⁾		4	80 M do 200 L	1LE1003-0D ... -2A		s příplatkem		F											
S malou přírubou		IM B14 ³⁾		4	80 M do 160 L	1LE1003-0D ... -1D		s příplatkem		K											
Jiné tvary Zkrácená označení a popis viz str. 2/68																					
Ochrany		Ochrana		Poč.pólů	Velikost	Typ motoru		Provedení		Zkrác.označení											
Velikosti 80 M do 200 L: pootáčení svorkovicové skříně o 4 x 90°																					
Bez				4	80 M do 200 L	1LE1003-0D ... -2A		standard		A											
Se 3ks PTC termistorů (1 ks PTC termistoru 80 M až 90 L)				4	80 M do 200 L	1LE1003-0D ... -2A		s příplatkem		B											
Jiné ochrany Zkrácená označení a popis viz str. 2/76																					
Umístění svorkovicové skříně		Umístění svorkovicové skříně		Poč.pólů	Velikost	Typ motoru		Provedení		Zkrác.označení											
Svorkovicová skříně nahoře				4	80 M do 200 L	1LE1003-0D ... -2A		standard		4											
Jiné umístění svorkovicové skříně Zkrácená označení a popis viz str. 2/78																					
Zvláštní provedení		Zvláštní provedení		Poč.pólů	Velikost	Typ motoru		Provedení		Zkrác.označení											
Zkrácená označení								1LE1003-		-Z ...+...+...+...											