

Pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou

Zdeněk Sedlář

Bakalářská práce
2018



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Zdeněk Sedlář**
Osobní číslo: **T16111**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii k danému tématu.
2. Navrhněte konstrukční řešení převodovky pro převod $i = 160$, $P = 4$ kW, výstupní otáčky $n = 20$ min⁻¹.
3. Zhotovte výrobní dokumentaci převodovky.

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Literatura dle doporučení vedoucího BP.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

2. ledna 2018

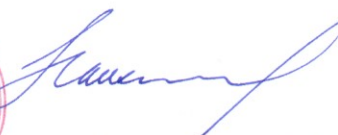
Termín odevzdání bakalářské práce:

18. května 2018

Ve Zlíně dne 13. února 2018



doc. Ing. František Buňka, Ph.D.
děkan




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

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/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 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/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);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/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.

Ve Zlíně 3. 5. 2018


.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ 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, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užíje-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

³⁾ 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, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

V této bakalářské práci se zaměřuji na ozubené převody a hřídelové spojky. Konkrétně na čelní soukolí s přímými zuby, šnekové soukolí a pojistné spojky.

Literární tedy teoretická část je zaměřena na rozdělení čelních a šnekových soukolí a pojistných spojek. Zabývá se také konstrukčním provedením a základními výpočtovými vztahy těchto uvedených mechanismů. Shrnuje výhody a nevýhody uvedených převodových mechanismů a také jejich montáž, provoz a údržbu.

Hlavní částí této bakalářské práce je praktická část, která obsahuje návrh a výpočet hřídelové spojky a převodovky. Výsledkem této části je zhotovený model v programu Autodesk Inventor 2016 a výkresová dokumentace.

Klíčová slova: ozubené převody, čelní soukolí s přímými zuby, šneková soukolí, mechanické převody, hřídelová spojka, pojistná spojka.

ABSTRACT

In this bachelor thesis I focus on gearing and shaft couplings. Specifically, for front gears with straight teeth, worm gears and safety couplings.

The theoretical part focuses on the distribution of front and worm gears and safety couplings. It also deals with the design and basic calculations of these mechanisms. It summarizes the advantages and disadvantages of the above gears and their assembly, operation and maintenance.

The main part of this bachelor thesis is the practical part, which includes the design and calculation of shaft coupling and gearbox. The result of this part is a model made in Autodesk Inventor 2016 and drawing documentation.

Keywords: toothed gears, straight teeth with front teeth, worm gears, mechanical gears, shaft coupling, safety coupling.

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi, CSc. za odborné rady, názory a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat také za příjemnou spolupráci při vypracování bakalářské práce.

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

OBSAH

ÚVOD	11
I TEORETICKÁ ČÁST	12
1 MECHANICKÉ PŘEVODY	13
1.1 DRUHY PŘEVODŮ	13
1.2 ZÁKLADNÍ VZTAHY MEZI PŘEVODY	14
1.2.1 Převodový poměr a převodové číslo	14
1.2.2 Silové poměry v převodech.....	15
1.2.3 Účinnost převodu	16
1.2.4 Skutečný výkon převodu.....	16
1.2.5 Skutečný krouticí moment na hnané straně.....	16
2 PŘEVOD OZUBENÝMI KOLY	17
2.1 ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH KOL A SOUKOLÍ	17
2.2 ZÁKLADY TEORIE OZUBENÍ	19
2.2.1 Základní zákon ozubení	19
2.2.2 Čára záběru	20
2.2.3 Boční křivky zubů	21
2.3 ČELNÍ SOUKOLÍ S EVOLVENTNÍM OZUBENÍM S PŘÍMÝMI ZUBY	23
2.3.1 Základní pojmy čelního ozubení.....	23
2.3.2 Ozubený hřeben – základní profil	23
2.3.3 Konstrukce ozubení kol N.....	26
2.3.4 Korekce profilu zubu	27
2.3.5 Druhy soukolí, nejmenší korekce a Merritova korekce	28
2.3.6 Boční vůle v ozubení	29
2.4 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ.....	30
2.4.1 Výhody a nevýhody šnekových soukolí.....	30
2.4.2 Rozdělení a druhy šneků	30
2.4.3 Konstrukce šneků a šnekových kol	32
2.4.4 Soukolí šneková s válcovým šnekem.....	33
2.4.5 Geometrické charakteristiky šneku	34
2.4.6 Geometrické charakteristiky šnekového kola	36
2.4.7 Geometrické charakteristiky šnekového soukolí.....	39
2.4.8 Silové a převodové poměry.....	40
2.4.9 Materiál šnekového soukolí	42
2.5 ZKOUŠENÍ A ÚDRŽBA OZUBENÝCH KOL	42
2.5.1 Poškození zubů a jak mu zabránit.....	42
2.5.2 Způsoby zvyšování únosnosti ozubených kol	44
2.5.3 Hlučnost ozubených kol a její snižování.....	44

2.5.4	Mazání ozubených převodů	45
2.5.5	Montáž, demontáž a obsluha ozubených kol	46
2.5.6	Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí.....	48
3	HŘÍDELOVÉ SPOJKY	49
3.1	ROZDĚLENÍ SPOJEK	49
3.2	POJISTNÉ SPOJKY.....	50
3.2.1	Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky	51
3.2.2	Pojistné spojky vysmekovací	51
3.2.3	Pojistné spojky prokluzovací třecí	52
3.3	UPEVNĚNÍ SPOJEK NA HŘÍDELI	53
II	PRAKTICKÁ ČÁST	54
4	CÍL.....	55
5	ŘEMENOVÝ PŘEVOD	56
5.1	VOLBA MOTORU.....	56
5.2	STANOVENÍ JEDNOTLIVÝCH OTÁČEK A PŘEVODOVÝCH POMĚRŮ.....	56
5.3	VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU.....	56
6	PŘEVODOVKA.....	59
6.1	KROUTICÍ MOMENTY A VÝKONY	59
6.2	VÝPOČET ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ S VÁLCOVÝM ŠNEKEM	60
6.2.1	Výpočet parametrů šnekového soukolí	60
6.2.2	Síly působící v ozubení	62
6.2.3	Kontrola šnekového soukolí na ohyb a otláčení.....	63
6.3	VÝPOČET ČELNÍHO SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY	64
6.3.1	Výpočet parametrů čelního soukolí	64
6.3.2	Zatěžující síly	66
6.3.3	Kontrola čelního soukolí na ohyb a otláčení	66
6.4	NÁVRH HŘÍDELÍ, LOŽISEK A PER.....	67
6.4.1	Hnací hřídel.....	67
6.4.2	Předlohový hřídel.....	70
6.4.3	Hnaný hřídel.....	72
6.5	KONTROLA NAPĚTÍ VE VRUBECH.....	74
6.6	NÁVRH POJISTNÉ SPOJKY	77
7	MONTÁŽ.....	79
8	MAZÁNÍ.....	80
	ZÁVĚR	81
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	82

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	83
SEZNAM OBRÁZKŮ	88
SEZNAM TABULEK.....	90
SEZNAM PŘÍLOH.....	91

ÚVOD

Ve své bakalářské práci s názvem Pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou se zabývám hlavně dvěma skupinami. První skupinu představují čelní soukolí a to konkrétně s přímými zuby a evolventním ozubením. Druhou představují šnekové soukolí. Dále obsahem této práce je také základní rozdělení a popis pojistných hřídelových spojek.

Převody ozubenými koly byly známy už před našim letopočtem, tedy v období starověku. Problematikou ozubený kol se v této obě zabýval řecký matematik, fyzik, filozof a vynálezce Archimedes. Později se stejnou problematikou zabýval i Leonardo da Vinci. Tehdejší kola se vyráběla dřevěná, kde se zuby tvrdšího dřeva vsazovaly do věnců. Postupem času se výroba zdokonalovala. Od 18. století se pro výrobu zubových mezer využívá strojní obrábění. V současnosti se jedná o frézování, hoblování, obrážení, protahování, broušení, odvalování, kování v zápustkách, lisování.

Základním principem ozubených soukolí je tedy přenos otáčivého pohybu a mechanické energie z hnacího hřídele na hnaný. Účinnost těchto převodů je vysoká. Vyznačují se také dobrou spolehlivostí a životností za poměrně jednoduché obsluhy.

V současnosti existuje celá řada šnekových a čelních soukolí. Jejich konstrukce závisí na účelu použití, přičemž jednotlivé druhy se od sebe mohou odlišovat jak geometrií ozubení, tak technologií výroby a dalšími aspekty.

Čelní kola s přímými zuby jsou nejčastěji používaná ozubená kola. Přímé zuby jsou určeny pro rovnoběžné osy hřídelů. Soukolí šneková jsou zase určena pro převody mezi mimoběžnými hřídeli, jejichž osy jsou vůči sobě kolmé. Umožňují dosáhnout velkých převodových poměrů. Nevýhodou je nižší účinnost oproti čelním soukolím.

Hlavní náplní teoretické části jsou čelní soukolí s evolventním ozubením a přímými zuby a šneková soukolí. Tyto dva typy soukolí jsou i hlavní náplní části druhé a to praktické. Praktická část obsahuje návrh a výpočet převodovky, která se právě skládá z těchto dvou druhů ozubených převodů. Dále se skládá z návrhu řemenového převodu a pojistné hřídelové spojky. Výsledkem je zhotovený 3D model převodovky a pojistné spojky a jejich výkresová dokumentace.

I. TEORETICKÁ ČÁST

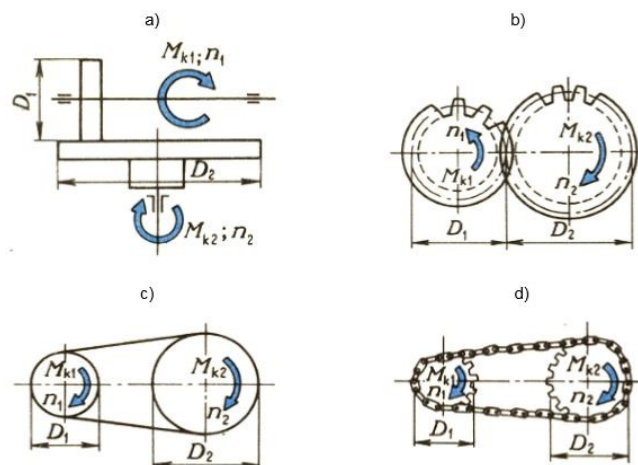
1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody slouží k přenosu otáčivého pohybu z hnacího hřídele na hnaný, nebo-li slouží k vytvoření silové a kinematické dvojice mezi těmito hřídeli. Převodem měníme na hnané hřídeli otáčky (jejich velikost nebo smysl) a krouticí moment při teoreticky stálém výkonu. K převodu rotačního pohybu se používá kol, vzájemně spojených buď přímým kontaktem (např. ozubená kola) nebo pomocí dalšího – ozubeného – členu (např. řemenu, řetězů). Spojení může být tvarové nebo silové, případně jejich kombinace. Někdy může docházet ke změně pohybu, tj. změna z otáčivého pohybu na posuvný (kulisa). Mechanický převod se skládá nejméně ze dvou kol, hnacího a hnaného. Která jsou spojena s příslušným hřídelem.

1.1 Druhy převodů

Převody se dělí dle typu vazby na:

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



Obr. 1. Rozdělení mechanických převodů [2]

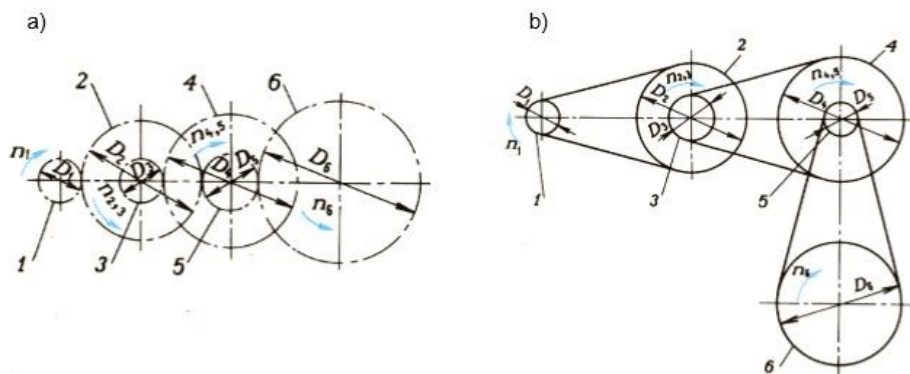
Popis obrázku (Obr. 1):

a) převod třecími koly, b) převod ozubenými koly, c) řemenový převod, d) řetězový převod.

1.2 Základní vztahy mezi převody

1.2.1 Převodový poměr a převodové číslo

Velikost převodu se vyjadřuje poměrem úhlové rychlosti hnacího členu k úhlové rychlosti hnaného členu a nazývá se převodový poměr i . Převodový poměr může kolísat, např. u převodů s kluzem (třecí, řemenové). Pro vyjádření konstantní hodnoty převodu tvarové vazby se pro rozlišení zavádí pojem převodové číslo u . U ideálního převodu bez skluzu musí platit $u = i$. [1]



Obr. 2. Složené převody [2]

Popis obrázku (Obr. 2):

a) převod ozubenými koly, b) převod řemeny.

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad [1]. \quad (1)$$

U převodů, kde dochází k přenesení obvodových sil tvarovým stykem tj. ozubené a řetězové převody, je možné vyjádřit převodový poměr i pomocí zubů hnacího a hnaného kola:

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad [1]. \quad (2)$$

U převodů přenášející obvodovou sílu pomocí tření tj. převod řemeny, lany nebo třecí převody, je obvodová rychlost hnaného kola $v_2 < v_1$ vlivem skluzu ψ .

$$n'_2 = \psi \cdot n_2 \quad [s^{-1}], \quad (3)$$

Součinitel skluzu ψ bývá 0,95 až 0,99, záleží však na druhu převodu. Skutečný převodový poměr i je tedy:

$$i'_{1,2} = \frac{n_1}{n'_2} = \frac{D_2}{D_1 \cdot \psi} = \frac{i_{1,2}}{\psi} \quad [1], \quad (4)$$

kde $i_{1,2} = D_2/D_1$ je konstrukční převodové číslo.

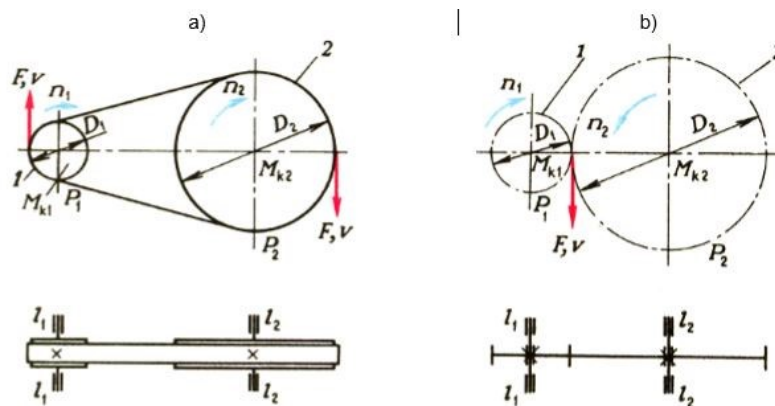
Pokud je mezi hnacím a hnaným hřídelem příliš velký převodový poměr, je na místě použít místo jednoduchého převodu převod složený (Obr. 2). Převodový poměr složeného převodu se obecně vypočítá:

$$i_{1,n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{D_2}{D_1} \dots \frac{D_n}{D_{n-1}} \quad [1]. \quad (5)$$

[2]

1.2.2 Silové poměry v převodech

Obvodová síla F a obvodová rychlost v musí být na hnacím a také na hnaném kole stejné, z toho důvodu aby nedošlo k poruše převodu. Tyto údaje se měří u převodů se silovým stykem na obvodu jednotlivých kol nebo na výpočtových průměrech řemenic a u převodů s tvarovým stykem se měří na roztečných kružnicích D . [2]



Obr. 3. Silové poměry v převodu [2]

Popis obrázku (Obr. 3):

a) řemenový převod, b) převod ozubenými koly.

Obvodová síla:

$$F = \frac{2M_{k1}}{D_1} = \frac{2M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v} \quad [N]. \quad (6)$$

Obvodová rychlost:

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 \quad [m \cdot s^{-1}]. \quad (7)$$

[2]

1.2.3 Účinnost převodu

Účinnost převodu η vyjadřuje velikost celkových ztrát, tj. množství energie přeměněné na teplo. Tuto účinnost lze rozdělit na tři složky [2]:

- 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 jednoduchého převodu:

$$\eta_{1,2} = \eta_{11} \cdot \eta_p \cdot \eta_{12} [1]. \quad (8)$$

Účinnost složeného převodu:

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdot \dots \cdot \eta_{(n-1),n} [1]. \quad (9)$$

[2]

1.2.4 Skutečný výkon převodu

Přenášený výkon P se zmenší vlivem ztrát. Jak už bylo zmíněno, ztráty mohou vznikat jak v ložiskách hnacího a hnaného hřídele tak ve vlastním převodu.

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2} [W]. \quad (10)$$

[2]

1.2.5 Skutečný krouticí moment na hnané straně

Na krytí ztrát se spotřebuje část přenášené mechanické energie, takže skutečný krouticí moment M_k hnaného hřídele je:

$$M'_{k2} = M_{k2} \cdot \eta_{1,2} [N \cdot m]. \quad (11)$$

Jestliže se má na hnaném hřídeli dosáhnout krouticího momentu M_{k2} , je třeba krouticí moment na vstupu M_{k1} povýšit o ztráty:

$$M'_{k1} = \frac{M_{k2}}{\eta_{1,2} \cdot i_{1,2}} [N \cdot m]. \quad (12)$$

[2]

2 PŘEVOD OZUBENÝMI KOLY

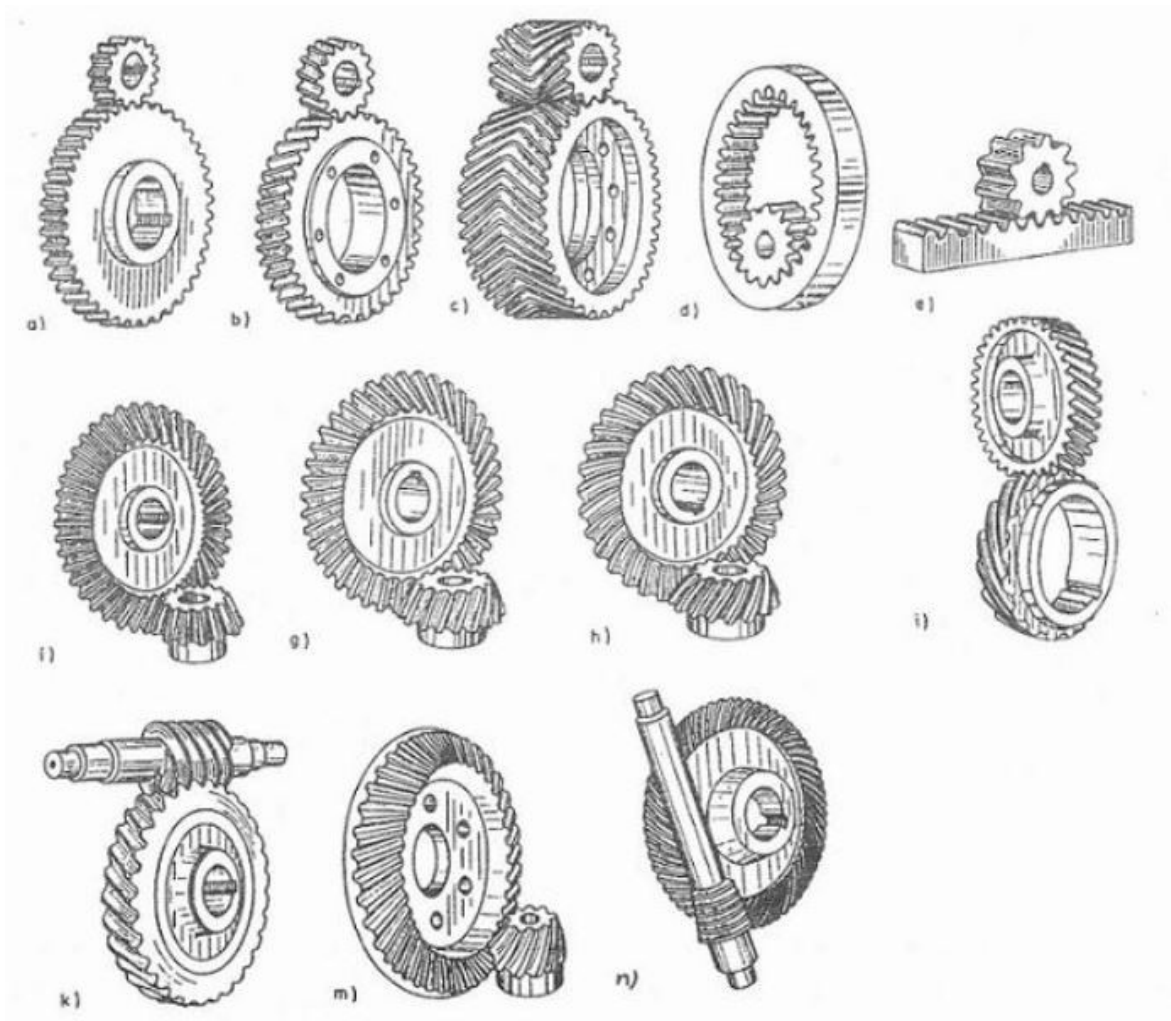
Převody ozubenými koly jsou nejvýznamnější a také nejrozšířenější druh převodových mechanismů. K přenosu sil dochází tvarem a bezprostředním dotykem ozubených kol. Ozubená kola, která spolu do sebe zabírají, tvoří jednoduchý převod. Tento převod se nazývá soukolí, kde menší kolo nese název pastorek a větší se označuje jako kolo. Převod ozubenými koly slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídeli. U těchto převodů nedochází ke skluzu, tudíž je obvodová rychlost na hnaném kole stejná jako obvodová rychlost na hnacím kole. Existuje celá řada tvarů ozubených kol a jejich zubů. Tyto tvary závisí na vzájemné poloze hřídelů vůči sobě. [1]

2.1 Rozdělení ozubených kol a soukolí

Převod ozubenými koly rozdělujeme [3]:

- dle polohy os hřídelí:
 - rovnoběžné – soukolí valivá válcová:
 - s přímými zuby (Obr. 4a, d, e),
 - s šikmými zuby (Obr. 4b),
 - s šípovými zuby (Obr. 4c).
 - různoběžné – soukolí valivá kuželová:
 - s přímými zuby (Obr. 4f),
 - s šikmými zuby (Obr. 4g),
 - se zakřivenými zuby (Obr. 4h).
 - mimoběžné:
 - soukolí šroubová válcová (Obr. 4i),
 - soukolí šneková (Obr. 4k),
 - soukolí šroubová kuželová – hypoidní (Obr. 4m),
 - soukolí spiroidní (Obr. 4n).
- dle vzájemné polohy spoluzabírajících kol:
 - soukolí s vnějším záběrem (Obr. 4a),
 - soukolí s vnitřním záběrem (Obr. 4d).
- dle záběru zubu:
 - valivá soukolí (Obr. 4a),
 - šroubová (třecí) soukolí (Obr. 4k).

- dle tvaru boční křivky profilu zubu:
 - evolventní (nejčastěji používané, evolventa vznikne odvalováním tvořící přímky po kružnici),
 - cykloidní (vznikne odvalování kružnice po přímce),
 - zvláštní (Wildhaber-Novikovo ozubení).
- dle velikosti obvodové rychlosti v :
 - pomaloběžná $v \leq 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
 - o středních rychlostech $3 < v < 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
 - rychloběžná $v > 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.
- dle velikosti převodového poměru i :
 - převody dopomala (reduktory) při $i > 1$,
 - převody dorychla (multiplikátory) při $i < 1$.



Obr. 4. Přehled ozubených kol a soukolí [1]

Ozubené mechanismy vznikají sériovým i paralelním řazením jednoduchých převodů. Rozdělují se takto [3]:

- dle počtu převodových stupňů:
 - jednostupňové,
 - dvoustupňové a vícestupňové.
- dle prostorového pohybu os:
 - obyčejné (poloha os se nemění vůči rámu),
 - planetové (některé osy mohou konat krouživý pohyb),
- dle konstrukčního provedení:
 - otevřené (nezakryté),
 - uzavřené (ve skříni) a dále se dělí na:
 - vestavěné (do motoru nebo do pracovního stroje),
 - samostatné převodovky s konstantním nebo stupňovitě proměnlivým převodovým poměrem.
- dle použití:
 - silové (přenos významných točivých momentů),
 - kinematické (točivé momenty jsou zanedbatelné).

2.2 Základy teorie ozubení

2.2.1 Základní zákon ozubení

Hnací kolo se otáčí stálou úhlovou rychlostí ω_1 a udílí hnanému kolu rovněž stálou úhlovou rychlost ω_2 . Přitom se křivky boků dvou spolu zabírajících zubů dotýkají v bodě A . Díky úhlovým rychlostem (ω_1, ω_2) jsou obvodové rychlosti v bodu A při otáčení kola 1 kolem středu O_1 :

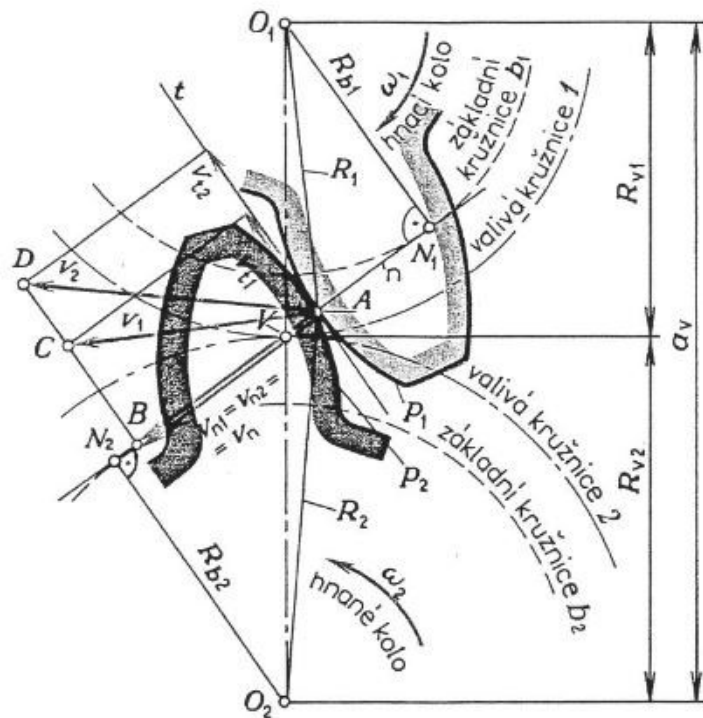
$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}. \quad (13)$$

Jestliže uvažujeme jako střed otáčení bod O_2 , který má tentýž bod A , ale přísluší kolu 2, obvodovou rychlost v :

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}. \quad (14)$$

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

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = \textit{konst.} \quad (15)$$



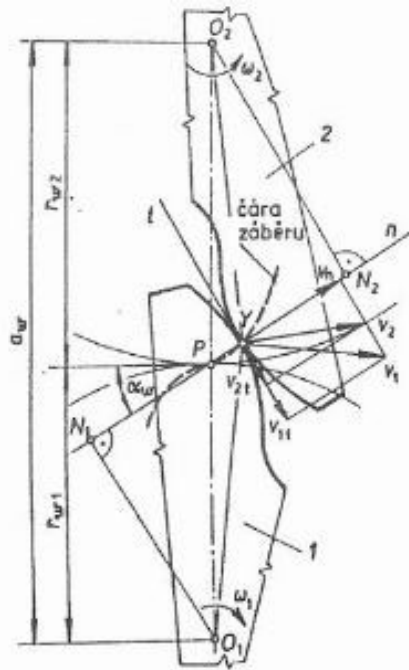
Obr. 5. Rychlostní poměry na ozubených kolech [2]

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.“ (Kříž, 1978)

2.2.2 Čára záběru

„Podmínce konstantního převodového poměru i vyhovují jen určité druhy křivek p_1 a p_2 . Spoluzabírající profily, které mají tvar těchto křivek, nazýváme přiřazené profily. Při otáčení profilů kolem středů O_1 a O_2 se jednotlivé body profilů postupně dotýkají. Geometrické místo dotyků obou profilů se nazývá čára záběru (tvar podle křivky profilu zubů).“ (Kříž, 1978)

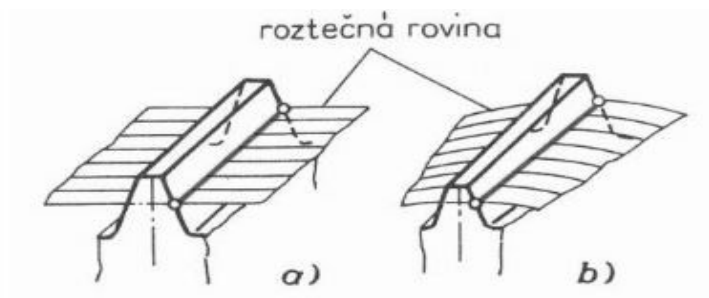


Obr. 6. Čára záběru [2]

2.2.3 Boční křivky zubů

Boční křivka zubu je průsečnice [2]:

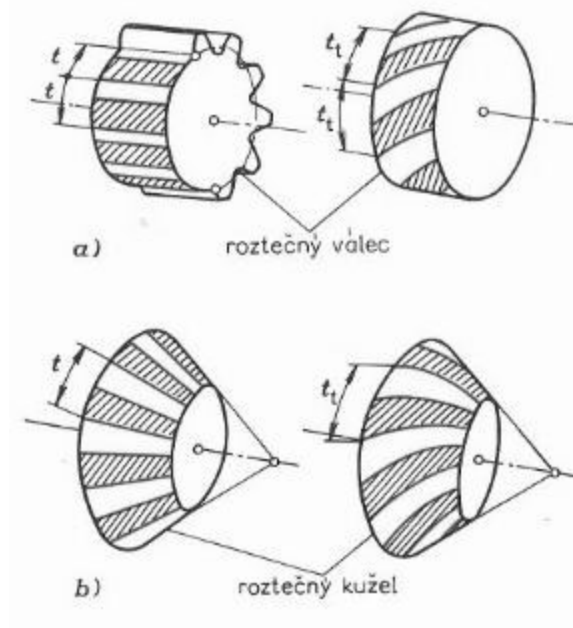
- boku zubu hřebene (Obr. 7a) nebo základního kola s roztečnou rovinou (Obr. 7b),
- boku zubu kola s roztečným válcem (Obr. 8a) nebo roztečným kuželem (Obr. 8b).



Obr. 7. Boční křivka zubu [2]

Popis obrázku (Obr. 7):

a) hřebenu, b) základního kola.

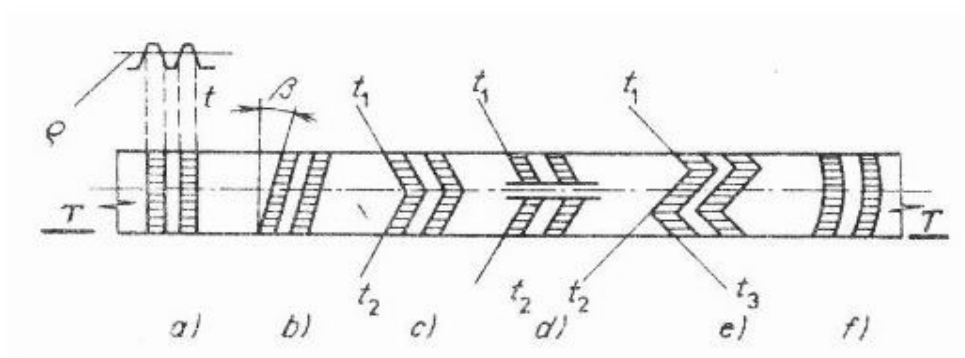


Obr. 8. Boční křivka zubu [2]

Popis obrázku (Obr. 8):

a) čelních kol, b) kuželových kol.

Rozdělení ozubení podle tvaru bočních křivek zubů je v ČSN 01 4602. [4]



Obr. 9. Boční křivky zubů [4]

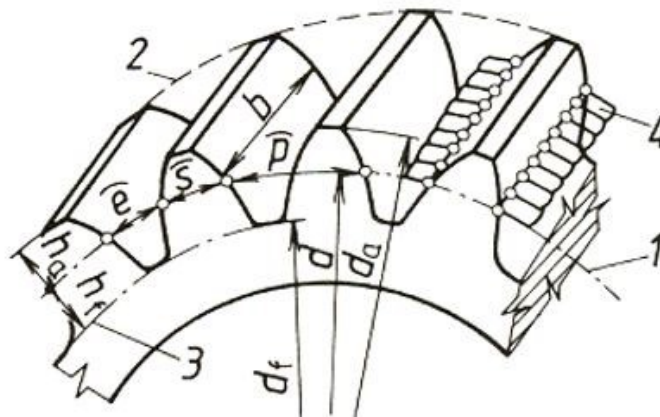
Popis obrázku (Obr. 9):

a) přímé zuby, b) šikmé zuby, c) šípové zuby, d) dvojnásobně šikmé zuby, e) dvojnásobně šípové zuby, f) kruhové zuby.

2.3 Čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby

2.3.1 Základní pojmy čelního ozubení

Čelní soukolí je jeden z nejpoužívanějších typů ozubených převodů vůbec. Základní vztahovou plochou ozubeného kola je roztečný válec (roztečná kružnice). Roztečný válec je u nekorigovaných kol totožný s válcem valivým. Vzájemný pohyb dvou ozubených kol se může teoreticky nahradit jako bezskluzové valení dvou válců po sobě. Ozubení je ohraničeno hlavovým a patním válcem (hlavovou a patní kružnicí). Část zubu mezi kružnicí roztečnou a hlavovou se nazývá hlava zubu, část mezi kružnicí roztečnou a patní se nazývá pata zubu. Zubní mezera je též omezena hlavovou a patní kružnicí a boky zubů. [6]



Obr. 10. Základní pojmy čelního ozubení [5]

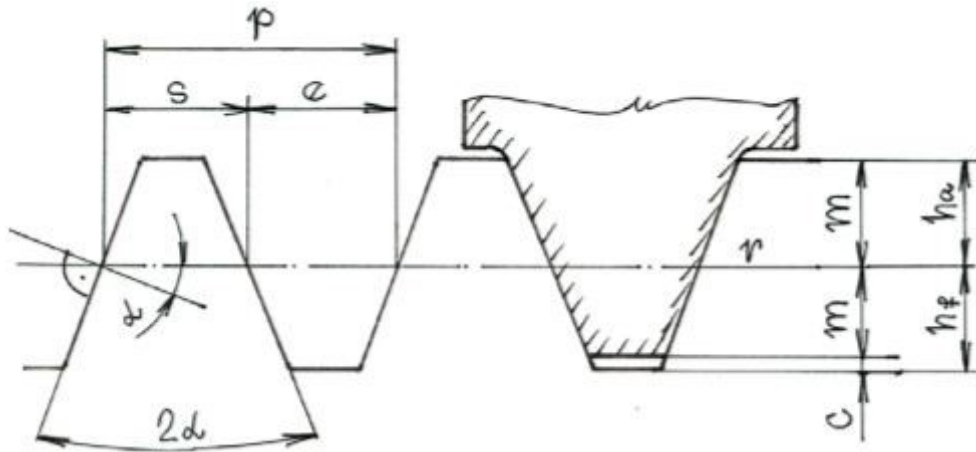
Význam symbolů (obr. 10):

1 – roztečná kružnice, 2 – hlavová kružnice, 3 – patní kružnice, 4 – roztečný válec, d – průměr roztečné kružnice, d_a – průměr hlavové kružnice, d_f – průměr patní kružnice, p – rozteč zubů, s – tloušťka zubu, e – šířka zubové mezery, b – šířka ozubení, h_a – výška hlavy zubu, h_f – výška paty zubu. [5]

2.3.2 Ozubený hřeben – základní profil

Jestliže zvětšíme poloměr kola na nekonečně velký, změní se ozubené kolo v ozubený hřeben. Potom boky profilu budou skloněny pod záběrovým úhlem 20° . Tento profil se používá pro určení základních parametrů ozubení, proto se nazývá základní profil.

Základní profil je normalizován v ČSN 01 4607 a je z něj odvozen výrobní nástroj. Různé velikosti základního profilu Z jsou uspořádány do normalizované řady a odlišují se tzv. modulem. Modul je základní parametr, ze kterého jsou odvozeny všechny rozměry ozubených kol. [6]



Obr. 11. Základní profil Z

Význam symbolů (obr. 11):

p – rozteč zubů, s – tloušťka zubu, e – šířka zubové mezery, h_a – výška hlavy zubu, h_f – výška paty zubu, m – modul, c – hlavová vřle.

Vzájemný vztah mezi průměrem roztečné kružnice d ozubeného kola, počtem zubů z a roztečí p vyplývá z porovnání obvodu roztečné kružnice:

$$o = \pi \cdot d = z \cdot p \text{ [mm]}, \quad (16)$$

odkud:

$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z \text{ [mm]}. \quad (17)$$

Potom poměr mezi roztečí p a π se nazývá modulem ozubení m . Normalizované hodnoty modulů ozubení dle ČSN 01 4608 jsou uvedeny v tabulce (tab. 1). [4]

Tab. 1. Normalizované hodnoty modulů ozubení m dle ČSN 01 4608 [5]

Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2
0,05	0,055	0,5	0,55	5	5,5	50	55
0,06	0,07	0,6	0,7	6	7	60	70
0,08	0,09	0,8	0,9	8	9	80	90
0,1	0,11	1	1,125	10	11	100	
0,12	0,14	1,25	1,375	12	14		
0,15	0,18	1,5	1,75	16	18		
0,2	0,22	2	2,25	20	22		
0,25	0,28	2,5	2,75	25	28		
0,3	0,35	3	3,5	32	36		
0,4	0,45	4	4,5	40	45		

Moduly řady 1 jsou přednostní.

Na základě modulu ozubení m se určují další parametry ozubení (obr. 11):

Výška zubu:

$$h = 2,25 \cdot m \text{ [mm]}. \quad (18)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m \text{ [mm]}. \quad (19)$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m \text{ [mm]}. \quad (20)$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_a = d + 2h_a = m \cdot z + 2m = m \cdot (z + 2) \text{ [mm]}. \quad (21)$$

Průměr patní kružnice:

$$d_f = d - 2h_f = m \cdot z - 2 \cdot 1,25m = m \cdot (z - 2,5) \text{ [mm]}. \quad (22)$$

Teoretická tloušťka zubu a zubové mezery:

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2} \text{ [mm]}. \quad (23)$$

[4]

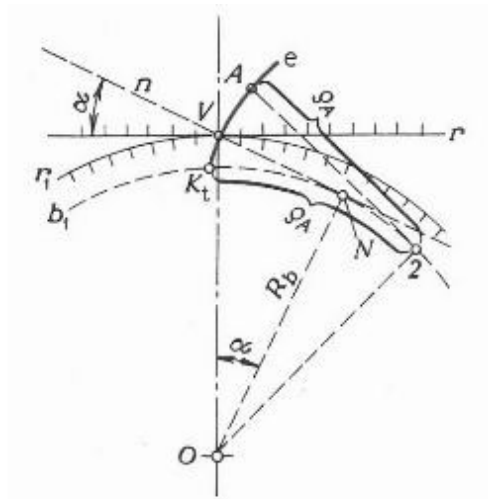
Roztečná přímka r je přímka, na níž se tloušťka zubu rovná šířce zubové mezery.

Valivá přímka v je jakákoliv přímka základního profilu, rovnoběžná s přímkou roztečnou.

Rozteč p je vzdálenost pravých (levých) stran sousedních zub, měřená na roztečné přímce základního profilu, nebo na roztečné kružnici kola.

2.3.3 Konstrukce ozubení kol N

„Evolventu e (obr. 12) vytvoří bod napjatého vlákna odvinovaného z kružnice nebo bod přímky n , valící se po základní kružnici b_1 . Střed křivosti je v bodě dotyku normály a základní kružnice. Evolventa teoreticky začíná už na základní kružnici (bod K_t), a to radiálně.“ (Kříž, 1978)



Obr. 12. Konstrukce evolventy [2]

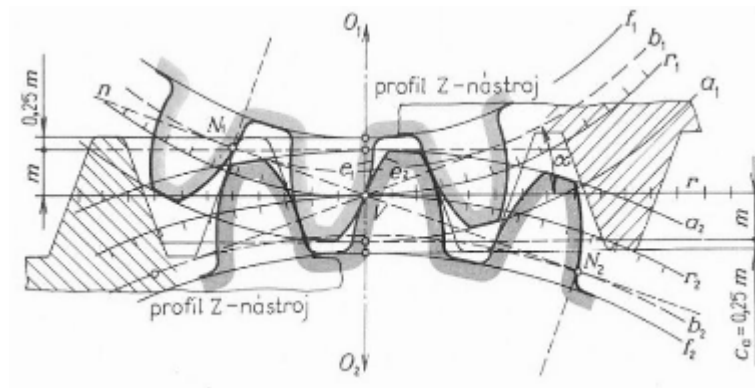
„Čára záběru evolventních zubů je přímka, ztotožňující se s přímkou n v její základní poloze a jdoucí bodem V . Úhle záběru je stálý. Délkové rozměry jsou vždy určitým násobkem modulu.“ (Kříž, 1978)

Použití ozubení N je omezeno [2]:

- minimálním počtem zubů, při kterém nenastane zeslabení paty zubů podříznutím nástroje,
- menší únosností zubů pastorku v ohybu, jejichž průřez se zmenšuje s klesajícím počtem zubů,

- velkými tlaky mezi zuby a velkými skluzy na patě zubů pastorku, způsobenými relativně malými poloměry křivosti pracovní části evolventy.

Soukolí N vzniknou sdružováním kol N ve spoluzabírající pár se společným základním profilem, tj. obě kola mají ozubení téhož modulu a úhlu záběru. Roztečné kružnice jsou shodné s valivými. Roztečná přímka r základního hřebenu (nástroje) se dotýká roztečné kružnice kola r_1 , popř. r_2 v bodě V (obr. 13). [2]



Obr. 13. Soukolí N [2]

2.3.4 Korekce profilu zubu

Pomocí korekce lze odstranit nevýhody nekorigovaného soukolí. Existují tři typy korekce profilu zubu [6]:

- změna záběrového úhlu,
- změna výšky zubu,
- posunutí základního profilu.

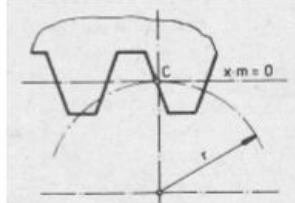
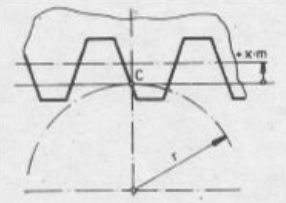
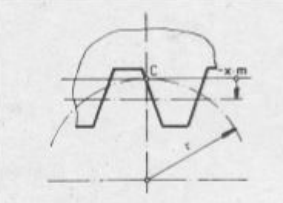
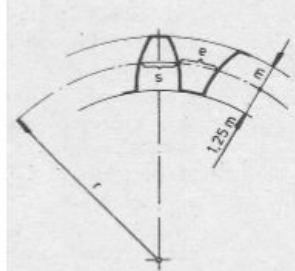
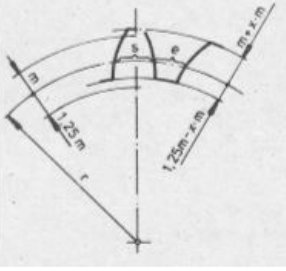
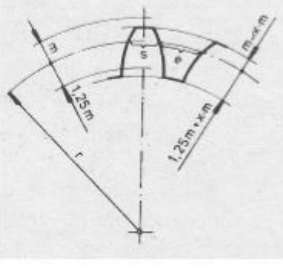
Korekce posunutím základního profilu:

Tento způsob korekce je nejpoužívanější způsob pro evolventní ozubení. Základní profil Z lze posunout buď od středu kola, pak jde o posunutí kladné (+), nebo ke středu kola, což je posunutí záporné (-). Kola s kladným posunutím se nazývají – kola +V, kola se záporným posunutím jsou – kola -V. Kola, u kterých se korekce neprovádí (posunutí je nulové) se nazývají nekorigovaná – kola N. [2, 6]

Posunutím základního profilu Z se mění profil a rozměry ozubeného kola, nemění se však základní kružnice a evolventa. Kladné posunutí zvětšuje tloušťku paty zubu (pro větší namáhání), záporné naopak patu zubu zeslabuje. [2]

Velikost posunutí vyjadřujeme součinem $x \cdot m$, kde x je jednotkové posunutí (pro modul $m = 1$) a m je už zmíněný modul nástroje.

Tab. 2. Korekce ozubení a jejich rozměry [6]

Kolo N	Kolo +V	Kolo -V
		
		
$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2}$ $h_a = m$ $h_f = 1,25 \cdot m$	$s = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $e = \frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $h_a = m + x \cdot m = m \cdot (1 + x)$ $h_f = 1,25 \cdot m - x \cdot m = m \cdot (1,25 - x)$	$s = \frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $e = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $h_a = m - x \cdot m = m \cdot (1 - x)$ $h_f = 1,25 \cdot m + x \cdot m = m \cdot (1,25 + x)$

2.3.5 Druhy soukolí, nejmenší korekce a Merritova korekce

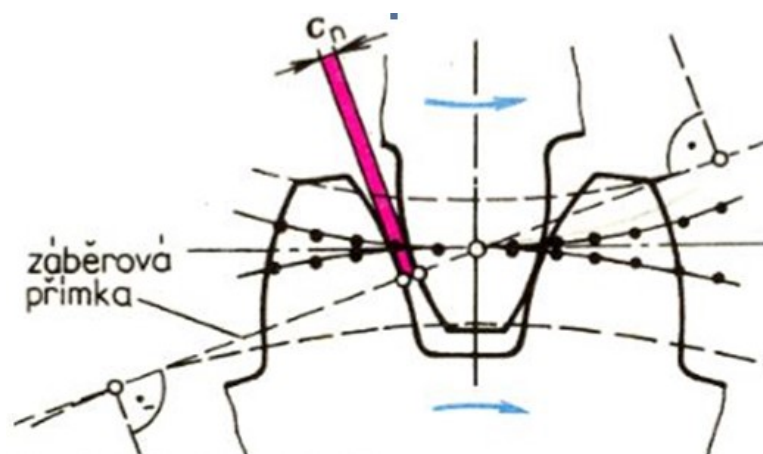
Sdružováním kol N, +V, -V mohou vznikat různá soukolí. Přehled korekce soukolí uvádí tabulka 3. Korekcí se mění tvar zubu, tím lze zabránit podřezání zubu (podřezání zubu snižuje pevnost paty zubu). K podřezání paty zubu dochází, pokud počet zubů klesne pod 14 u čelních ozubených kol. U šikmých ozubených kol se klonem 20° je minimální počet zubů 12. Šneková kola (se záběrovým úhlem 20°) se musí korigovat z důvodu podřezání, pokud klesne počet zubů pod 21. Nejmenší korekce se používá pro malé obvodové rychlosti v a pro malou trvanlivost soukolí. Nejvýhodnější korekce je Merritova. Zvětšuje tloušťky pat obou zubů. Osová vzdálenost se nemění. Dále se korekce používají pro dosažení požadované vzdálenosti os. [2, 6]

Tab. 3. Přehled soukolí podle posunutí profilu [2]

Číslo	Kolo	Označení	Počet zubů		Posunutí		Vzdálenost os	Označení soukolí
			nejmenší korekce	Merrit	nejmenší korekce	Merrit		
1.	malé	N	$z_1 \geq 14$	$z_1 \geq 30$	$xm = 0$	$xm = 0$	$a = m(z_1 + z_2)/2$ (nemění se)	N
	velké	N	$z_2 \geq 14$	$z_2 \geq 30$	$xm = 0$	$xm = 0$		
2.	malé	+V	$z_1 < 14$	$z_1 < 30$	$+x_1m$	$+x_1m$	$a = m(z_1 + z_2)/2$ (nemění se)	VN
	velké	-V	$z_2 \geq 14$	$z_2 \geq 30$	$-x_1m$	$-x_1m$		
			$z_1 + z_2 \geq 28$	$z_1 + z_2 \geq 60$	$x_1 = \frac{14 - z_1}{17}$	$x_1 = 0,4[1 - (z_1/z_2)]$ $x_1 = 0,02 \cdot (30 - z_1)$		
3.	malé	+V	$z_1 < 14$	$z_1 < 30$	$+x_1m$	$+x_1m$	provozní valivá vzdálenost os $a_w = a + ym = a + (x_1 + x_2)m - \Delta ym$	V
	velké	N	$z_2 \geq 14$	$z_2 \geq 30$	$x_2m = 0$	$x_2m = 0$		
		+V	$z_2 < 14$	$z_2 < 30$	$+x_2m$	$+x_2m$		
			$z_1 + z_2 < 28$	$z_1 + z_2 < 60$	$x = \frac{14 - z}{17}$	$x = 0,02 \cdot (30 - z_1)$		

2.3.6 Boční vůle v ozubení

Jde o rozměr, který představuje nejkratší vzdálenost mezi sousedními nezabírajícími boky zubů. Měřená na záběrové přímce. Tato vůle umožňuje tepelné dilatace ozubených kol za provozu a eliminuje výrobní nepřesnosti. Boční vůle se dosáhne při konečném obrábění posunutím nástroje ke kolu, vznikne vlastně kolo -V.



Obr. 14. Boční vůle v ozubení [6]

2.4 Šneková soukolí

Šneková soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi dvěma hřídeli, které jsou vůči sobě mimoběžné. Vazba vzniká v místě nejkratší příčky. Jde v podstatě o zvláštní případ šroubového soukolí válcového. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji 90° . Průměr jednoho kola vzhledem ke druhému kolu je malý, tudíž jeho zuby tvoří celistvé závity, které připomínají jednochodý nebo vícechodý šroub. Malé kolo nese název šnek a spolu zabírající člen se nazývá šnekové kolo. [1, 7]

2.4.1 Výhody a nevýhody šnekových soukolí

Výhody šnekových soukolí:

- jsou vhodné pro větší převodové poměry,
- v záběru je více zubů,
- velmi tichý chod,
- možnost dosažení samosvornosti.

Nevýhody šnekových soukolí:

- velký skluz v ozubení vedoucí k vyšším ztrátám třením,
- nižší účinnost (45 – 90%). Účinnost klesá s rostoucím převodovým poměrem,
- nutnost chlazení,
- výroba ozubení je náročnější a dražší,
- nižší životnost vlivem opotřebení.

2.4.2 Rozdělení a druhy šneků

Rozdělení soukolí dle tvaru těles [7]:

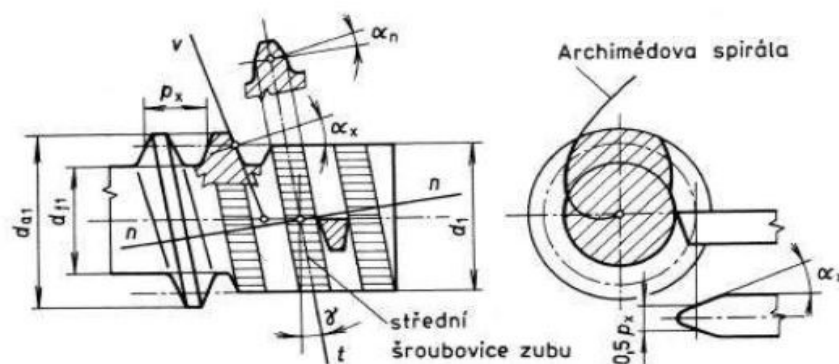
- soukolí válcová – šnek i šnekové kolo mají tvar válců,
- soukolí smíšená – šnek je válcový, kolo globoidní a naopak,
- soukolí globoidní – šnek i šnekové kolo mají tvar globoidu.

Šnek	Válcový	Válcový	Globoidní
Kolo	Globoidní	Válcový	Globoidní
Schéma			
Poznámka	Nejčastější provedení	Dotyk bodový – pro zcela malé výkony	Nejlépeš, ale drahé

Obr. 15. Druhy šnekových soukolí [2]

Rozdělení šneků:

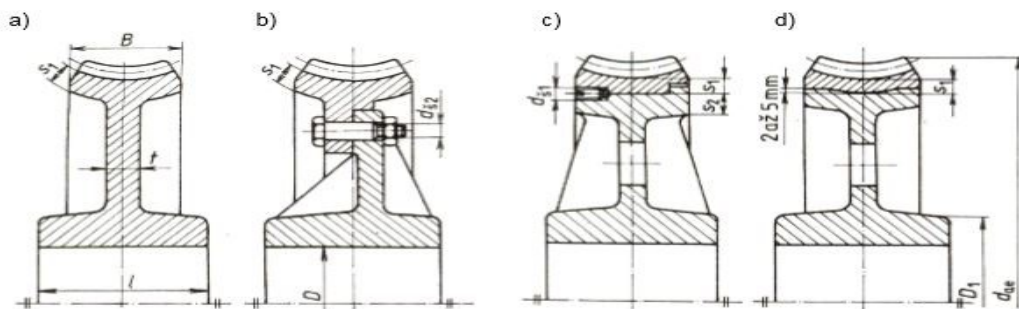
- **šneky spirální (Archimedovy)** – křivka profilu zubu v čelní rovině je Archimédova spirála. V případech, kdy se boky zubů tepelně neupravují, je úhel stoupání u tohoto typu šneků $\gamma \leq 10^\circ$. Vyrábí se jako jednoduchý. Zuby se řezou na soustruhu, břit nože má tvar zubní mezery. [2, 6]



Obr. 16. Šnek spirální [2]

- **šneky obecné** – tento typ se používá pro šneky s větším úhlem stoupání a pro šneky s tepelně upravenými boky zubů, které vyžadují broušení. Vyrábí se na soustruhu, břit nože má tvar mezery základního profilu, nebo frézováním malou kotoučovou frézou o poměrně malém průměru. Nejčastější druh šneku. [2, 6]

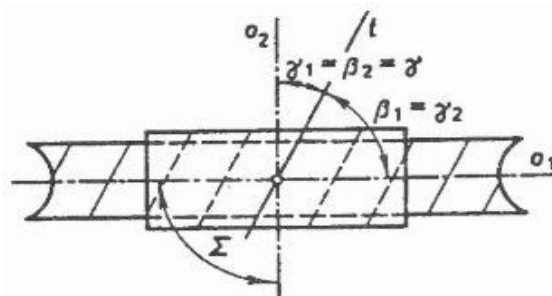
Šneková kola mají větší průměr než šnek. Pokud je materiálem šnekového kola šedá litina, provádí se jako odlitek z jednoho kusu (obr. 19a). Podobně jako velká čelní kola se skládají z náboje, disku a věnce. Podobné tvary mají šneková kola ocelová. Šneková kola bronzová, se z ekonomických důvodů vyrábějí dělená (obr. 19b, c, d). Věnc je vyroben z bronzu, disk a náboj z oceli (šedé litiny nebo oceli na odlitky). Spojení těchto dvou částí se provádí pomocí šroubů (obr. 19b), nalisováním (obr. 19c) nebo odstředivým litím (obr. 19d). [6]



Obr. 19. Konstrukce šnekových kol [7]

2.4.4 Soukolí šneková s válcovým šnekem

„Jde o nejčastější typ šnekových převodů silových. Dotyk v ozubení je teoreticky křivkový; dosahuje se ho tím, že ozubení šnekového kola se vyrábí odvalovacím způsobem šroubovou frézou, která je tvarovou kopií šneku (fréza má kromě břitů navíc hlavovou nastavbu pro vytvoření radiální vůle). Ozubení šnekového soukolí je determinováno ozubením šneku, které je geometricky určeno především boční plochou jeho zubů.“ (Kříž, 1978)



Obr. 20. Úhly stoupání a úhly sklonu [7]

Na rozdíl od soukolí šroubového válcového s úhly β_a a β_2 se u šnekových soukolí s úhlem $\Sigma = 90^\circ$ zavádí jediný úhel γ , který odpovídá [6]:

- u šneku úhlu stoupání, tj. $\gamma = \gamma_1$, (24)

- u šnekového kola úhlu stoupání, tj. $\gamma = \beta_2$. (25)

Toto zjednodušení vyplývá z doplňkovosti úhlů sklonu a úhlů stoupání:

$$\gamma_1 + \beta_1 = 90^\circ = \gamma_2 + \beta_2, \quad (26)$$

a z platnosti vztahu (obr. 20):

$$\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ. \quad (27)$$

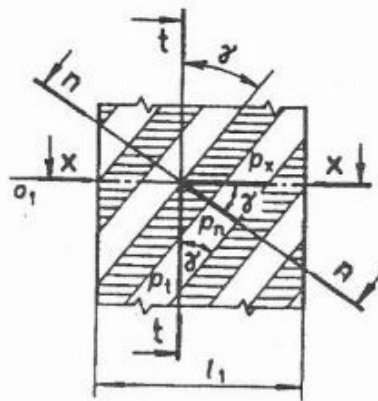
[6]

2.4.5 Geometrické charakteristiky šneku

Geometricky je šnek určen počtem zubů (chodů) z_1 , průměrem roztečného válce d_1 , délkou roztečného válce l_1 , druhem ozubení, parametry základního profilu m, α, h_a, c, r_f ; běžné hodnoty jsou: $\alpha = 20^\circ$ (též 15°), $h_a = 1, c = 0,25$ (též $0,2$ a $0,3$), $r_f = 0,38$; moduly m (podle normalizované řady). Ozubení šneku se dělá zásadně bez posunutí (bez korekce), tj. $x_1 = 0$. Plášť roztečného válce protíná boční plochy zubů ve šroubovicích o úhlu stoupání γ ; podle směru stoupání šroubovic jsou šneky pravé a levé. Na šneku je třeba sledovat tři rovinné řezy [6]:

- osový (index x),
- normální (index n), který může být veden kolmo na:
 - střední šroubovici zubu,
 - střední šroubovici mezery,
- čelní, popř. příčný (index t).

Střední šroubovici zubu, popř. mezery, se rozumí šroubovice na roztečném válci o úhlu stoupání γ , která pólí tloušťku zubu, popř. šířku zubové mezery (obr. 121).



Obrázek 21. Rozvinutý plášť roztečného válce šneku [7]

Tyto tři řezy vedou ke třem roztečím p_x, p_n, p_t , ke třem modulům m_x, m_n, m_t a třem úhlům profilu $\alpha_x, \alpha_n, \alpha_t$. Vztahy mezi roztečemi plynou z rozvinutého pláště roztečného válce (obr. 21) [6]:

$$p_n = p_x \cdot \cos\gamma; p_t = \frac{p_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{p_n}{\sin \gamma} \text{ [mm]}. \quad (28)$$

Tyto odvozené vztahy platí i pro moduly a úhly profilu [6]:

$$m_n = m_x \cdot \cos\gamma; m_t = \frac{m_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{m_n}{\sin \gamma} \text{ [mm]}, \quad (29)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos\gamma; \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma} \text{ [°]}. \quad (30)$$

Základní geometrické prvky šneků jsou uvedeny níže (obr. 22). Pro průměr roztečného válce platí [6]:

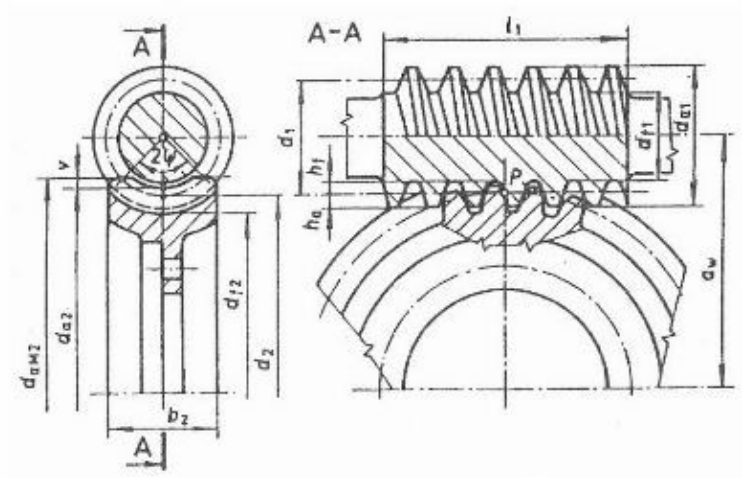
- ozubení spirální:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma} \text{ [mm]}, \quad (31)$$

- ozubení obecné:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\sin \gamma} \text{ [mm]}. \quad (32)$$

2.4.6 Geometrické charakteristiky šnekového kola



Obr. 22. Základní geometrické prvky šneku a kola [6]

Šnekové kolo je geometricky určeno: počtem zubů z_2 , součinitelem posunutí $x_2 = x$, druhem ozubení a geometrickými prvky spoluzabírajícího šneku, šířkou věnce b_2 a hlavovým převýšením $v = v^* \cdot m$. [6]

Poměrné hlavové převýšení v^* lze volit dle tabulky (tab. 4). Při malém z_2 může hodnota $v^* = 1$ vést ke špičatým zubům. [6]

Tab. 4. Poměrné hlavové převýšení v^* [6]

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

Určující veličiny vystupují ve středním příčném řezu A – A v tzv. hlavním řezu (obr. 22).

Pro průměr roztečné kružnice platí [6]:

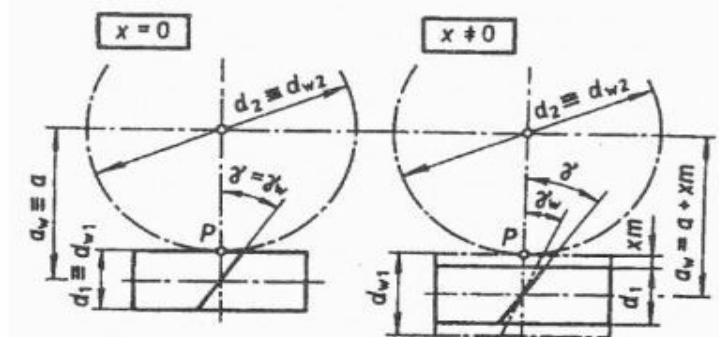
- ozubení spirální:

$$d_2 = m_x \cdot z_2 \text{ [mm]}, \quad (33)$$

- ozubení obecné:

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \gamma} \text{ [mm]}. \quad (34)$$

Ozubení šnekového kola se vyrábí šroubovou frézou, která je tvarovou kopií šneku. Vzájemná poloha těchto členů při výrobě kola bez posunutí a kola s posunutím je uvedena na obrázku (obr. 23).



Obr. 23. Vzájemná poloha frézy a šnekového kola bez posunutí a s posunutím [7]

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). U zubů šnekového kola mohou vzniknout:

- nebezpečí podřezání paty zubu,
- nebezpečí špičatosti zubu.

Nebezpečí podřezání se sleduje v řezu A – A (obr. 22), který u šnekového soukolí s ozubením spirálním připomíná záběr rovinného evolventního kola s hřebenem. Z obrázku (obr. 24), který zachycuje teoretický mezní stav této dvojice s nulovým posunutím ($x=0$), plyne pro kolo bez podřezání podmínka:

$$q_N = \frac{m_x \cdot z_2}{2} \cdot \sin^2 \alpha_x \geq h_a^* \cdot m_x \text{ [mm]}, \quad (35)$$

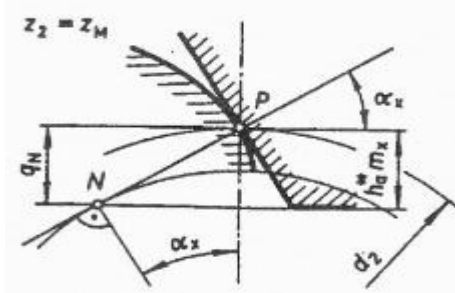
Kterou lze upravit na tvar:

$$z_2 \geq z_M = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha_x} [1], \quad (36)$$

kde q_N je vzdálenost interferenčního bodu N od úrovně pólu P . [6]

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

$z_M = 17$ pro $\alpha_x = 20^\circ$ a $z_M = 30$ pro $\alpha_x = 15^\circ$.



Obr. 24. Teoretický mezní stav [7]

Protože záběr v oblasti počátku evolventy není vhodný (velké tlaky a měrné skluz), zavádí se tzv. praktický mezní stav. Hlavová přímka hřebene je vysunuta nad úroveň bodu N o $\kappa \cdot m_x$, kde $\kappa = 0,3$ pro $\alpha_x = 20^\circ$ a $\kappa = 0,2$ pro $\alpha_x = 15^\circ$. [6]

Praktický mezní počet zubů:

$$z'_M = \left(1 + \frac{\kappa}{h_a^*}\right) \cdot z_M \quad [1], \quad (37)$$

pro $h_a^* = 1$ a pro uvedené hodnoty κ :

$$z'_M = 22 \text{ pro } \alpha_x = 20^\circ$$

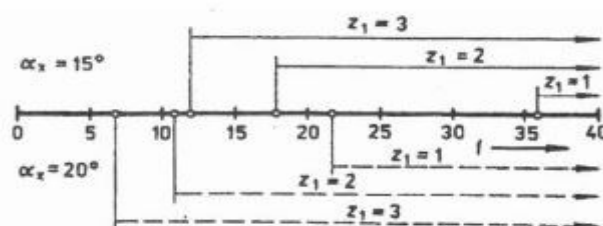
$$z'_M = 36 \text{ pro } \alpha_x = 15^\circ$$

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

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z'_M - z_2}{z_M} \quad [\text{mm}]. \quad (38)$$

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

Diagram uvedený níže (obr. 25) 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. 25. Diagram převodových poměrů. [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]

2.4.7 Geometrické charakteristiky šnekového soukolí

Poněvadž se za provozu ukládá šnek vůči kolu do téže polohy, kterou při výrobě zaujímal fréza (totožnost os), lze obrázek (obr. 23) považovat za schéma šnekového soukolí bez posunutí a s posunutím. Pro osovou vzdálenost šnekového soukolí platí obecný vztah:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) + x \cdot m = a + x \cdot m \text{ [mm]}, \quad (39)$$

pro soukolí bez posunutí zřejmě platí $a_w = a$, kde a je tzv. roztečná osová vzdálenost. Obecný vztah lze upravit:

- pro ozubení spirální:

$$a_w = \frac{m_x}{2} \cdot (q + z_2 + 2x) = \frac{m_x}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\operatorname{tg}\gamma} + z_2 + 2x \right) \text{ [mm]}, \quad (40)$$

- pro ozubení obecné:

$$a_w = \frac{m_n}{2} \cdot \left(q + \frac{z_2}{\operatorname{cos}\gamma} + 2x \right) = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\operatorname{sin}\gamma} + \frac{z_2}{\operatorname{cos}\gamma} + 2x \right) \text{ [mm]}. \quad (41)$$

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:

$$d_{w1} = d_1 + 2x \cdot m \text{ [mm]}. \quad (42)$$

Hlavním důvodem k posunutí výrobního nástroje bývá potřeba dosáhnout dané osové vzdálenosti $\overline{a_w}$; potřebné posunutí:

- pro ozubení spirální:

$$x = \frac{\overline{a_w}}{m_x} - \frac{q + z_2}{2} = \frac{\overline{a_w}}{m_x} - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\operatorname{tg}\gamma} + z_2 \right) \text{ [mm]}, \quad (43)$$

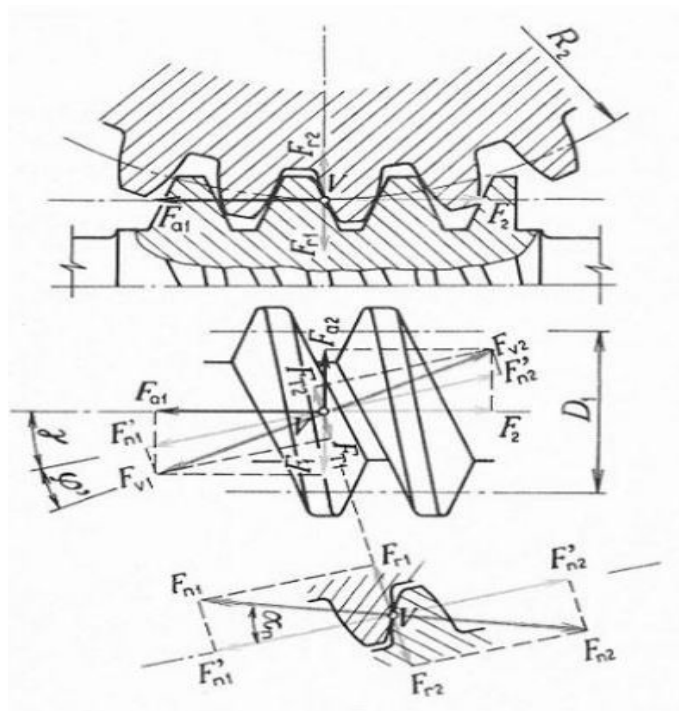
- pro ozubení obecné:

$$x = \frac{\overline{a_w}}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{\operatorname{cos}\gamma} = \frac{\overline{a_w}}{m_n} - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\operatorname{sin}\gamma} + \frac{z_2}{\operatorname{cos}\gamma} \right) \text{ [mm]}. \quad (44)$$

Méně časté je posunutí k odstranění podříznutí paty zubu nebo ke zlepšení ohybové pevnosti zubu. [3]

2.4.8 Silové a převodové poměry

Všechny vzájemné silové účinky mezi šnekem a šnekovým kolem jsou soustředěny ve valivém bodě V . Zuby šneku působí na zuby šnekového kola kolmým tlakem $F_{n1} = |F_{n2}|$. Tento kolmý tlak můžeme rozložit na složky F_{r1} a F'_{n1} . Složka F'_{n1} se skládá s třecí silou $F_{T1} = F_{n1} \cdot f$ ve výslednici F_{v1} , která je zároveň výslednicí složek F_{a1} a F_1 . [2]



Obr. 26. Silové poměry na šnekovém soukolí [2]

Obvodová síla šneku je totožná s axiální silou kola F_{o1} ,

$$F_{o1} = |F_{a2}| = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} \cdot \eta_{11} \text{ [N]}, \quad (45)$$

kde

$$M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \text{ [Nm]}, \quad (46)$$

Obvodová síla kola je totožná s axiální silou šneku F_{o2} ,

$$F_{o2} = |F_{a1}| = \frac{F_{o1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \text{ [N]}, \quad (47)$$

kde

$$\operatorname{tg}\varphi' = \frac{f}{\cos\alpha_n} \text{ [1]}. \quad (48)$$

Radiální síla kola je totožná s radiální silou šneku F_{r2} ,

$$F_{r2} = |F_{r1}| = F_{o2} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_n \cdot \cos\varphi'}{\cos(\gamma + \varphi')} = F_{o1} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_n \cdot \cos\varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')} \text{ [N]}. \quad (49)$$

Výsledná radiální síla šneku F_{v1} , která zatěžuje ložiska:

$$F_{v1} = \sqrt{F_{o1}^2 + F_{r1}^2} \text{ [N]}, \quad (50)$$

výsledná radiální síla kola F_{v2} , která zatěžuje ložiska:

$$F_{v2} = \sqrt{F_{o2}^2 + F_{r2}^2} \text{ [N]}. \quad (51)$$

Převodový poměr i :

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \operatorname{cotg}\gamma = \frac{M_{k2}}{M_{k1} \cdot \eta_{1,2}} \text{ [1]}. \quad (52)$$

Účinnost η (hnacím členem je šnek):

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{11} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_b \cdot \eta_z \text{ [1]}. \quad (53)$$

kde η_{11} a η_{12} představují účinnost ložisek šneku, popř. kola,

η_b je účinnost brodění a těsnění, závisí hlavně na způsobu těsnění a mazání, dále na viskozitě leje, obvodové rychlosti, tvaru a rozměru olejové nádrže a rotujících součástí,

η_z je účinnost ozubení, závisí na kluzné rychlosti v_k , úhlu stoupání γ a součiniteli tření f .

[3]

2.4.9 Materiál šnekového soukolí

Při volbě materiálu šnekového soukolí se přihlíží k činitelům, které mají vliv na pracovní podmínky ozubení, jako jsou přenášený výkon, počet otáček, převodové číslo a kluzná rychlost. Na výběr má však také vliv počet vyráběných kusů, teplota prostředí, druh zatížení, druh hnacího a hnaného zařízení a účinnost ozubení, které také ovlivňují volbu vhodné dvojice materiálů šneků a kola. Jedním z nejdůležitějších požadavků pro volbu materiálu šnekového soukolí je jejich hospodářská dostupnost. [2]

Šneky a šnekové hřídele jsou vyrobeny většinou z válcovaných ocelových tyčí (u větších rozměrů výjimečně z výkovků), pro podřadné účely z 11 600, 11 700 bez tepelného zpracování, u soukolí, která jsou více namáhána jsou šneky vyrobeny ze zušlechtěných ocelí 12 050, 12 060, 13 240, 12 020, 14220 nebo 16 220. [2]

Kola, která jsou méně zatížená se odlévají z šedé litiny 42 2425. Více zatížená kola se vyrábějí z tvářené uhlíkové oceli 11 600 a pro nejvyšší zatížení a vysoké rychlosti se kola vyrábějí složená. Ozubený bronzový věnec (42 3048, 42 3123, 42 3145, 42 3184) se lisuje, šroubuje nebo odstředivě přilije na náboj (růžici) z litiny nebo z oceli na odlitky. [2]

2.5 Zkoušení a údržba ozubených kol

2.5.1 Poškození zubů a jak mu zabránit

Pro správnou konstrukci, výpočet ozubeného převodu a volbu materiálu musíme znát příčiny, při kterých dochází k poškození zubů. Rozeznáváme tři druhy poškození [2]:

- lom zubů silovým namáháním,
- porušení boků zubů opotřebením,
- zadírání a otěr zubů.

Lom zubů silovým namáháním:

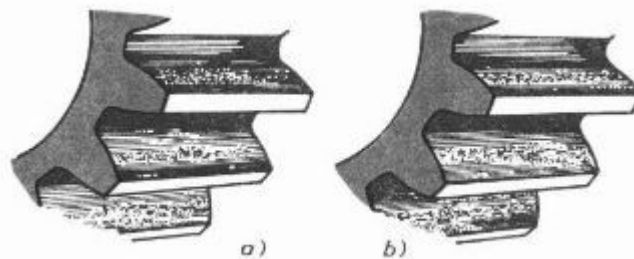
- **silový lom v patě zubu** – je způsobený rázy v převodu (vylomením zubu). Zabránit tomuto problému lze tak, že převod ochráníme proti přetížení. [2]
- **únavový lom v patě zubu** – tento lom vzniká opakovaným přetížením nad mez únavové, popř. časové pevnosti. Významnou roli zde hraje nevhodný materiál, tepelné zpracování nebo způsob výroby, ale hlavně vrubový účinek v patě zubu (malé zaoblení, rýhy, trhlinky nebo jamky v patě zubu). Zabránit tomu lze zušlechtěním nebo kalením, zvětšením modulu nebo úhlu záběru, posunutím profilu, zpev-

něním přechodu paty zubu kuličkováním, odstraněním vrubů, větším sražením zubů z čelních stran. [2]

- **lom špičky zubu** – je způsobený nerovnoměrným rozdělením zatížení podél šířky zubu, např. chyba os, chyba směru zubů nebo silnější pružné přetvoření (průhyb nebo zkroucení) hřídele pastorku. Chyby lze odstranit v samotném procesu výroby kol. [2]
- **odprýskávání vrstviček** – vzniká na hlavě zubu u kalených ozubených kol (zejména u přesuvných kol) při rázovém zatížení. Tomuto problému se lze vyvarovat použitím houževnatějších (legovaných) materiálů nebo omezit rázové síly. [2]

Porušení boků zubů opotřebením

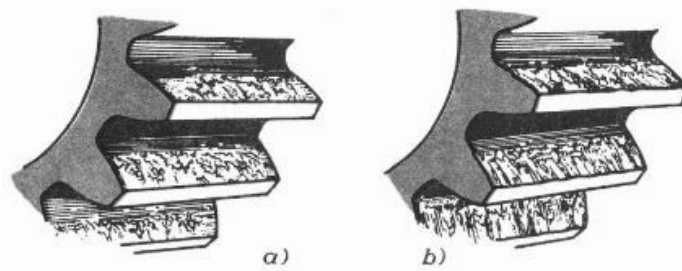
Po záběhu zubů má být povrch jejich boků polomatný bez rýh a jamek. Při překročení Hertzova tlaku se začnou v okolí roztečného válce vydrolovat drobné částičky což je důsledek vytvoření jamek, tzv. pitting (obr. 27). Pitting je nepřijatelný tehdy jestliže se počet jamek zvětšuje nebo se zvětšují samotné jamky. Zabránit lze zlepšením jakosti povrchu boku zubů, snížit tření v zubech, zvýšit mazací tlak nebo použít hustější oleje. Na obrázku lze vidět počáteční (obr. 27a) i pokročilé (obr. 27b) stádium pittingu. [2]



Obr. 27. Tvorba pittingů na bocích zubů [2]

Zadírání a otěr zubů

Tento problém vzniká tehdy, dojde-li k protrhnutí olejového filmu, takže nastane kovový styk boků zubů. Protrhnutí filmu může dojít díky kombinaci nepříznivého zatížení, kluzné rychlosti, tření boků, kvalitě povrchu a teplotě oleje. Boky se tudíž začnou velmi zahřívat a zdršňovat, výstupky se svaří a opět odtrhnou. Zadírání se nazývá galling (obr. 28). Zabránit tomu lze použitím vhodných olejů. Otěr se projevuje odřením boků zubů. Na obrázku opět lze vidět počáteční (obr. 28a) a pokročilý (obr. 28b) stav otěru. [2]



Obr. 28. Zadírání boků zubů [2]

2.5.2 Způsoby zvyšování únosnosti ozubených kol

Únosnost ozubených kol lze zvýšit těmito způsoby [2]:

- **kalením** – dojde ke zvýšení valivé pevnosti boků zubů třikrát až desetkrát,
- **měkkým nitridováním** – můžeme značně zvýšit valivou pevnost nekalených ocelových kol. Nitridační vrstva je poměrně tenká. Teplota lázně bývá asi 550 °C,
- **kuličkováním** – můžeme přechod paty zubu upravit tak aby se podstatně zvýšila únosnost zubu v ohybu, zvláště u kol zušlechtěných nebo kalených,
- **únosnější tvary zubů:**
 - evolventní ozubení s větším úhlem záběru (lze dosáhnout jeho zvětšením u výrobního nástroje nebo levněji posunutím profilu),
 - zvýšené evolventní ozubení ($h > 2,25 m$) se stupněm záběru $\varepsilon > 2$,
 - konkávní ozubení ve dvojici konkávních proti konvexním bokům – ozubení Novikovo,
- **Přínosnější rozložení zatížení podle šířky zubů:**
 - osově samostavitelný pastorek nebo kolo podle síly v ozubení,
 - přizpůsobení sklonu zubu zkroucení a průhybu pastorku při zatížení,
 - odlehčení konců zubů bočním zakřivením boků zubů nebo stranovým sražením zubů,
 - dokonalý záběh boků zubů s aktivním olejem nebo zlepšení záběhu fosfátováním boků zubů.

2.5.3 Hlučnost ozubených kol a její snižování

Hlučnost ozubených kol souvisí s jejich jakostí. Protože podle jakosti se odchyľují jednotlivé rozměry (rozteč, tvar a sklon zubů atd.), víc nebo méně od teoretických hodnot. Zuby přicházející do záběru se zatížením deformují, což se projevuje podobně jako chyba rozte-

če. Z toho pak plyne nerovnoměrný přenos pohybu. Z toho vyplývající úhlová zrychlení nebo zpoždění vyvolávají přídavné dynamické síly v ozubení a kolísání krouticího momentu. Tyto síly a kolísání způsobují kmitání součástí převodů a jsou jednou z příčin hlučnosti ozubení. Kmity také vyvolávají třecí síly v bocích zabírajících zubů. Hluk mohou vyvolávat také ložiska. [2]

Hlučnost lze snížit těmito způsoby [2]:

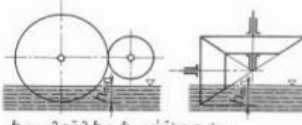
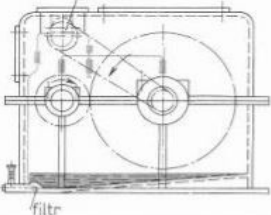
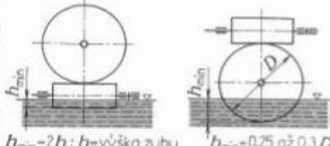
- bočním zakřivením zubů, aby se zmírnil záběrový ráz,
- volbou počtu zubů v prvočíslech, aby se vyloučilo periodické sčítání určitých chyb ozubení,
- užitím kol s velkým počtem zubů a malým modulem,
- užitím šikmých a zakřivených zubů, tím pádem bude zatížení a odlehčení zubů nastávat postupně,
- užitím materiálu s tlumícími schopnostmi, např. plasty,
- vyztužením převodových skříní výztuhami, žebry atd.,
- tuhými hřídelemi,
- dosažením minimální vůle v ložiskách.

2.5.4 Mazání ozubených převodů

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 olejoznaku. Způsob mazání je dán druhem převodu (tab. 5). Teplota oleje ve skříní nesmí přesáhnout tyto teploty [2]:

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

Tab. 5. Způsoby mazání ozubených převodů [2]

Druh převodu	Způsob mazání a mazivo	Schéma – poznámka
Nekrytá čelní a kuželová soukolí s hrubými nebo neobrobenými zuby – občasný chod – rychlost do $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	<i>Ruční mazání</i> Mazací tuky a oleje s velkou viskozitou, např. pro měkká kola: olej tmavý OD-16, olej trvanlivý OT-K 12, olej automobilový OA-P 19, pro kalená kola: olej trvanlivý OT-K 28	Nanáší se štětcem. Před nanášením je olej nutno ohřát nad 60°C nebo rozředit prchavým rozpouštědlem
Nekrytá nebo částečně krytá soukolí s rychlostí do $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	<i>Olejevá lázeň</i> Husté minerální oleje, např. pro měkká kola: olej tmavý OD-8, olej trvanlivý OT-K 8, olej automobilový OA-PP 7, pro kalená kola: olej tmavý OD-16, olej trvanlivý OT-K 8, K 12, olej automobilový OA-P 19	Věнец většího kola brodí v oleji  $h_{\text{min}} = 2 \text{ až } 3h$; h = výška zubu
Rychloběžná soukolí pro velké výkony	<i>Oběhové mazání</i> Kvalitní minerální olej, dopravovaný čerpadlem, se přivádí do místa záběru kol. Mazivo: olej válcový OV-B 28, B 31	Olej odvádí teplo a ochlazuje se ve vodním chladiči  čerpačlo filtr
Šroubová a šneková soukolí. Poznámka: Je-li šnek nad kolem, je jeho mazání nedokonalé. Je-li šnek pod kolem, je mazání dobré, ale olej se více zahřívá	<i>Olejevá lázeň</i> Hustý minerální olej, např. olej trvanlivý OT-K 12, olej automobilový OA-PP 13, PP 44, PH 12	U šneku pod kolem je nutno hřídel šneku utěsnit  $h_{\text{min}} = 2h$; h = výška zubu $h_{\text{min}} = 0,25 \text{ až } 0,3 D$

2.5.5 Montáž, demontáž a obsluha ozubených kol

Montáž ozubených převodů se provádí následovně [2]:

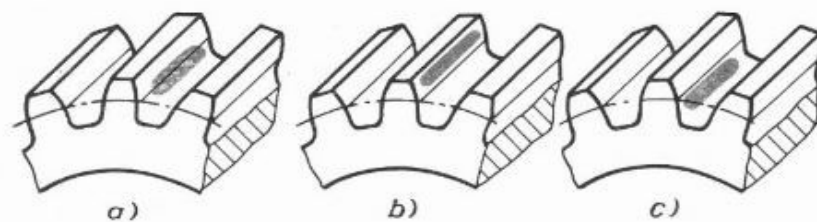
- nasazení a připevnění ozubeného kola na hřídel,
- namontování ložisek na hřídel a montáž hřídelů s ozubeným kolem do skříně, nebo nalisování hřídelů s ozubeným kolem do ložisek usazených v tělesech skříní,
- seřízení záběru ozubených kol a kontrola seřízení.

Upevnění ozubeného kola na hřídel lze provést [2]:

- připojením šrouby k unášecí přírubě,
- perem, klínem,
- příčným nebo spárovým kolíkem,

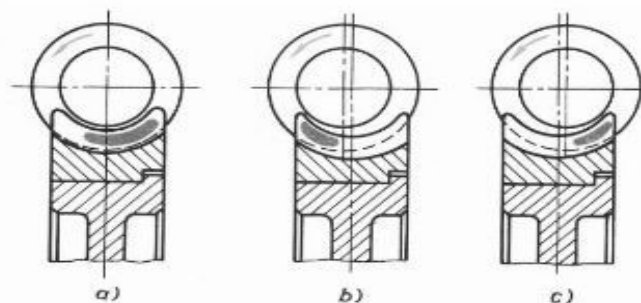
- nalisováním,
- otočně pouzdem na hřídeli,
- posuvně na drážkovém hřídeli.

Nasazení kol se provádí pomocí lisu, v přípravku nebo pomocí vodícího trnu. Demontáž se provádí také lisem nebo stahováký. Jakost záběru ozubených kol se zjišťuje nanesením barvy na zuby jednoho kola a protočením soukolí. Na obrázku (obr. 29) lze vidět případ, kdy se jedná o dobrý záběr (obr. 29a), vzdálenost os hřídelů je velká (obr. 29b) a vzdálenost os hřídelů je malá (obr. 29c).



Obr. 29. Kontrola záběru čelních ozubených kol varvou [2]

Jestliže se jedná o montáž šnekového převodu, je třeba dodržet velikost úhlu os a vzdálenost os. Záběr šnekového soukolí se kontroluje též barvou (obr. 30). Celý smontovaný převod se musí snadno otáčet. V každé poloze kola musí být rozběhový krouticí moment stejný. Jestli je v záběru šnekového převodu vůle, způsobí tzv. mrtvý chod. Je to největší úhel pootočení šneku, při kterém ještě nedojde k pootočení šnekového kola. Zjištění se provádí pomocí úhlooměru s číselníkovým úchylkoměrem. Na obrázku lze opět vidět správný záběr (obr. 30a) a také záběr nesprávný (obr. 30b, obr. 30c), kde šnek je mimo osu šnekového kola. [2]



Obr. 30. Kontrola záběru šnekových převodů barvou [2]

2.5.6 Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí

Jestliže je už převodovka úplně smontovaná, naplní se určitým množstvím oleje. Převodovka musí být odvzdušněna, aby docházelo k vyrovnání tlaku vlivem zahřívání. Odvzdušňovací systém se musí zkontrolovat, zda čistič, plstěné vložky atd. nekladou příliš velký odpor průchodu vzduchu. U otevřených převodovek musí být ozubená kola z bezpečnostních důvodů opatřena ochrannými kryty. Každý prototyp převodu se musí podrobit zkoušce při plném zatížení a za provozních podmínek. Převodovky vyráběné sériově se funkčně zkoušejí a zabíhají. Zkoušky při plném zatížení i funkční zkoušky se provádějí podle platných přejímacích podmínek. Výsledky zkoušek jsou následně uvedeny do protokolu. [2]

3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Hřídelové spojky slouží k přenosu točivého pohybu a točivého momentu z hnacího stroje na hnaný. Hřídele mohou být jak souosé tak i různoběžné, protínající se pod ostrým úhlem. Dále slouží k ochraně celého soustrojí před přetížením, popř. i k tlumení torzních kmitů. Někdy se spojky používají k usnadnění montáže nebo z výrobních důvodů. Spojka se skládá ze třech členů: hnacího, hnaného a spojujícího. Hnací a hnaný člen je uložen na příslušném hnacím nebo hnaném hřídeli. Spojující člen tvoří souhrn součástí nebo hmot, které spojují hnací člen s hnaným využíváním vhodných fyzikálních zákonitostí. Spojky se vyrábějí z šedé litiny, oceli na odlitky a oceli. U pružných spojek bývají spojující segmenty z pryže a plastů, u třecích se kovové plochy obkládají třecím materiálem. Třecí materiály jsou známy pod názvy ferodo, Rubocol, porofrikt, diafrikt. [1, 8]

Při konstrukčním návrhu je důležité:

- spojky umísťovat co nejblíže u ložiska, aby nevznikal ohybový moment na hřídeli od hmotnosti spojky,
- spojky mají být rozebíratelné a pokud možno co nejlehčí,
- spojky rychloběžné musí být celé obrobeny, kromě toho je nutno dbát na možnost umístění vývažků,
- u rotačních tvarů spojky nesmí přecházet výstupky z důvodu bezpečnosti.

3.1 Rozdělení spojek

Spojky lze rozdělovat podle různých hledisek. ČSN 02 6400 uvádí rozdělení podle způsobu přenosu točivého momentu do pěti skupin [1]:

- mechanické neovládané spojky,
- mechanické ovládané spojky,
- hydraulické spojky,
- elektrické spojky,
- magnetické spojky.

Pojistné spojky spadají do skupiny mechanických spojek ovládaných, proto si zde rozebereme, jak se dále člení mechanické ovládané spojky [8]:

- výsuvné
 - řazené mechanicky,
 - řazené hydraulicky,
 - řazené pneumaticky,
 - řazené elektricky,
- pojistné
 - s porušitelnými prvky (se střížnými kolíky, s trhacími tyčinkami),
 - vysmekovací (kuličkové, západkové, válečkové, zubové),
 - prokluzovací (kotoučové, lamelové, kuželové),
- rozběhové
 - s řízeným záběrem,
 - s neřízeným záběrem,
 - s programovatelným záběrem,
- volnoběžné
 - západkové,
 - kuličkové,
 - válečkové,
 - se vzpěrnými tělisky,
 - třecí závitové.

3.2 Pojistné spojky

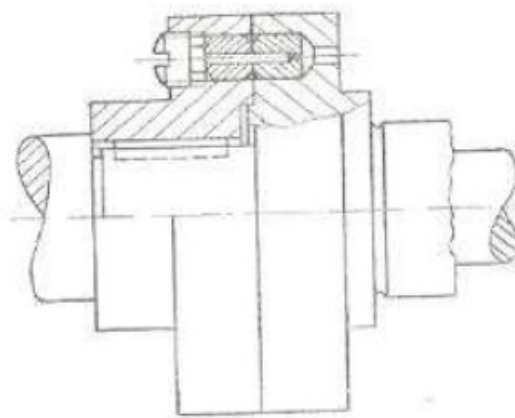
V provozu některých strojů dochází k přetížení, jehož důsledkem může být takové zvýšení napětí v součástech, že se buď trvale deformují, nebo poruší. Nepřípustná jsou i taková zatížená, která vyvodí pružné deformace takové velikosti, že by se tím narušil normální chod stroje.

Aby se zabránilo přetížení, zařazují se do kinematického řetězce stroje automatické pojistné spojky, které nejsou schopny přenést zvýšený točivý moment při přetížení, hnací a hnaná polovina spojky se vzájemně protáčí. Jakmile poklesne točivý moment na dovolenou hodnotu, protáčení automaticky ustane (s výjimkou spojek s rozrušitelnými členy) a stroj pracuje opět normálně. Pojistné spojky se dělí na spojky [6, 9]:

- s rozrušitelnými prvky,
- vysmekovací,
- prokluzovací.

3.2.1 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky

Tyto spojky mají střížné kolíky, které se při přetížení přestřihnou, a tím se přeruší přenášení točivého momentu. Přestřižené kolíky je nutno vyměnit, čímž vznikají ztrátové časy, nehledě k tomu, že musí být ke spojce snadný přístup a v záloze zásoba střížných kolíků. Střížné kolíky jsou nejčastěji ocelové, méně často litinové, měděné, mosazné, nebo také z plastů. Počítají se na stříh. Pojistný točivý moment se volí asi o 20% vyšší, než je běžné maximum točivého momentu. Střížné kolíky jsou většinou axiální, tj. v poloze rovnoběžné s osou hřídele. Výhodou těchto spojek je jednoduchá konstrukce. Změny velikosti přenášeného krouticího momentu se dosáhne volbou různého průměru a počtu kolíků a jejich umístěním. Velikost točivého momentu je také možno regulovat změnou materiálu kolíku. [6, 9]

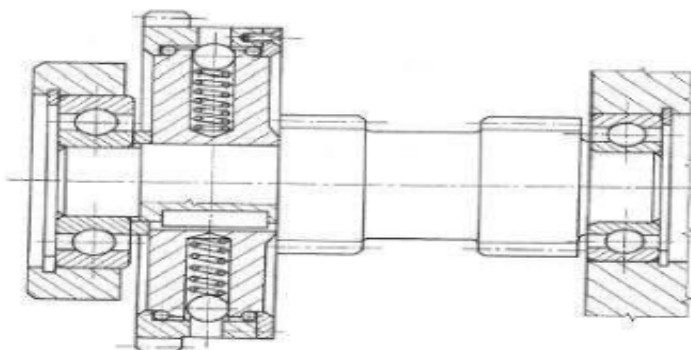


Obr. 31. Pojistná spojka s rozrušitelnými prvky [6]

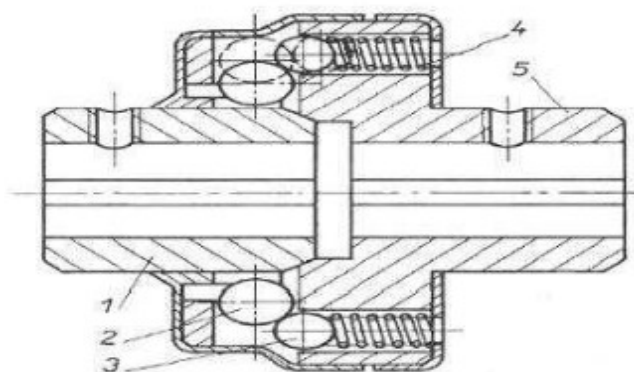
3.2.2 Pojistné spojky vysmekovací

Tyto spojky pracují na principu, že při překročení maximálního točivého momentu se účinkem axiální síly v ozubení nebo kuličkách překoná tlak pružin a hnací a hnaná část spojky proti sobě prokluzují v důsledku vysmeknutí ze záběru spoje. Nejčastěji se používá pojistné zubové spojky. Dále se používají vysmekovací spojky kuličkové v uspořádání radiálním (obr. 32) nebo axiálním (obr. 33). Při přetížení se kuličky vysmeknou ze záběru,

přeskakují přes díry a točivý moment se nepřenáší; spojka hlučí. Tyto spojky přenášejí menší a střední točivé momenty, zejména v obráběcích strojích. [6, 9]



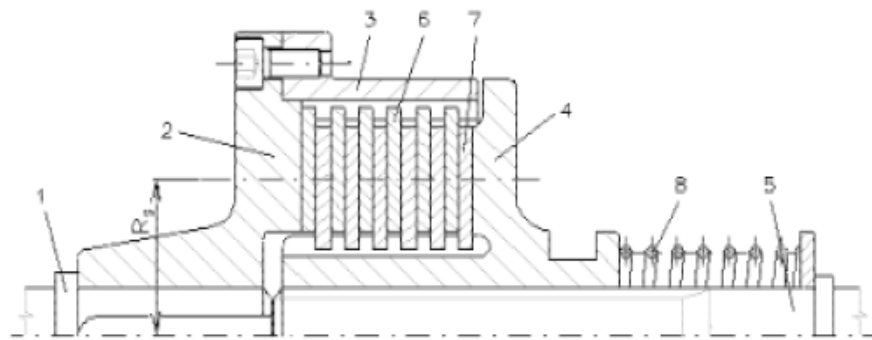
Obr. 32. Kuličková spojka vysmekovací radiální [6]



Obr. 33. Kuličková spojka vysmekovací radiální [6]

3.2.3 Pojistné spojky prokluzovací třecí

Pojistné spojky třecí se zapínají za klidu. Přítlačnou sílu vyvozují zpravidla pružiny, jejichž předpětí je možno regulovat a tak měnit požadovaný točivý moment. Při odbrždění třecích pojistných spojek bylo zjištěno, že při zvětšování brzdící síly stoupá točivý moment lineárně tak dlouho, až začnou třecí plochy prokluzovat. Potom točivý moment prudce klesne na nižší hodnotu. Špička momentu M_{tz} je zaručený točivý moment, nižší hodnota M_{tk} kluzný moment. Zaručený moment je maximální, který možno pojistnou spojkou přenášet při relativním klidu třecích ploch, tedy při větším součiniteli tření. Točivý kluzný moment je takový, který pojistná spojka přenáší při prokluzování třecích ploch, tedy při nižším součiniteli tření. Velikost rozdílu těchto momentů závisí na materiálu a jakosti třecích ploch a dále na tom, zda spojka pracuje za sucha nebo zda je mazána. [6, 9]



Obr. 34. Pojistná spojka prokluzovací [6]

3.3 Upevnění spojek na hřídeli

Pro upevnění spojek na hřídeli se volí tato spojení:

- **spojení perem** – spojení zalisovaným perem je nejběžnější ve všeobecném strojírenství. Vyhovuje pro velký rozsah točivých momentů a tam, kde nejde o příliš velké výkyvy momentů nebo změnu otáčení, spojenou s rázy. Výhodou je snadná výroba drážky bez úkosů. Dlouhé válcové konce hřídelů mají jen jedno pero; krátké konce mají pera dvě, pootočená o 120 nebo 180°. Pera mají toleranci šířky h9, drážka v náboji má toleranci P9. Kotoučová pera (Woodruffova) se používají ve stavbě obráběcích strojů a motorových vozidel. Hluboká drážka však značně zeslabuje hřídel. Tlak mezi perem a nábojem se volí 80 až 120 MPa. [6]
- **Spojení drážkovým hřídelem** – ve stavbě obráběcích strojů a motorových vozidel se používají pro spojení nábojů spojek s hřídelí rovnoboké drážkování podle ČSN 01 4940 až 01 4949 a evolventní drážkování podle ČSN 01 4950 až 01 4955. Jsou normalizovány tři řady: lehké, střední, těžké. Středění je u šestidrážkových vnitřní, u profilů osmidrážkových až desetidrážkových vnitřní nebo na boky drážek a u profilů s ještě větším počtem drážek na boky drážek. U pevného náboje na hřídeli se připouští tlak 40 až 80 MPa. Drážkové hřídele jsou schopny přenášet několikanásobně větší točivý moment než jednoduchá pera. Drážky v nábojích se vyrábějí protahováním. [6]
- **spojení tangenciálními klíny** – spojky, určené pro těžký provoz s měnícím se smyslem otáčení, s rázy a velkými setrvačnými hmotami se vhodně spojují s hřídelí tangenciálními klíny. Zpravidla se používají dvě dvojice klínů s přesazením 120°. Povoleno tak na nosných bocích klínů je 80 až 100 MPa. [6]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

4 CÍL

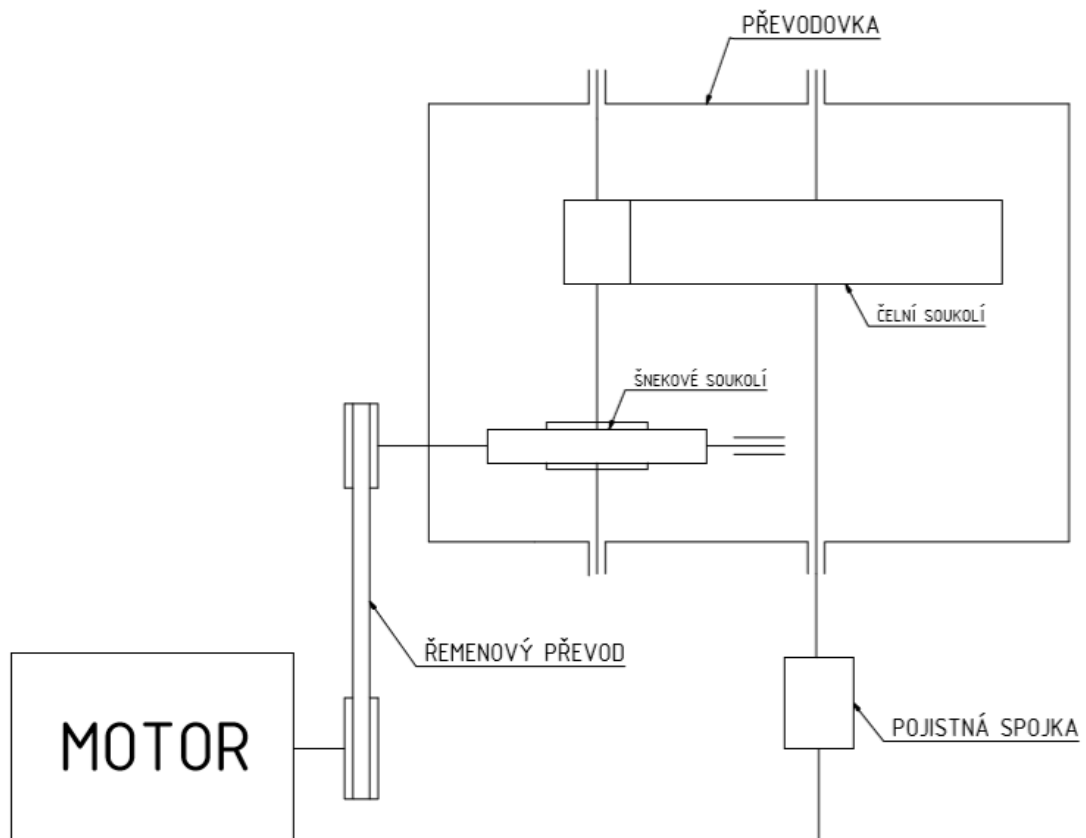
Hlavním záměrem této bakalářské práce je navrhnout pohon výrobního zařízení přes dvou-
stupňovou převodovku a pojistnou spojku. Převodovka se skládá ze šnekového soukolí a
z evolventního soukolí s přímými zuby. Vstupní otáčky do převodovky jsou přivedeny
z motoru pomocí řemenového převodu. Pojistná spojka je střižná kolíková.

Zadané hodnoty:

- Celkový převodový poměr $i_c = 160$
- Výkon $P = 4 \text{ kW}$
- Výstupní otáčky $n_4 = 20 \text{ ot/min}$

Zvolené hodnoty:

- Trvanlivost ložisek $L_h = 50000 \text{ hod.}$
- Účinnost páru ozubení $\eta = 0,9$



Obr. 35. Schéma pohnu výrobního zařízení

5 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

5.1 Volba motoru

→ volím trojfázový, dvoupólový elektromotor typu **PSg 112M – 2**, jehož parametry jsou:

- Jmenovitý výkon $P_N = 5,5 \text{ kW}$
- Jmenovité otáčky $n_N = 2890 \text{ ot/min}$
- Účinnost $\eta_{(PN)} = 0,86$

Skutečný výkon motoru:

$$P_{SK} = P_N \cdot \eta_{(PN)} = 5,5 \cdot 0,86 = 4,73 \text{ kW}$$

Skutečný výkon motoru je vyšší než výkon zadaný $P_{SK} > P \rightarrow$ zvolený motor vyhovuje.

5.2 Stanovení jednotlivých otáček a převodových poměrů

$$i_c = 160 \rightarrow i_{1,2} = 40, i_{3,4} = 4$$

$$n_4 = 20 \text{ ot/min}$$

$$n_{2,3} = n_4 \cdot i_{3,4} = 20 \cdot 4 = 80 \text{ ot/min}$$

$$n_1 = n_{2,3} \cdot i_{1,2} = 80 \cdot 40 = 3200 \text{ ot/min}$$

5.3 Výpočet řemenového převodu

Výpočtový výkon:

$$P_1 = P_{SK} \cdot c_2 = 4,73 \cdot 1,2 = 5,68 \text{ kW}$$

→ volím $c_2 = 1,2$ dle [5].

→ na základě diagramu klínové řemeny [5] volím typ řemene **SPZ**.

Jelikož otáčky vstupující do převodovky jsou vyšší než otáčky motoru, volím řemenový převod dorychla.

Výpočtový průměr velké řemenice:

→ volím $D_p = 100 \text{ mm}$

Převodový poměr řemenového převodu:

$$i_{\ddot{r}} = \frac{n_N}{n_1} = \frac{2890}{3200} = 0,903$$

Výpočtový průměr malé řemenice:

$$d_p = i_r \cdot D_p = 0,903 \cdot 100 = 90,3 \text{ mm}$$

d_p spadá dle [5] do intervalu (63 – 100 mm), tudíž tento průměr vyhovuje.

Obvodová rychlost:

$$v = \frac{D_p \cdot n_N}{19100} = \frac{100 \cdot 2890}{19100} = 15,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Předběžná osová vzdálenost:

$$\begin{aligned} 0,7(D_p + d_p) &\leq A_{př} \leq 2(D_p + d_p) \\ 0,7(100 + 90,3) &\leq A_{př} \leq 2(100 + 90,3) \\ 133,2 &\leq A_{př} \leq 380,6 \end{aligned}$$

Na základě výpočtu volím předběžnou osovou vzdálenost $A_{př} = 250 \text{ mm}$.

Výpočet délky řemene:

$$\begin{aligned} L_p &\approx 2A_{př} + 1,57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4A_{př}} \\ L_p &\approx 2 \cdot 250 + 1,57(100 + 90,3) + \frac{(100 - 90,3)^2}{4 \cdot 250} = 798,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

→ na základě výpočtu volím délku řemene dle [5] **ČSN 02 3114 – 1000 mm**.

Skutečná osová vzdálenost řemenic:

$$\begin{aligned} p &= 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p) = 0,25 \cdot 1000 - 0,393(100 + 90,3) = 175,21 \text{ mm} \\ q &= 0,125(D_p - d_p)^2 = 0,125(100 - 90,3)^2 = 11,76 \text{ mm} \\ A &= p + \sqrt{p^2 - q} = 175,21 + \sqrt{175,21^2 - 11,76} = 350,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Úhel opásání malé řemenice:

$$\beta = 180 - 60 \frac{(D_p - d_p)}{A} = 180 - 60 \frac{(100 - 90,3)}{350,4} = 178,34^\circ$$

→ volím $\beta = 177^\circ$ dle [5].

Počet klínových řemenů:

$$z = \frac{P_1}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{5,68}{4,3 \cdot 0,99 \cdot 0,9} = 1,48$$

→ volím $P_r = 4,3 \text{ kW}$ dle [5], $c_1 = 0,99$ dle [5] a $c_3 = 0,9$ [5]

→ na základě výpočtu volím řemen dle [5] **SPZ – 1013 L_a ČSN 02 3112 – 2 ks.**

Ohybová frekvence:

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 15,13}{1000} = 30,26 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla:

$$F = \frac{102 \cdot P_1 \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 5,68 \cdot 9,81}{15,13} = 375,65 \text{ N}$$

Pracovní předpětí řemene:

$$F_N = 1,7 \cdot F = 1,7 \cdot 375,65 = 638,61 \text{ N}$$

Meze seřízení osové vzdálenosti:

$$\begin{aligned} x &\geq 0,03 \cdot L_p = 0,03 \cdot 1000 = 30 \text{ mm} \\ y &\geq 0,015 \cdot L_p = 0,015 \cdot 1000 = 15 \text{ mm} \end{aligned}$$

6 PŘEVODOVKA



Obr. 36. Sestava převodovky 3D model

6.1 Krouticí momenty a výkony

$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 159,2 \cdot \frac{5680}{53,33} = 16956 \text{ Nmm}$$
$$P_{2,3} = P_1 \cdot \eta_o = 5680 \cdot 0,9 = 5112 \text{ W}$$
$$M_{k2,3} = 159,2 \cdot \frac{P_{2,3}}{n_{2,3}} = 159,2 \cdot \frac{5112}{1,33} = 611903 \text{ Nmm}$$
$$P_4 = P_{2,3} \cdot \eta_o = 5112 \cdot 0,9 = 4601 \text{ W}$$
$$M_{k4} = 159,2 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 159,2 \cdot \frac{4601}{0,32} = 2219634 \text{ Nmm}$$

6.2 Výpočet šnekového soukolí s válcovým šnekem



Obr. 37. Šnekové soukolí 3D model

6.2.1 Výpočet parametrů šnekového soukolí

Volba počtu zubů (chodů) šneku:

→ volím počet chodů šneku $z_1 = 1$.

Počet zubů šnekového kola:

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

Modul:

$$m_{n1,2} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{k1}}{\psi_m \cdot c_1 \cdot z_1}} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{16956}{7 \cdot 3 \cdot 1}} = 8,01 \text{ mm}$$

→ volím $\psi_m = 7$ a $c_1 = 3 \text{ MPa}$

→ na základě výpočtu volím modul dle [5] $m_{n1,2} = 9 \text{ mm}$ ČSN 01 4608.

Úhel záběru:

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

Úhel stoupání šroubovice:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{12,5} = 0,08 \Rightarrow \gamma = 4,6^\circ$$

Normálová rozteč:

$$p_n = \pi \cdot m_{1,2} = \pi \cdot 9 = 28,26 \text{ mm}$$

Osový modul:

$$m_{x1,2} = \frac{m_{n1,2}}{\cos \gamma} = \frac{9}{\cos 4,6^\circ} = 9,03 \text{ mm}$$

Úhel záběru v osovém řezu:

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 4,6^\circ} = 0,3651 \Rightarrow \alpha_x = 20,06 \doteq 20^\circ$$

Osová rozteč:

$$p_x = \pi \cdot m_x = \pi \cdot 9,03 = 28,35 \text{ mm}$$

Stoupání šroubovice:

$$L = z_1 \cdot p_x = 1 \cdot 28,35 = 28,35 \doteq 28 \text{ mm}$$

Minimální délka šneku:

$$l_{min} = 2 \cdot m_x (1 + \sqrt{z_2}) = 2 \cdot 9,03 (1 + \sqrt{40}) = 132,8 \text{ mm}$$

→ z konstrukčních důvodů volím délku šneku **l = 180 mm**.

Průměry roztečných kružnic:

$$D_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{9,03 \cdot 1}{\operatorname{tg} 4,6^\circ} \doteq 112,5 \text{ mm}$$

$$D_2 = m_x \cdot z_2 = 9,03 \cdot 40 \doteq 360 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_{n1,2} = 9 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = m_{n1,2} + c_a = 9 + 1,8 = 10,8 \text{ mm}$$

Hlavová vůle:

$$c_a = 0,2 \cdot m_{n1,2} = 1,8 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 9 + 10,5 = 19,5 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic:

$$D_{a1} = D_1 + 2h_a = 112,5 + 2 \cdot 9 = 130,5 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2h_a = 360 + 2 \cdot 9 = 378 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic:

$$D_{f1} = D_1 - 2h_f = 112,5 - 2 \cdot 10,8 = 90,9 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2h_f = 360 - 2 \cdot 10,8 = 338,4 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a = 0,5(D_1 + D_2) = 0,5(112,5 + 360) = 236,25 \text{ mm}$$

6.2.2 Síly působící v ozubení

Obvodová síla šneku = axiální síla šnekového kola:

$$F_{o1} = F_{a2} = \frac{2M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 16956}{112,5} = 302,17 \text{ N}$$

Obvodová síla šnekového kola = axiální síla šneku:

$$tg\varphi = \frac{f}{\cos\alpha_n} = \frac{0,056}{\cos 20^\circ} = 3,41^\circ$$

$$F_{o2} = F_{a1} = \frac{F_{o1}}{tg(\gamma + \varphi)} = \frac{302,17}{tg(4,6^\circ + 3,41^\circ)} = 2147,33 \text{ N}$$

Radiální síla šneku = radiální síla šnekového kola:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_2 \cdot \frac{tg\alpha_n \cdot \cos\varphi}{\cos(\gamma + \varphi)} = 2147,33 \cdot \frac{tg 20^\circ \cdot \cos 3,41^\circ}{\cos(4,6^\circ + 3,41^\circ)} = 787,87 \text{ N}$$

Výsledné síly:

$$F_{v1} = \sqrt{F_{o1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{302,17^2 + 787,87^2} = 843,83 \text{ N}$$

$$F_{v2} = \sqrt{F_{o2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{2147,33^2 + 787,87^2} = 2287,31 \text{ N}$$

6.2.3 Kontrola šnekového soukolí na ohyb a otláčení

Kontrola na ohyb:

$$\cos\psi = \frac{D_{a1} - 2m_{n1,2}}{D_{a1}} = \frac{130,5 - 2 \cdot 9}{130,50} = 0,862 \Rightarrow \psi = 30,5^\circ$$

$$b_o = \cos\psi \cdot (D_{a1} + 2c_a) = \cos 30,5^\circ (130,5 + 2 \cdot 1,8) = 115,5 \text{ mm}$$

$$F_{Do1} = \frac{m_{n1,2} \cdot b_o \cdot k_{o1} \cdot r_{o1}}{\kappa_o} = \frac{9 \cdot 115,5 \cdot 260 \cdot 0,17}{1} = 45945,9 \text{ N}$$

$$F_{Do2} = \frac{m_{n1,2} \cdot b_o \cdot k_{o2} \cdot r_{o2}}{\kappa_o} = \frac{9 \cdot 115,5 \cdot 60 \cdot 0,37}{1} = 23076,9 \text{ N}$$

Šnek – 12 020.4

→ volím $k_{o1} = 260 \text{ MPa}$, $r_{o1} = 0,17$, $\kappa_o = 1$ dle [5].

Šnekové kolo – Bronz (42 3123)

→ volím $k_{o1} = 60 \text{ MPa}$, $r_{o1} = 0,37$, $\kappa_o = 1$ dle [5].

$$F_{v1} < F_{Do1}$$

$$F_{v2} < F_{Do2}$$

Navržené šnekové soukolí vyhovuje na ohyb.

Kontrola na otláčení:

$$b_d = D_{a1} \cdot \sin\psi = 130,5 \cdot \sin 30,5^\circ = 66,2 \text{ mm}$$

$$F_{Dd1} = \frac{D_1^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{d1} \cdot r_{d1}}{\kappa_d} = \frac{112,5^{0,8} \cdot 66,2 \cdot 30 \cdot 0,17}{1} = 14718,34 \text{ N}$$

$$F_{Dd2} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{d2} \cdot r_{d2}}{\kappa_d} = \frac{360^{0,8} \cdot 66,2 \cdot 7 \cdot 0,35}{1} = 18012,13 \text{ N}$$

→ volím $k_{d1} = 30 \text{ MPa}$, $r_{d1} = 0,17$, $\kappa_d = 1$ dle [5].

→ volím $k_{d2} = 7 \text{ MPa}$, $r_{d2} = 0,35$, $\kappa_d = 1$ dle [5].

$$F_{v1} < F_{Dd1}$$

$$F_{v2} < F_{Dd2}$$

Navržené šnekové soukolí vyhovuje na otláčení.

Kontrola dovoleného přenášeného výkonu:

$$v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_{2,3} = \pi \cdot 360 \cdot 1,33 = 1,5 \text{ m/s}$$

$$P_D = F_D \cdot v_2 = 14718,34 \cdot 1,5 = 22077,5 \text{ W}$$

$$P_D > P_1$$

Navržené šnekové soukolí vyhovuje na přenášený výkon.

6.3 Výpočet čelního soukolí s přímými zuby



Obr. 38. Čelní soukolí s přímými zuby 3D model

6.3.1 Výpočet parametrů čelního soukolí

Volba počtu zubů pastorku:

→ volím počet zubů pastorku $z_3 = 20$

Počet zubů šnekového kola:

$$z_4 = i_{3,4} \cdot z_3 = 4 \cdot 20 = 80$$

Modul:

$$m_{3,4} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{k2,3}}{\psi \cdot c \cdot z_3}} = 0,86 \sqrt[3]{\frac{611902,56}{25 \cdot 6 \cdot 20}} = 5,1 \text{ mm}$$

→ volím $\psi = 25$ a $c = 6 \text{ MPa}$

→ na základě výpočtu volím modul dle [5] $m_{3,4} = 6 \text{ mm}$ ČSN 01 4608.

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_{3,4} = 6 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_{3,4} = 6 \cdot 1,25 = 7,5 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 6 + 7,5 = 13,5 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$p = \pi \cdot m_{3,4} = \pi \cdot 6 \doteq 19 \text{ mm}$$

Šířka zubu:

$$b = \psi \cdot m_{3,4} = 25 \cdot 6 = 150 \text{ mm}$$

Úhel záběru:

$$\alpha = 20^\circ$$

Průměry roztečných kružnic:

$$D_3 = m_{3,4} \cdot z_3 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ mm}$$

$$D_4 = m_{3,4} \cdot z_4 = 6 \cdot 80 = 480 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic:

$$D_{a3} = D_3 + 2h_a = 120 + 2 \cdot 6 = 132 \text{ mm}$$

$$D_{a4} = D_4 + 2h_a = 480 + 2 \cdot 6 = 492 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic:

$$D_{f3} = D_3 - 2h_f = 120 - 2 \cdot 7,5 = 105 \text{ mm}$$

$$D_{f4} = D_4 - 2h_f = 480 - 2 \cdot 7,5 = 465 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a = 0,5(D_3 + D_4) = 0,5(120 + 480) = 300 \text{ mm}$$

6.3.2 Zatěžující síly

$$F_{o3} = \frac{2M_{k2,3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 611902,56}{120} = 10198,38 \text{ N}$$

$$F_{o4} = \frac{2M_{k4}}{D_4} = \frac{2 \cdot 2219633,94}{480} = 9248,47 \text{ N}$$

6.3.3 Kontrola čelního soukolí na ohyb a otláčení

Kontrola na ohyb:

$$c_{o3} = \frac{\sigma_{Do3} \cdot r_{o3}}{y_{o3}} = \frac{225 \cdot 0,38}{6,25} = 13,68 \text{ MPa}$$

$$c_{o4} = \frac{\sigma_{Do4} \cdot r_{o4}}{y_{o4}} = \frac{60 \cdot 0,45}{4,5} = 6 \text{ MPa}$$

Pastorek – 15 241

→ volím $\sigma_{Do3} = 225 \text{ MPa}$, $r_{o3} = 0,38$, $y_{o3} = 6,25$ dle [5].

Ozubené kolo – 42 2424

→ volím $\sigma_{Do4} = 60 \text{ MPa}$, $r_{o4} = 0,45$, $y_{o4} = 4,5$ dle [5].

Kontrola na otláčení:

$$c_{d3} = \frac{\sigma_{Dd3} \cdot r_{d3}}{U \cdot y_{d3}} = \frac{30 \cdot 0,35}{0,902 \cdot 1,75} = 6,65 \text{ MPa}$$

$$c_{d4} = \frac{\sigma_{Dd4} \cdot r_{d4}}{U \cdot y_{d4}} = \frac{15 \cdot 0,42}{0,902 \cdot 1,75} = 3,99 \text{ MPa}$$

→ volím $\sigma_{Dd3} = 30 \text{ MPa}$, $r_{d3} = 0,35$, $y_{d3} = 1,75$, $U = 0,902$ dle [5].

→ volím $\sigma_{Dd4} = 15 \text{ MPa}$, $r_{d4} = 0,42$, $y_{d4} = 1,75$, $U = 0,902$ dle [5].

Dovolené zatížení:

$$F_D = c_{min} \cdot \psi \cdot \pi \cdot m_{3,4}^2 = 3,99 \cdot 25 \cdot \pi \cdot 6^2 = 11275,74 \text{ N}$$

$$F_{o3} < F_D$$

$$F_{o4} < F_D$$

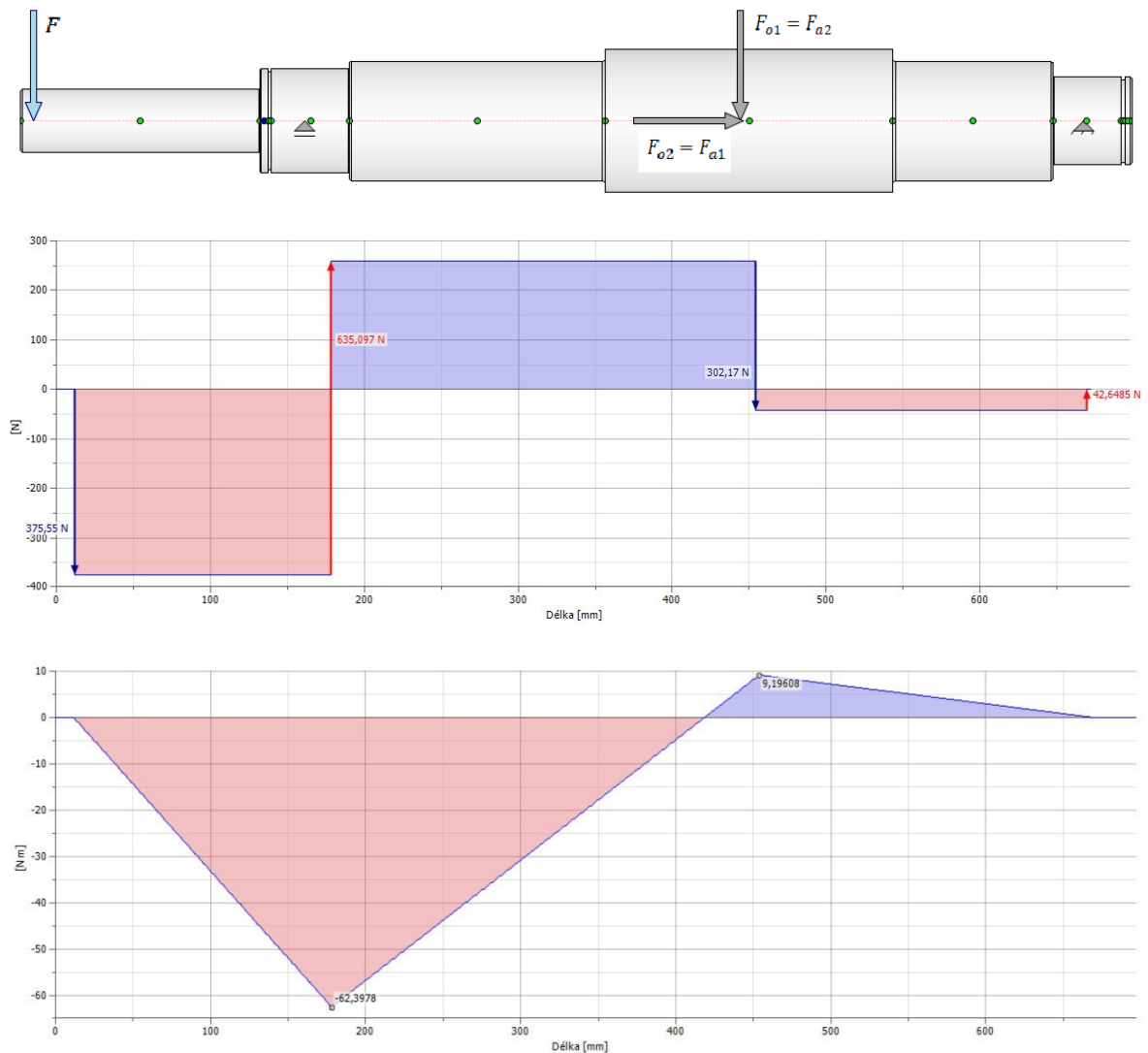
Navržené čelní soukolí vyhovuje.

6.4 Návrh hřídelí, ložisek a per

6.4.1 Hnací hřídel

Zjištění reakcí v ložiskách a maximálního ohybového momentu na hřídeli:

Pomocí programu Autodesk Inventor 2016 byly zjištěny hodnoty reakcí v ložiskách a maximální ohybový moment na hřídeli.



Obr. 39. Průběh radiálních sil a ohybových momentů na hnacím hřídeli

Zjištěné hodnoty:

$$R_{Ay} = 635,1 \text{ N}, R_{By} = 42,6 \text{ N}, M_{omax1} = 62397,8 \text{ Nmm}$$

Minimální průměr hřídele:

$$M_{ored1} = \sqrt{M_{omax1}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{62397,8^2 + 0,75 \cdot 16956^2} = 64102,38 \text{ Nmm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored1}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 64102,38}{\pi \cdot 90}} = 19,4 \text{ mm}$$

→ z konstrukčních důvodů volím minimální průměr hřídele $d_1 = 35 \text{ mm}$.

Volba ložiska:

→ předběžně volím kuželíkové jednořadé ložisko dle [5] **32311 ČSN 02 4720**.

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$D = 120 \text{ mm}$$

$$B = 43 \text{ mm}$$

$$c = 122000 \text{ N}$$

$$c_o = 116000 \text{ N}$$

$$F_a = F_{a1} = 2147,3 \text{ N}$$

$$F_r = R_{Ay} = 635,1 \text{ N}$$

$$e = 0,4$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2147,3}{635,1} = 3,38 > e \rightarrow X = 0,4; Y = 0,4 \cdot \cotg \alpha$$

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 1 \cdot 635,1 + 0,4 \cdot \cotg 15^\circ \cdot 2147,3 = 3459,6 \text{ N}$$

$$c_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 3459,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 53,33 \cdot 3,6}{1000}} = 73525,9 \text{ N}$$

$$c_v < c$$

Zvolené kuželíkové ložisko vyhovuje.

Z montážních důvodů volím první ložisko větších rozměrů, aby při montáži prošel hnačí hřídel se šnekem tímto otvorem, tudíž:

→ volím kuželíkové jednořadé ložisko dle [5] **32313 ČSN 02 4720**.

$$d = 65 \text{ mm}$$

$$D = 140 \text{ mm}$$

$$B = 48 \text{ mm}$$

$$c = 163000 \text{ N}$$

$$c_o = 156000 \text{ N}$$

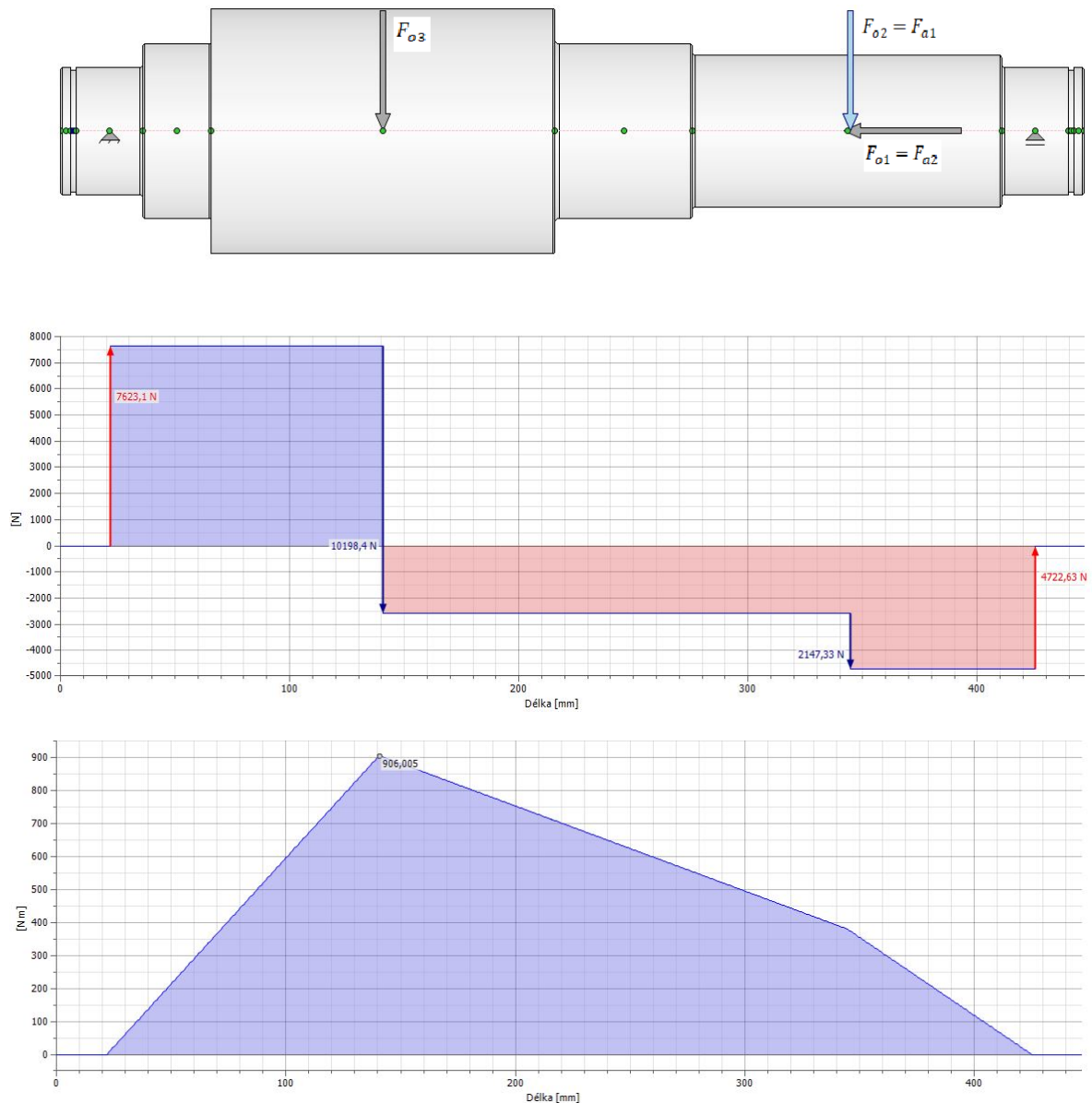
Z výše uvedeného výpočtu vyhovuje i toto ložisko.

Volba pera pod řemenicí:

$$l = \frac{2M_{k1}}{t_1 \cdot b \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 16956}{3,3 \cdot 10 \cdot 110} = 9,34 \text{ mm}$$

→ volím dle [5] **PERO 10e7 x 8 x 25 ČSN 02 2562**

6.4.2 Předlokový hřídel



Obr. 40. Průběh radiálních sil a ohybových momentů na předlohovém hřídeli

Zjištěné hodnoty:

$$R_{Ay} = 7623,1 \text{ N}, R_{By} = 4722,63 \text{ N}, M_{omax2} = 906005 \text{ Nmm}$$

Minimální průměr hřídele:

$$M_{ored2} = \sqrt{M_{omax2}^2 + 0,75 \cdot M_{k2,3}^2} = \sqrt{906005^2 + 0,75 \cdot 611902,56^2}$$

$$M_{ored2} = 1049601,6 \text{ Nmm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored2}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1049601,6}{\pi \cdot 90}} = 49,2 \text{ mm}$$

→ z konstrukčních důvodů volím minimální průměr hřídele $d_2 = 55 \text{ mm}$.

Volba ložiska:

→ předběžně volím soudečkové dvouřadé ložisko dle [5] **22311 ČSN 02 4705**.

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$D = 120 \text{ mm}$$

$$B = 43 \text{ mm}$$

$$c = 150000 \text{ N}$$

$$c_o = 122000 \text{ N}$$

$$F_a = F_{a2} = 302,2 \text{ N}$$

$$F_r = R_{Ay} = 7623,1 \text{ N}$$

$$e = 0,4$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{302,2}{7623,1} = 0,04 < e \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 7623,1 + 0 \cdot 302,2 = 7623,1 \text{ N}$$

$$c_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 7623,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 1,33 \cdot 3,6}{1000}} = 101976,6 \text{ N}$$

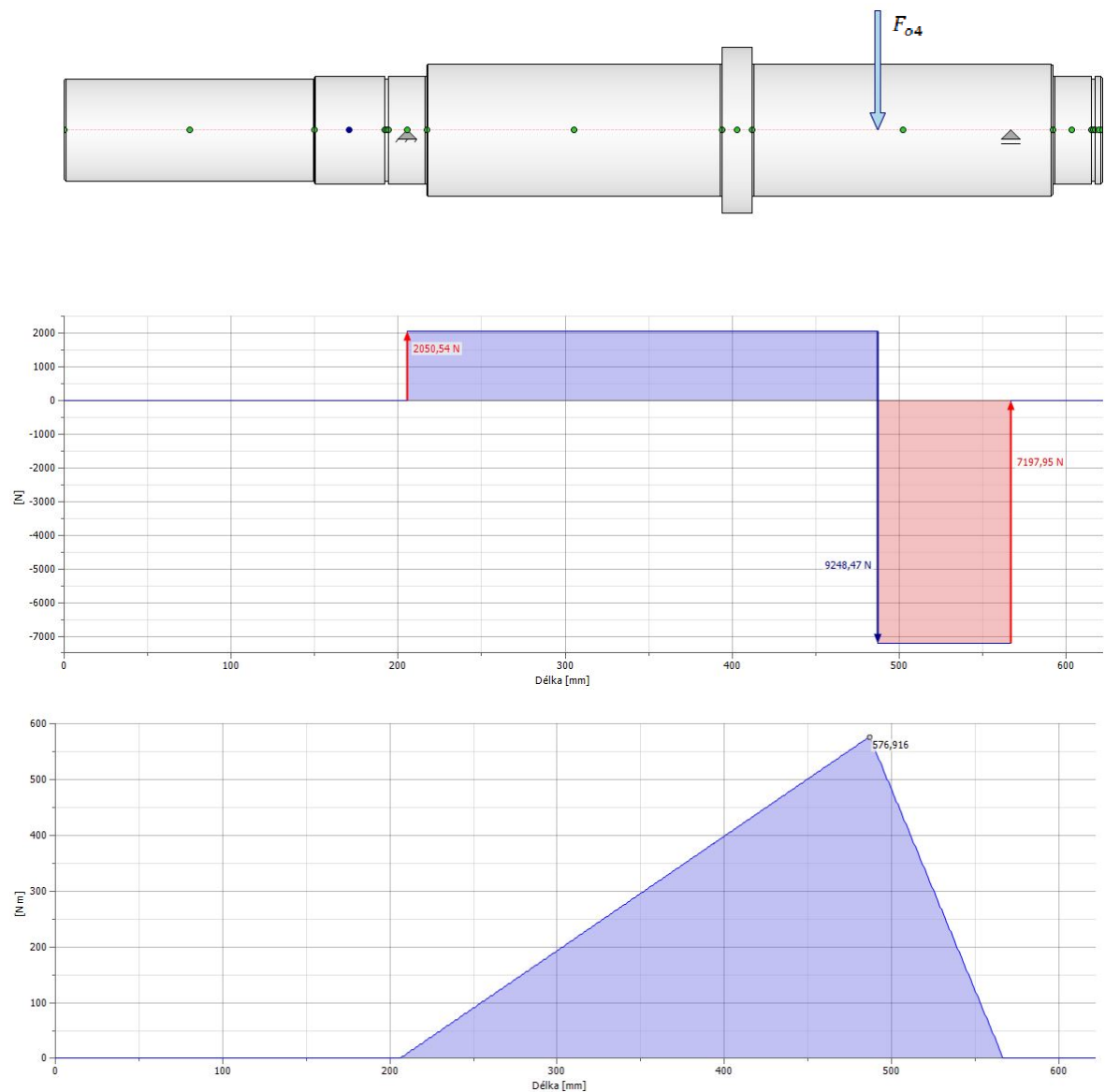
Zvolené soudečkové ložisko vyhovuje.

Volba pera pod šnekovým kolem:

$$l = \frac{2M_{k1}}{t_1 \cdot b \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 611902,6}{4,2 \cdot 18 \cdot 110} = 147,2 \text{ mm}$$

→ volím dle [5] **PERO 18e7 x 10 x 80 ČSN 02 2562 – 2 ks**.

6.4.3 Hnaný hřídel



Obr. 41. Průběh radiálních sil a ohybových momentů na hnaném hřídeli

Zjištěné hodnoty:

$$R_{Ay} = 2050,5 \text{ N}, R_{By} = 7197,9 \text{ N}, M_{omax3} = 576916 \text{ Nmm}$$

Minimální průměr hřídele:

$$M_{ored3} = \sqrt{M_{omax3}^2 + 0,75 \cdot M_{k2,3}^2} = \sqrt{576916^2 + 0,75 \cdot 2219633,9^2}$$

$$M_{ored3} = 2006966,1 \text{ Nmm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored3}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2006966,1}{\pi \cdot 115}} = 55,2 \text{ mm}$$

→ z konstrukčních důvodů volím minimální průměr hřídele $d_3 = 56 \text{ mm}$.

Výpočet ložiska

→ předběžně volím válečkové jednořadé ložisko dle [5] **NU213 ČSN 02 4670**.

$$d = 65 \text{ mm}$$

$$D = 120 \text{ mm}$$

$$B = 23 \text{ mm}$$

$$c = 68000 \text{ N}$$

$$c_o = 46500 \text{ N}$$

$$F_a = 0$$

$$F_r = R_{Ay} = 7197,9 \text{ N}$$

$$e = 0,4$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 7197,9 = 0,0 < e \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 7197,9 + 0 \cdot 0 = 7197,9 \text{ N}$$

$$c_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 7197,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 1,33 \cdot 3,6}{1000}} = 44693,8 \text{ N}$$

Zvolené válečkové ložisko vyhovuje.

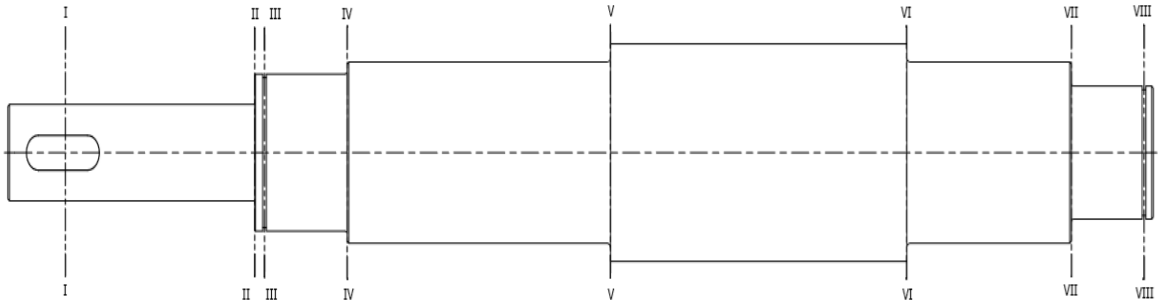
Volba pera pod ozubeným kolem:

$$l = \frac{2M_{k1}}{t_1 \cdot b \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 2219633,9}{5,3 \cdot 22 \cdot 110} = 346 \text{ mm}$$

→ volím dle [5] **PERO 22e7 x 14 x 125 ČSN 02 2562 – 3 ks**.

6.5 Kontrola napětí ve vrubech

Hnací hřídel:



Obr. 42. Vruby – hnací hřídel

Na hnacím hřídeli je dominantní ohybový moment.

Maximální možné napětí v jednotlivých úsecích:

I – I:

$$\sigma'_{OC} = \sigma_{OC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,88}{1,6} = 121 \text{ MPa}$$

II – II:

$$\sigma'_{OC} = \sigma_{OC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,88}{1,44} = 134 \text{ MPa}$$

III – III:

$$\sigma'_{OC} = \sigma_{OC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,76}{2,21} = 75,7 \text{ MPa}$$

IV – IV:

$$\sigma'_{OC} = \sigma_{OC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,75}{1,97} = 83,6 \text{ MPa}$$

V – V:

$$\sigma'_{OC} = \sigma_{OC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,72}{2,06} = 76,9 \text{ MPa}$$

VI – VI je totožný s V – V, VII – VII je totožný s IV – IV, VIII – VIII je totožný s III – III

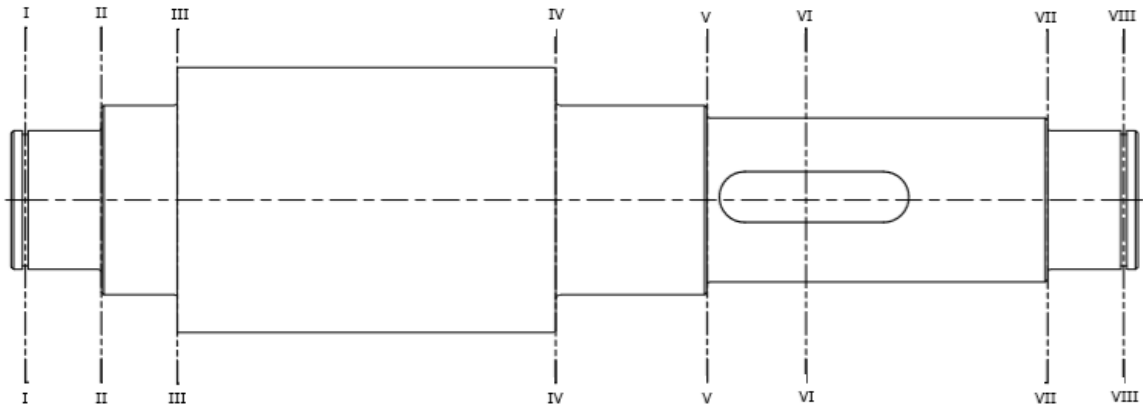
Hodnoty σ_{OC} , ξ_o , κ_σ , β_σ zvoleny dle [1]

Maximální napětí na hřídeli:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o\max 1}}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{62397,8}{0,1 \cdot 35^3} = 14,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{oC\min} > \sigma_o \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Předlohový hřídel:



Obr. 43. Vruby – předlohový hřídel

Na předlohovém hřídeli je dominantní ohybový moment.

Maximální možné napětí v jednotlivých úsecích:

I – I:

$$\sigma'_{oC} = \sigma_{oC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,76}{2,21} = 75,7 \text{ MPa}$$

II – II:

$$\sigma'_{oC} = \sigma_{oC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,75}{2,06} = 80 \text{ MPa}$$

III – III:

$$\sigma'_{oC} = \sigma_{oC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,7}{2,06} = 74,8 \text{ MPa}$$

V – V:

$$\sigma'_{oC} = \sigma_{oC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,75}{1,97} = 83,7 \text{ MPa}$$

VI – VI:

$$\sigma'_{OC} = \sigma_{OC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,78}{1,6} = 107,3 \text{ MPa}$$

VII – VII:

$$\sigma'_{OC} = \sigma_{OC} \cdot \frac{\xi_o \cdot \kappa_\sigma}{\beta_\sigma} = 275 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,78}{1,97} = 87,1 \text{ MPa}$$

IV – IV je totožný s III – III, VIII – VIII je totožný s I – I.

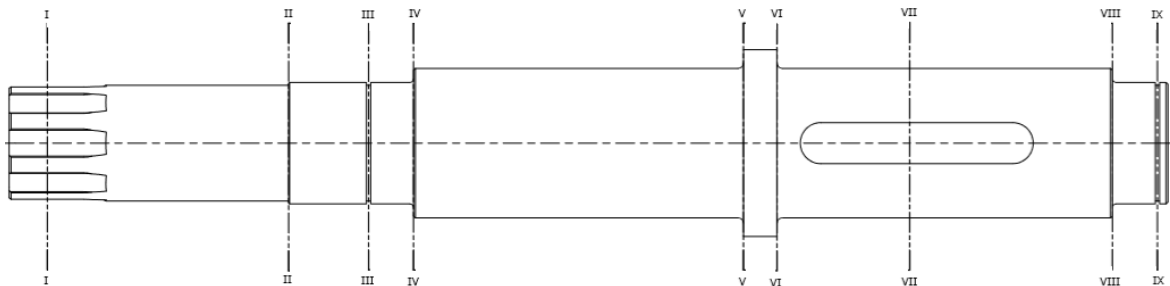
Hodnoty σ_{OC} , ξ_o , κ_σ , β_σ zvoleny dle [1]

Maximální napětí na hřídeli:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o\max 2}}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{906005}{0,1 \cdot 55^3} = 54,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{OC\min} > \sigma_o \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Hnaný hřídel:



Obr. 44. Vruby – hnaný hřídel

Na hnaném hřídeli je dominantní krouticí moment.

Maximální možné napětí v jednotlivých úsecích:

I – I:

$$\tau'_{kC} = \sigma_{kC} \cdot \frac{\xi_k \cdot \kappa_\tau}{\beta_\tau} = 135 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,78}{1,46} = 64,9 \text{ MPa}$$

II – II:

$$\tau'_{kC} = \sigma_{kC} \cdot \frac{\xi_k \cdot \kappa_\tau}{\beta_\tau} = 135 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,78}{1,29} = 73,5 \text{ MPa}$$

III – III:

$$\tau'_{kC} = \sigma_{kC} \cdot \frac{\xi_k \cdot \kappa_\tau}{\beta_\tau} = 135 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,78}{1,38} = 68,7 \text{ MPa}$$

IV – IV:

$$\tau'_{kC} = \sigma_{kC} \cdot \frac{\xi_k \cdot \kappa_\tau}{\beta_\tau} = 135 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,78}{1,45} = 65,4 \text{ MPa}$$

V – V:

$$\tau'_{kC} = \sigma_{kC} \cdot \frac{\xi_k \cdot \kappa_\tau}{\beta_\tau} = 135 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,73}{1,27} = 69,83 \text{ MPa}$$

VII – VII:

$$\tau'_{kC} = \sigma_{kC} \cdot \frac{\xi_k \cdot \kappa_\tau}{\beta_\tau} = 135 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,75}{1,4} = 65 \text{ MPa}$$

VI – VI je totožný s V – V, VIII – VIII je totožný s IV – IV, IX – IX je totožný s III – III.

Hodnoty σ_{kC} , ξ_k , κ_τ , β_τ zvoleny dle [1]

Maximální napětí na hřídeli:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k4}}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{2219633,9}{0,2 \cdot 56^3} = 63,2 \text{ MPa}$$

$$\tau'_{kCmin} > \tau_k \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

6.6 Návrh pojistné spojky

Dovolený krouticí moment

$$M_{kdov} = M_{k4} \cdot k = 2219633,9 \cdot 0,8 = 1775707,2 \text{ Nmm}$$

Průměr hřídele pod spojkou:

$$\tau_{Dk} = \frac{M_k}{W_k} \Rightarrow d_s = \sqrt[3]{\frac{M_{kdov} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{1775707,2 \cdot 16}{\pi \cdot 100}} = 44,9 \text{ mm}$$

Výpočet roztečného průměru:

$$D_s = 2 \cdot d_s = 2 \cdot 56 = 112 \text{ mm}$$

Návrh kolíku:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{kdov}}{D_s} = \frac{2 \cdot 1775707,2}{112} = 31709,1 \text{ N}$$

$$\tau_{Ds} \geq \frac{F_k}{S} \rightarrow d_k = \sqrt{\frac{F_k \cdot 4}{\pi \cdot \tau_{ps} \cdot n}} = \sqrt{\frac{31709,1 \cdot 4}{\pi \cdot 600 \cdot 2}} = 6 \text{ mm}$$

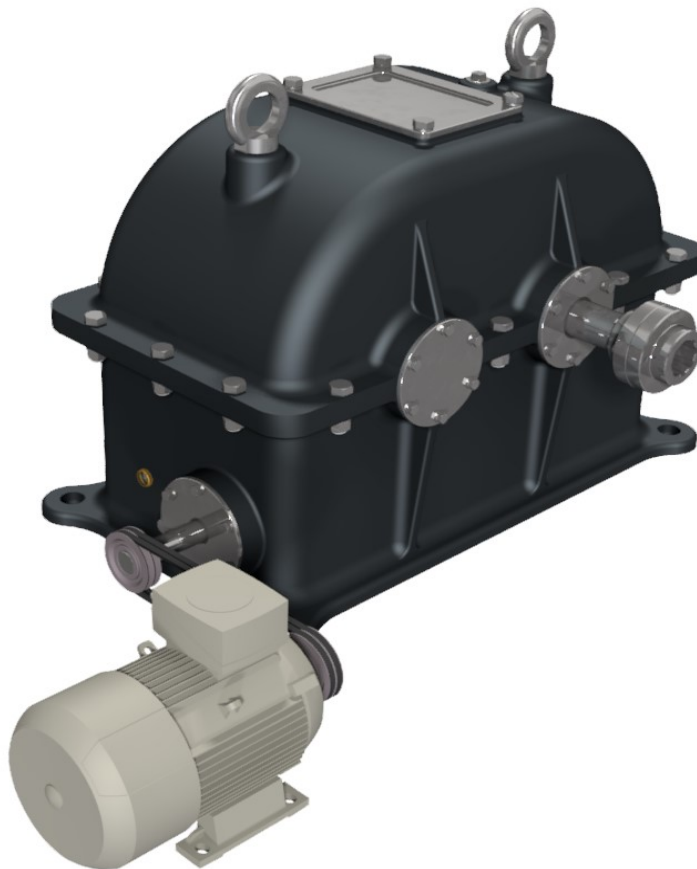
→ volím dle [5] **KOLÍK 5 x 30 B ISO 2338 – St – 2ks**

Návrh délky drážek pod hřídelovou spojkou:

→ Průměr konce hřídele je $d_3 = 56 \text{ mm}$, proto volím dle [5] **ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 56g7 x 62a11 x 10f7 ČSN ISO 01 4942**

$$l = \frac{\frac{4M_k}{D_d + d_d}}{0,75 \cdot N \cdot \frac{D_d - d_d}{2} \cdot p_d} = \frac{\frac{4 \cdot 1775707,2}{62 + 56}}{0,75 \cdot 8 \cdot \frac{62 - 56}{2} \cdot 125} = 27 \text{ mm}$$

→ volím délku drážkování $l = 40 \text{ mm}$.



Obr. 45. Model pohonu výrobního zařízení

7 MONTÁŽ

Jak už bylo zmíněno, jedná se o dvoustupňovou převodovku, kde první stupeň tvoří šnekové soukolí s globoidním kolem a válcovým šnekem a druhý stupeň čelní soukolí s přímými zuby a evolventním ozubením. Šnek je součástí hnacího hřídele, tudíž je na hřídeli zhotoven při jeho samotné výrobě. Hnací hřídel je umístěn pod spoluzabírající šnekové kolo v kuželíkových jednořadých ložiskách, která jsou schopna přenášet také axiální síly vznikající v prvním stupni převodu. Šnekové kolo je nasazeno na předlohovém hřídeli, kde přenos otáčivého pohybu je zabezpečen pomocí dvou těsných per. Na tomto hřídeli se nachází také pastorek, který byl na hřídeli vyroben při výrobě, podobně jako šnek. Předlohový hřídel je uložen v soudečkových ložiskách dvouřadých. Zde nepůsobí tak velké axiální síly jako na hnacím hřídeli, tudíž zvolené ložiska zachytí vzniklé axiální síly. Spoluzabírajícím členem pastorku je ozubené kolo, které je uloženo na hnaném hřídeli a zajištěno pomocí třech per. Tento hřídel je uložen ve válečkových ložiskách jednořadých. Ložiska jsou na každém hřídeli jištěna pomocí pojistných kroužků. Osa předlohového a hnaného hřídele tvoří dělicí rovinu skříně. Na horním dílu skříně se nachází dva závěsné šrouby pro snadnou manipulaci s převodovkou a revizní otvor. Spodní díl skříně je vybaven otvorem s vypouštěcím šroubem a olejoznakem pro kontrolu hladiny oleje v převodovce. Poloha horního dílu skříně je zajištěna středícími kolíky. Horní díl skříně je spolu se spodním dílem po obvodu pevně sešroubován. Na bocích skříně jsou pomocí šroubů připevněna víčka. Víčka na vstupním průměru hnacího hřídele a na výstupním průměru hnaného hřídele jsou průchozí, přičemž utěsnění je zajištěno gufery.

8 MAZÁNÍ

Z důvodu, že převodovka obsahuje šnekové soukolí, je třeba zvýšit nároky na mazání a volit typ oleje s vyšší viskozitou a přilnavostí. Z tohoto důvodu volím syntetický olej, který má vyšší termální a oxidační odolnost, nižší závislost změny viskozity na teplotě, sníženou hořlavost, nižší třecí koeficient. Spodní díl skříně je naplněn olejem tak aby byl šnek ponořen v oleji minimálně po svou osu. Tímto způsobem se docílí dostatečného mazání v místě závěru a také dobrého promazání ložisek. Mazání druhého převodového stupně je zajištěno tak, že ozubené kolo brodí přes olejovou lázeň. Místo záběru je opět dostatečně mazáno. Ložiska předlohového a hnaného hřídele jsou mazány rozstříkem oleje.

Pro tento typ převodovky volím dle [10] olej ISO VG 680. Jedná se o olej určený pro větší zařízení při velkých zatíženích. Tento druh syntetického oleje se nesmí míchat s minerálními oleji. V případě užití minerálního oleje je třeba převodovku důkladně očistit od oleje syntetického.

ZÁVĚR

Ve své bakalářské práci jsem se podrobněji zaměřil na šnekové převody a čelní převody s evolventním ozubením s přímými zuby.

Teoretická část této práce zahrnuje základní rozdělení mechanických převodů, dále obsahuje základní vztahy pro výpočet čelních a šnekových převodů. Zabývá se konstrukcí a údržbou těchto převodů. V závěru teoretické práce je uvedeno základní rozdělení hřídelových spojek a podrobnější rozdělení a popis hřídelových spojek pojistných.

V praktické části je obsažen výpočet řemenového převodu, dvoustupňové převodovky a pojistné kolíkové spojky. Důležitá byla volba vhodného pohonu. Na základě daných parametrů jsem zvolil trojfázový, dvoupólový motor PSg 112M – 2. Dalším krokem bylo zvolení a vypočítání vhodného řemenového převodu a následně převodovky. První stupeň převodovky tvoří šnekové soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem, druhý stupeň převodovky tvoří čelní soukolí s přímými zuby s evolventním ozubením. Tento dvoustupňový převod je uložen do převodové skříně. V závěru praktické části jsem navrhl a vypočítal pojistnou spojku kolíkovou.

Všechny součásti obsažené v převodovce byly na základě návrhů a výpočtů zvoleny dle platných norem.

Výsledkem těchto návrhů a výpočtů je model a výkresy převodovky a součástí jí náležící, zhotovených v CAD programu Autodesk Inventor 2016. V tomto programu jsem využil funkci generátor hřídelí, který kromě samotného návržení tvaru hřídele také umožňuje výpočet sil a momentů působící na hřídeli. Velikost těchto sil a momentů zjištěných z programu se přibližuje hodnotám zjištěných z vlastního výpočtu. Můžu tedy konstatovat, že na tento program je vhodný pro výpočet.

Při navrhování a modelování součásti jsem se řídil i podle názorů a rad svého vedoucího bakalářské práce, který mi předal své zkušenosti o konstrukci převodovek v praxi.

Práce obsahuje názorné obrázky, rovnice, tabulky, grafy, modely a výkresy.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Volek, F.: Základy konstruování a části strojů I, UTB Zlín, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [2] Kříž, R.: Stavba a provoz strojů II, 1. vydání. Praha, SNTL 1978
- [3] Švec, V.: Části a mechanismy strojů, 1. vydání. ČVUT Praha, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [4] Heller, J., Hruška, Z.: Strojní součásti II, 1. vydání. Praha, SNTL 1986
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky, 4. dopl. vydání. Albra 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] Bolek, A., Kochman, J.: Části strojů 2. svazek, 5. vydání. Praha, SNTL 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [7] Krátký, J., Hosendl, S.: Strojní části 2: převodové mechanismy, 1. vydání. Plzeň 1998. ISBN 80-7082-452-2.
- [8] Kříž, R.: Stavba a provoz strojů I, 1. vydání. Praha, SNTL 1977
- [9] Jančík, L., Zýma, J.: Části a mechanismy strojů. 2. vydání. ČVUT Praha 1996 ISBN 80-01-02891-7.

Internetové zdroje:

- [10] MAZÁNÍ PŘEVODOVEK. *TechMagazín* [online]. Praha: Tech Media Publishing, 2013 [cit. 2018-03-11]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/952>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	[mm]	osová vzdálenost
a_w	[mm]	osová vzdálenost šnekových soukolí s posunutím
A	[mm]	osová vzdálenost řemenic
$A_{př}$	[mm]	předběžná osová vzdálenost řemenic
B	[mm]	šířka ložiska
b	[mm]	šířka pera, šířka ozubení
b_d	[mm]	koeficient při kontrole v otláčení
b_o	[mm]	koeficient při kontrole v ohybu
c	[-]	materiálový součinitel
c	[N]	základní únosnost dynamická
c_a	[mm]	hlavová vůle
c_o	[N]	základní únosnost statická
c_{d3}	[N]	únosnost zubu pastorku v tlaku
c_{d4}	[N]	únosnost zubu kola v tlaku
c_{o3}	[N]	únosnost zubu pastorku v ohybu
c_{o4}	[N]	únosnost zubu kola v ohybu
c_{min}	[N]	minimální únosnost
c_v	[N]	vypočítaná únosnost ložiska
c_1	[-]	součinitel úhlu opásání
c_2	[-]	součinitel provozního zatížení
c_3	[-]	součinitel délky klínového řemene
D	[mm]	průměr roztečné kružnice, vnější průměr ložiska
D_a	[mm]	průměr hlavové kružnice
D_f	[mm]	průměr patní kružnice

D_p	[mm]	výpočtový průměr velké řemenice
D_s	[mm]	roztečný průměr na spojce
d	[mm]	vnitřní průměr ložiska, minimální průměr hřídele
d_k	[mm]	průměr kolíku
d_p	[mm]	výpočtový průměr malé řemenice
d_s	[mm]	průměr pod spojkou
d_w	[mm]	průměr šroubového válce šneku
e	[-]	porovnávací koeficient
F_a	[N]	axiální síla
F_D	[N]	dovolená síla
F_{Dd}	[N]	dovolená síla při kontrole na otláčení
F_{Do}	[N]	dovolená síla při kontrole na ohyb
F_N	[N]	síla napínající řemen
F_o	[N]	obvodová síla
F_r	[N]	radiální síla
$F_{\ddot{r}}$	[N]	síla od řemenice
F_k	[N]	síla působící na kolík
F_v	[N]	výsledná síla
f	[s ⁻¹]	ohybová frekvence
f	[-]	koeficient tření
h	[mm]	výška zubu
h_a	[mm]	výška hlavy zubu
h_f	[mm]	výška paty zubu
i	[-]	převodový poměr
i_c	[-]	celkový převodový poměr

$i_{\tilde{r}}$	[-]	převodový poměr řemenice
k_o	[-]	materiálový součinitel při ohybu
k_d	[-]	materiálový součinitel při otláčení
k	[-]	bezpečnost
l	[mm]	délka pera
l_{min}	[mm]	minimální délka šneku
L_p	[mm]	délka klínového řemene
L_h	[hod.]	trvanlivost ložisek
M_k	[Nmm]	krouticí moment
M_{kdov}	[Nmm]	dovolený krouticí moment
M_{omax}	[Nmm]	maximální ohybový moment
M_{ored}	[Nmm]	ohybový moment redukovaný
m	[mm]	modul
m_n	[mm]	normálový modul
m_t	[mm]	čelní modul
m_x	[mm]	osový modul
n	[min ⁻¹]	otáčky
n_N	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
o	[mm]	obvod roztečné kružnice
P	[W]	výkon
P_D	[W]	dovolený výkon
P_N	[W]	jmenovitý výkon
P_r	[N]	zatížení ložiska
P_{SK}	[W]	skutečný výkon
p	[MPa]	tlak

p	[mm]	rozteč zubů
p_n	[mm]	normálová rozteč
p_t	[mm]	čelní rozteč
p_x	[mm]	osová rozteč
p_d	[MPa]	dovolený tlak
q	[-]	součinitel velikosti šneku
R	[mm]	poloměr
R_A	[N]	reakce v místě A
R_B	[N]	reakce v místě B
r_o	[-]	rychlostní součinitel pro ohyb
r_d	[-]	rychlostní součinitel pro otláčení
s	[mm]	tloušťka zubu
t_1	[mm]	tloušťka pera v náboji
U	[-]	koeficient
v	[m · s ⁻¹]	obvodová rychlost
v^*	[-]	hlavové převýšení
W_k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
X	[-]	koeficient
x	[mm]	vzdálenost
Y	[-]	koeficient
y	[mm]	vzdálenost
y_o	[-]	tvarový součinitel pro ohyb
y_d	[-]	tvarový součinitel pro otláčení
z	[-]	počet klínových řemenů, počet zubů
z_M	[-]	mezní počet zubů

α	[°]	úhel záběru
α_n	[°]	úhel záběru v osovém řezu
α_t	[°]	úhel záběru v příčném řezu
α_x	[°]	úhel záběru v osovém řezu
β	[°]	úhel opásání, úhel sklonu, vrubový součinitel
γ	[°]	úhel stoupání
η	[-]	účinnost
$\eta_{(PN)}$	[-]	účinnost motoru
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ	[MPa]	normálové napětí
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
τ	[MPa]	tečné napětí
τ_{Dk}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
ψ	[-]	skluz, poměrná šířka
ω	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost
φ	[°]	úhel tření
κ	[-]	rozměrový součinitel
ξ	[-]	součinitel jakosti povrchu

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1. Rozdělení mechanických převodů</i>	13
<i>Obr. 2. Složené převody</i>	14
<i>Obr. 3. Silové poměry v převodu</i>	15
<i>Obr. 4. Přehled ozubených kol a soukolí</i>	18
<i>Obr. 5. Rychlostní poměry na ozubených kolech</i>	20
<i>Obr. 6. Čára záběru</i>	21
<i>Obr. 7. Boční křivka zubu</i>	21
<i>Obr. 8. Boční křivka zubu</i>	22
<i>Obr. 9. Boční křivky zubů</i>	22
<i>Obr. 10. Základní pojmy čelního ozubení</i>	23
<i>Obr. 11. Základní profil Z</i>	24
<i>Obr. 12. Konstrukce evolventy</i>	26
<i>Obr. 13. Soukolí N</i>	27
<i>Obr. 14. Boční vůle v ozubení</i>	29
<i>Obr. 15. Druhy šnekových soukolí</i>	31
<i>Obr. 16. Šnek spirální</i>	31
<i>Obr. 17. Šnek obecný</i>	32
<i>Obr. 18. Šnek evolventní</i>	32
<i>Obr. 19. Konstrukce šnekových kol</i>	33
<i>Obr. 20. Úhly stoupání a úhly sklonu</i>	33
<i>Obrázek 21. Rozvinutý plášť</i>	34
<i>Obr. 22. Základní geometrické prvky šneku a kola</i>	36
<i>Obr. 23. Vzájemná poloha frézy a šnekového kola bez</i>	37
<i>Obr. 24. Teoretický mezní stav</i>	38
<i>Obr. 25. Diagram převodových poměrů</i>	38
<i>Obr. 26. Silové poměry na šnekovém soukolí</i>	40
<i>Obr. 27. Tvorba pittingů na bocích zubů</i>	43
<i>Obr. 28. Zadírání boků zubů</i>	44
<i>Obr. 29. Kontrola záběru čelních ozubených kol varvou</i>	47
<i>Obr. 30. Kontrola záběru šnekových převodů</i>	47
<i>Obr. 31. Pojistná spojka s rozrušitelnými</i>	51
<i>Obr. 32. Kuličková spojka vysmekovací radiální</i>	52

<i>Obr. 33. Kuličková spojka vysmekovací radiální</i>	<i>52</i>
<i>Obr. 34. Pojistná spojka prokluzovací.....</i>	<i>53</i>
<i>Obr. 35. Schéma pohnu výrobního zařízení.....</i>	<i>55</i>
<i>Obr. 36. Sestava převodovky 3D model.....</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 37. Šnekové soukolí 3D model.....</i>	<i>60</i>
<i>Obr. 38. Čelní soukolí s přímými zuby 3D model.....</i>	<i>64</i>
<i>Obr. 39. Průběh radiálních sil a ohybových momentů na hnacím hřídeli</i>	<i>67</i>
<i>Obr. 40. Průběh radiálních sil a ohybových momentů na předlohovém hřídeli</i>	<i>70</i>
<i>Obr. 41. Průběh radiálních sil a ohybových momentů na hnaném hřídeli.....</i>	<i>72</i>
<i>Obr. 42. Vruby – hnací hřídel.....</i>	<i>74</i>
<i>Obr. 43. Vruby – předlohový hřídel.....</i>	<i>75</i>
<i>Obr. 44. Vruby – hnaný hřídel.....</i>	<i>76</i>
<i>Obr. 45. Model pohonu výrobního zařízení.....</i>	<i>78</i>

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1. Normalizované hodnoty modulů ozubení m dle ČSN 01 4608.....</i>	23
<i>Tab. 2. Korekce ozubení a jejich rozměry.....</i>	26
<i>Tab. 3. Přehled soukolí podle posunutí profilu.....</i>	27
<i>Tab. 4. Poměrné hlavové převýšení v^*.....</i>	34
<i>Tab. 5. Způsoby mazání ozubených převodů.....</i>	44

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace:

P I	BP – 18 – 03 – 01 – 00	Sestava převodovky
P II	BP – 18 – 03 – 02 – 00	Sestava spojky
P III	BP – 18 – 04 – 01 – 0K	Kusovník převodovky
P IV	BP – 18 – 04 – 02 – 0K	Kusovník spojky
P V	BP – 18 – 03 – 01 – 01	Hnací hřídel
P VI	BP – 18 – 03 – 01 – 02	Předlohový hřídel
P VII	BP – 18 – 03 – 01 – 03	Hnaný hřídel
P VIII	BP – 18 – 03 – 01 – 04	Šnekové kolo
P IX	BP – 18 – 03 – 01 – 05	Ozubené kolo
P X	BP – 18 – 03 – 01 – 06	Náboj šnekového kola
P XI	BP – 18 – 02 – 01 – 07	Skříň spodní díl
P XII	BP – 18 – 02 – 01 – 08	Skříň horní díl
P XIII	BP – 18 – 04 – 01 – 10	Horní víko
P XIV	BP – 18 – 04 – 01 – 11	Přídržný segment
P XV	BP – 18 – 04 – 01 – 12	Distanční kroužek 1
P XVI	BP – 18 – 04 – 01 – 13	Distanční kroužek 2
P XVII	BP – 18 – 04 – 01 – 14	Víčko 1
P XVIII	BP – 18 – 04 – 01 – 15	Víčko 2
P XIX	BP – 18 – 04 – 01 – 16	Víčko 3
P XX	BP – 18 – 04 – 01 – 17	Víčko 4
P XXI	BP – 18 – 04 – 01 – 18	Víčko 5
P XXII	BP – 18 – 03 – 02 – 01	Levý kotouč
P XXIII	BP – 18 – 03 – 02 – 02	Pravý kotouč
P XXIV	BP – 18 – 04 – 02 – 03	Střižný kolík

P XXV BP – 18 – 04 – 02 – 04 Střížné pouzdro

Seznam elektronických příloh:

P XXVI 3D model převodovky vymodelovaný v programu Autodesk Inventor 2016

P XXVII 3D model spojky vymodelovaný v programu Autodesk Inventor 2016

P XXVIII 3D model řemenového převodu vymodelovaný v programu Autodesk
Inventor 2016

P XXIX 3D model kompletního pohonu vymodelovaný v programu Autodesk
Inventor 2016