

Návrh pohonu zařízení přes šnekovou převodovku a pojistnou spojku

Vojtěch TÁBORSKÝ

Bakalářská práce
2009



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Vojtěch TÁBORSKÝ**

Studijní program: **B 3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Technologická zařízení**

Téma práce: **Návrh pohonu zařízení přes šnekovou převodovku
a pojistnou spojku**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii k danému tématu
2. Návrh převodovky proveďte pro převod $i=60$, výkon $P=5\text{kW}$, výstupní otáčky $n=45\text{min}^{-1}$.
3. Nakreslete sestavu převodovky.
4. Zhotovte výkresovou dokumentaci.

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího bakalářské práce.

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

Datum zadání bakalářské práce: **20. února 2009**

Termín odevzdání bakalářské práce: **3. června 2009**

Ve Zlíně dne 12. února 2009



doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.
děkan



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
vedoucí katedry

ABSTRAKT

Abstrakt česky

Tato práce se zabývá studiem ozubených převodů blíže pak převody šnekovými. Literární část je zaměřena na celkový přehled používaných šnekových soukolí a na jejich konstrukční provedení.

Součástí práce je návrh a výpočet zabezpečovacího pohonu výrobního zařízení šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou. Převodovka je dvoustupňová s čelním soukolím s přímými zuby a šnekovým převodem. Šnekový převod je realizován globoidním kolem a klasickým šnekem.

Klíčová slova:

šneková převodovka, šnekový převod, přímé soukolí s přímými zuby, třecí spojka

ABSTRACT

Abstrakt v anglickém jazyce

This thesis deals with geared transmissions, especially with the worm-gearing. The theoretical part of the thesis provides the general survey of currently used worm-gearings and describes the types of their constructions.

The thesis contains the design and the calculation of the safeguard drive system consisting of the worm-gear unit with the overrunning clutch. The two-speed gearbox has the spur gearing with the straight teeth and the worm gearing. The worm gearing is constructed of the globoidal wheel and the worm.

Keywords:

worm-gear unit, worm gearing, simple gear train with straight teeth, friction-coupling

Poděkování, motto

Zde bych chtěl poděkovat Ing. Františku Volkovi Csc., za rady a připomínky při tvoření mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu.

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 PŘEVODY	12
1.1 STAVEBNÍ STRUKTURA (ELEMENTÁRNÍ KONSTRUKČNÍ VLASTNOSTI)	12
1.1.1 Každý převod má ve své struktuře	12
1.1.2 Mechanické převody	12
1.2 ZÁKLADNÍ VZTAHY	12
1.2.1 Převodový poměr	12
1.2.2 Účinnost	13
1.2.3 Silové poměry	13
2 OZUBENÉ PŘEVODY	15
2.1 ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ.....	15
2.1.1 Podle druhu čelní profilové křivky zubů:.....	15
2.1.2 Podle tvaru boční čáry zubů:.....	16
2.1.3 Podle relativního pohybu základních členů:	16
2.1.4 Podle vzájemné polohy os:.....	16
2.2 PROFIL OZUBENÍ	17
2.2.1 Evolventní ozubení.....	18
2.2.2 Cykloidní ozubení	18
2.3 ZÁKON OZUBENÍ.....	19
2.4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY	20
2.4.1 Modul	20
2.4.2 Základní pojmy ozubení.....	21
2.4.3 Přehled výpočtu ozubení	23
2.5 PODŘEZÁNÍ A MEZNÍ POČET ZUBŮ.....	24
2.5.1 Druhy korekcí.....	24
2.5.1.1 Výpočty korigovaných ozubených kol.....	25
2.5.1.2 Určení hodnoty posunutí nástroje x	26
2.5.1.3 Soukolí podle jednotkových posunutí x	27
2.5.1.4 Součinitel záběru ε	27
3 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ	28
3.1 CHARAKTERISTIKA	28
3.2 DRUHY ŠNEKOVÝCH SOUKOLÍ	28
3.3 KONSTRUKČNÍ USPOŘADÁNÍ.....	30
3.3.1 Šneky.....	30
3.3.1.1 Šneky spirální (Archimedovy)	30
3.3.1.2 Šneky obecné (obr. 20)	31
3.3.1.3 Šneky evolventní (obr. 21).....	31
3.3.1.4 Ostatní druhy šneků	32
3.3.2 Šneková kola	32

3.4	VÝPOČET ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ (OBR. 23)	33
3.5	PARAMETRY PRO VOLBU ŠNEKOVÝCH PŘEVODŮ	35
3.6	MATERIÁLY PRO ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ.....	36
3.7	SILOVÉ POMĚRY	37
4	HŘÍDELOVÉ SPOJKY	40
4.1	FUNKCE SPOJEK.....	40
4.2	ROZDĚLENÍ HŘÍDELOVÝCH SPOJEK	40
4.2.1	Mechanicky neovládané spojky	40
4.2.2	Nepružné pevné spojky	40
4.2.3	Nepružné vyrovnávací spojky	41
4.2.4	Pružné spojky	41
4.2.4.1	Pružné spojky lineární.....	42
4.2.4.2	Pružné spojky nelineární.....	42
4.2.5	Mechanicky ovládané spojky	43
4.2.6	Výsuvné spojky	43
4.2.7	Pojistné spojky	43
4.2.8	Volnoběžné (rozběhové) spojky.....	45
4.3	VÝPOČET POJISTNÉ KOLIKOVÉ SPOJKY.....	46
II	PRAKTICKÁ ČÁST	48
5	ZADÁNÍ	49
5.1	SCHÉMA	49
	ELEKTROMOTOR PŘEVODOVKA POJISTNÁ SPOJKA.....	49
6	NÁVRH JEDNOTLIVÝCH OTÁČEK V PŘEVODOVCE.....	50
6	NÁVRH A VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	51
6.1	VOLBA ELEKTROMOTORU	51
6.2	VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	51
6.2.1	Jmenovitý výkon P_j , typ řemenice a průměr malé řemenice d_p	51
6.2.2	Výpočet převodového poměru	51
6.2.3	Výpočet obvodové rychlosti v	51
6.2.4	Výpočet průměru velké řemenice D_p	52
6.2.5	Výpočet délky klínového řemene.....	52
6.2.6	Výpočet přesné osové vzdálenosti řemenic A	52
6.2.7	Výpočet úhlu opásání malé řemenice β a velké řemenice γ	52
6.2.8	Výpočet počtu klínových řemenů z	53
6.2.9	Výpočet ohybové frekvence f	53
6.2.10	Výpočet obvodové síly F	53
6.2.11	Výpočet pracovního předpětí řemene F_u	54
6.2.12	Výpočet mezí seřízení osové vzdáleností.....	54
7	NÁVRH A VÝPOČET OZUBENÝCH PŘEVODŮ	55
7.1	NÁVRH JEDNOTLIVÝCH OZUBENÝCH PŘEVODŮ.....	56
7.1.1	Výpočet zubů jednotlivých ozubených kol	56
7.1.2	Jednotlivé kroutící momenty a přenášené výkony	56

7.2	VÝPOČET ČELNÍHO SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY	57
7.2.1	Výpočet modulu podle Bacha	57
7.2.2	Výpočet rozměrů čelního soukolí.....	57
7.2.3	Kontrola zubů čelního soukolí (ČSN 01 4686).....	58
7.2.3.1	Únavová únosnost.....	58
7.2.3.2	Statická únosnost	59
7.2.3.3	Únavová únosnost paty zubu v ohybu	60
7.2.3.4	Statická bezpečnost v ohybu	61
7.3	VÝPOČET ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ	61
7.3.1	Výpočet modulu podle Bacha	61
7.3.2	Výpočet rozměrů šnekového soukolí	61
7.4	VÝPOČET SIL V OZUBENÝCH PŘEVODECH	63
7.4.1	Výpočet sil v převodu s přímými zuby.....	63
7.4.2	Výpočet sil ve šnekovém převodu.....	63
8	VÝPOČET 1. (HNACÍ) HŘÍDELE	64
8.1	VÝPOČET REAKCÍ V LOŽISCÍCH.....	64
8.2	VÝPOČET PRŮMĚRU HŘÍDELE POD PASTORKEM	65
8.3	VÝPOČET PERA POD VELKOU ŘEMENICÍ	65
8.4	VÝPOČET LOŽISKA V MÍSTĚ A	65
9	VÝPOČET 2. (ŠNEKOVÉ) HŘÍDELE.....	67
9.1	VÝPOČET REAKCÍ V LOŽISCÍCH ŠNEKOVÉ HŘÍDELE	67
9.2	VÝPOČET PRŮMĚRU HŘÍDELE POD OZUBENÝM KOLEM.....	68
9.3	VÝPOČET PER	68
9.4	VÝPOČET LOŽISKA V MÍSTĚ A	69
10	VÝPOČET 3. (HNANÉ) HŘÍDELE.....	70
10.1	VÝPOČET REAKCÍ V LOŽISCÍCH HANANÉ HŘÍDELE.....	70
10.2	VÝPOČET PRŮMĚRU HŘÍDELE POD ŠNEKOVÝM KOLEM.....	70
10.3	VÝPOČET PER PO ŠNEKOVÝM KOLEM.....	71
10.4	VÝPOČET LOŽISKA V MÍSTĚ A	71
11	VÝPOČET STŘIŽNÉ POJISTNÉ SPOJKY.....	73
11.1	VOLBA PER POD POJISTNOU SPOJKOU.....	73
11.2	VÝPOČET STŘIŽNÉ SÍLY NA ROZTEČNÉM PRŮMĚRU KOLÍKU	73
11.3	VÝPOČET A VOLBA PRŮMĚRU STŘIŽNÉHO KOLÍKU	73
11.4	PŘEPOČET ROZMĚRŮ STŘIŽNÉ SPOJKY	73
	ZÁVĚR	75
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	76
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	77
	SEZNAM OBRÁZKŮ	83

SEZNAM TABULEK.....	85
SEZNAM PŘÍLOH.....	86

ÚVOD

Vždy se lidé snažili ulehčit si práci využitím nějakých mechanických prostředků. Mezi první používané mechanické prostředky patří páka a klín. Těchto dvou prostředků se v jisté formě používá i u ozubených kol.

Ozubená kola nejspíše byla známa už ve starověku, jelikož se řečtí učenci už ve třetím století př. Kr. zabývali složitými převody. Šnekový převod popsal již Archimédes. Leonardo Da Vinci se také zabýval šnekovým převodem, přičemž dospěl k poznatku, že šneky s malým stoupáním jsou samosvorné. V jeho skicách byli objeveny i náčrty globoidního šneku.

Největší rozmach ozubených kol nastal ve dvacátém století. Rychle se rozvíjela výroba a ozubené převody se zdokonalovali, jak po technologické stránce, tak i po stránce konstrukční. Po 1. světové válce byli poprvé použity vysoce legované oceli, kalené, broušené a leštěné. Po válce se vylepšila konstrukce i šnekového soukolí. Od této doby se vývoj šnekových soukolí považoval za ukončený. Potřeby průmyslu si vyžádali modernizaci geometrie a technologie globoidních šnekových soukolí.

V současnosti známe mnoho druhů šnekových i globoidních soukolí. Jednotlivé druhy se od sebe odlišují geometrií ozubení, konstrukcí soukolí i technologií výroby, ale pro průmyslové využití se používají jen některé druhy.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 PŘEVODY

Převodový mechanismus umožňuje přenos sil, kroutícího momentu, energie, případně tuto energii přiváděnou z hnacího stroje na pracovní zařízení rozděluje.

1.1 Stavební struktura (elementární konstrukční vlastnosti)

1.1.1 Každý převod má ve své struktuře

- a) vstupní člen (prvek)
- b) výstupní člen (prvek)

Vstupní a výstupní člen jsou vzájemně propojeny přímo nebo nepřímo prostřednictvím dalšího členu (prvku). Toto propojení může být obecně mechanické, elektrické, hydraulické nebo pneumatické. Dále bude uvažován pouze mechanický princip.

1.1.2 Mechanické převody

- tvárové (bez skluzu) - Tvarové spojení lze dále členit na přímé (kontaktní) a na nepřímé (s druhým členem). K přímým převodům s tvarovým stykem patří ozubené převody, k nepřímým převody s ozubenými řemeny a řetězové převody.
- třecí (se skluzem) – Třecí nebo tzv. silové spojení může být také přímé (kontaktní), sem patří třecí převody, nebo nepřímé (s druhým členem), do této skupiny zařazujeme řemenové a lanové převody. Do této skupiny také patří převody ozubenými koly.

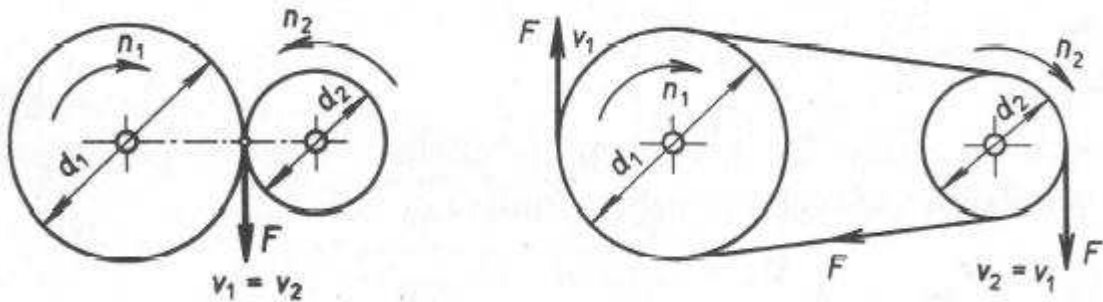
1.2 Základní vztahy

1.2.1 Převodový poměr

Základním parametrem převodů je převodový poměr. Převody mají podle svého určení stálý nebo měnitelný převodový poměr, který se mění buď plynule nebo stupňovitě. Převodovky s plynule měnitelnými převody se nazývají variátory. Stupňovitá regulace je však obvykle jednodušší, spolehlivější a ekonomicky výhodnější. Převodový poměr může kolísat např.: u převodů se skluzem.

Definice: Převodový poměr i je poměr úhlové rychlosti hnací ku hnané (obr. 1).

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{Mk_2}{Mk_1}$$



obr. 1 Rychlosti v převodech

Pozn.: $i > 1$... převod do pomala (reduktor), $i < 1$... převod do rychla (multiplikátor)

Druhým parametrem, který charakterizuje převod je účinnost. nenastane-li v převodu prokluz je účinnost ideální. U skutečného převodu se vždy objeví ztráty v důsledku tření dotýkajících se částí, ztráty třením v uložení při broděním v mazací kapalině atd. , tím se přenášený výkon v poměru který charakterizuje účinnost.

1.2.2 Účinnost

Účinnost η je dána poměrem výstupního a vstupního výkonu.

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{n_1}{n_2} [-]$$

1.2.3 Silové poměry

a) přenáší-li jednoduchý převod

- obvodovou sílu F , při obvodové rychlosti v a výkonu P .

$$F = \frac{1000 \cdot P}{v} [\text{N, kW, m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

- točivý moment M_t , otáčkami n , při výkonu P

$$M_t = 159,2 \cdot \frac{P}{n} [\text{Nm}]$$

b) složený převod

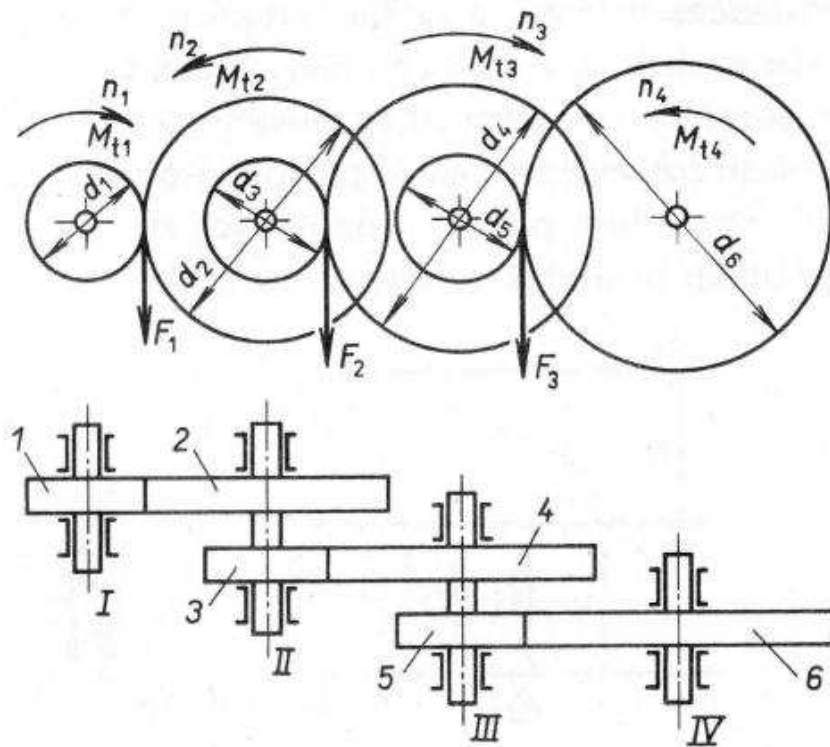
Uspořádáním několika jednoduchých převodů za sebou vzniká složený převod (obr. 2).

$$i_c = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n$$

$$Mt_2 = i_1 \cdot Mt_1, \quad Mt_3 = i_1 \cdot i_2 \cdot Mt_1, \quad Mt_4 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot Mt_1$$

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1}, \quad \eta_{3,4} = \frac{P_4}{P_3}, \quad \eta_{5,6} = \frac{P_5}{P_6}$$

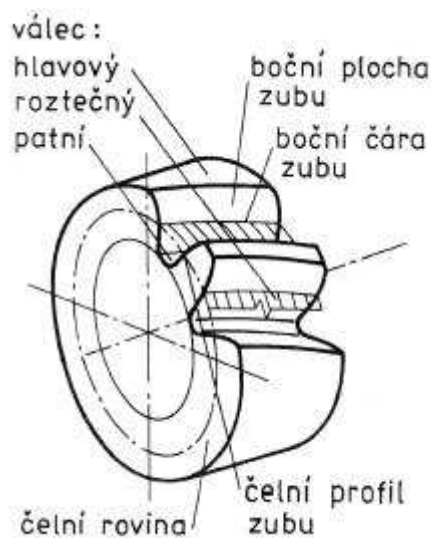
$$\eta_c = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdot \eta_{5,6}$$



obr. 2 Otáčky složených převodů

2 OZUBENÉ PŘEVODY

Jsou v technice nejvíce používané. Přenášejí otáčivý pohyb a mechanickou energii na hnaný člen bezprostředním stykem (tzv. tvarovým), tj. záběrem dvou nebo více ozubených kol. Převod se uskutečňuje bez skluzu, takže obvodová rychlost na hnaném kole se rovná obvodové rychlosti na hnacím kole. Přenos kroutícího momentu se děje tlakem v zubech do sebe zabírajících kol. S průměrem kola se mění otáčky kol. Dvojice spolu zabírajících kol, které do sebe zabírají, představují jednoduchý převod a nazývá se soukolí, malé kolo se nazývá *pastorek*, druhé je *velké kolo* (obr. 3).



obr. 3 Ozubený věnec

Ozubené kolo o nekonečně velkém poloměru, se nazývá *hřeben*. Ve spojení s ozubeným kolem umožňuje přeměnu otáčivého pohybu v posuvný a naopak (obr. 4/e).

2.1 Rozdělení ozubených převodů

2.1.1 Podle druhu čelní profilové křivky zubů:

- evolventní
- cykloidní
- hyperboloidní (z výrobních důvodů se nahrazují koly válcovými, kuželovými nebo globoidními)

2.1.2 Podle tvaru boční čáry zubů:

- Kola s čelními zuby: se používá u pomaloběžných a silně namáhaných soukolí. U rychloběžných soukolí tam, kde by byly potíže se zachycením axiálních sil a není problém se zvýšenou hlučností.
- kola se šikmými zuby: pozvolný a plynulý vstup a výstup zubových dvojic do i ze záběru, větší součinitel trvání záběru, klidnější a tišší chod, menší dynamické účinky, vznik axiální síly - použití axiálních ložisek
- kola se šroubovými zuby
- kola s dvojitě šikmými zuby (šípovými)

2.1.3 Podle relativního pohybu základních členů:

- soukolí valivá
- soukolí šroubová

2.1.4 Podle vzájemné polohy os:

- rovnoběžné (obr. 4/a, b, c, d)
- různoběžné (obr. 4/f, g)
- mimoběžné
 - soukolí válcová šroubová (obr. 4/g)
 - soukolí šneková (obr. 4/i)
 - soukolí šroubová kuželová-hypoidní (obr. 4/j)
 - soukolí spiroidní (obr. 4/k)



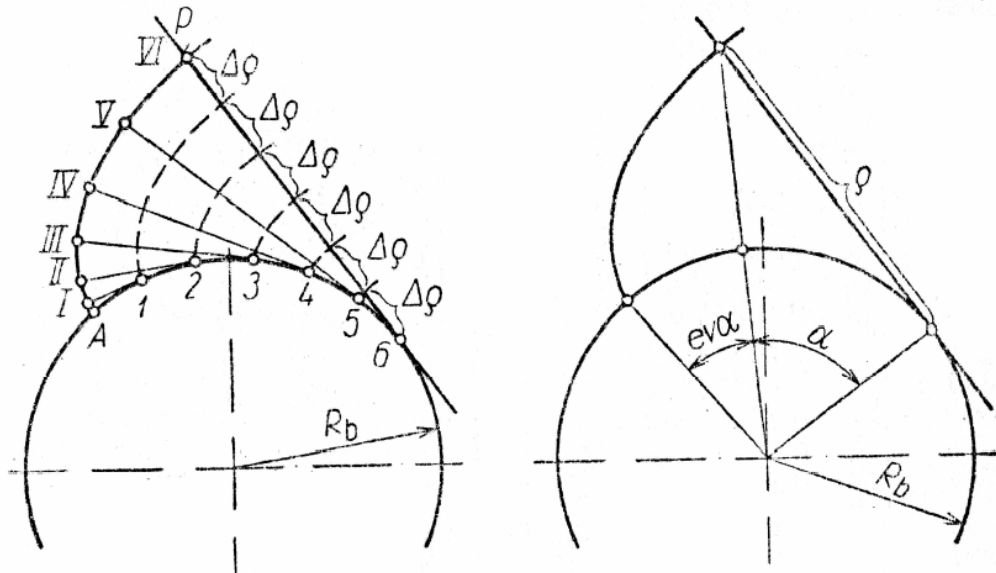
obr. 4 Rozdělení ozubení podle polohy os hřídelí

2.2 Profil ozubení

Valivým pohybem roztečných válců po sobě se vytvoří společný styková přímka, bok zubu, jehož profil je dán stopou této přímky v čelní rovině válců. Křivka profilu zubu je potom průsečnice boku zubu s čelní rovinou kola. Povrch roztečného valivého válce dělí zub na hlavu a patu.

2.2.1 Evolventní ozubení

Evolventní ozubení (obr. 5) tvoří libovolný bod tvořící přímky p , odvalující se po základní kružnici k_B .



obr. 5 Evolventní ozubení

Evolventní ozubení se používá pro snadnou, přesnou a levnou výrobu. Další výhodou evolventního ozubení je že má větší úhel záběru než ozubení cykloidní. Čím je větší úhel záběru, tím menší může být počet zubů, aniž by došlo k podřezání paty zuby. Tím se však zkracuje také délka záběru a zhoršuje se klidnost chodu.

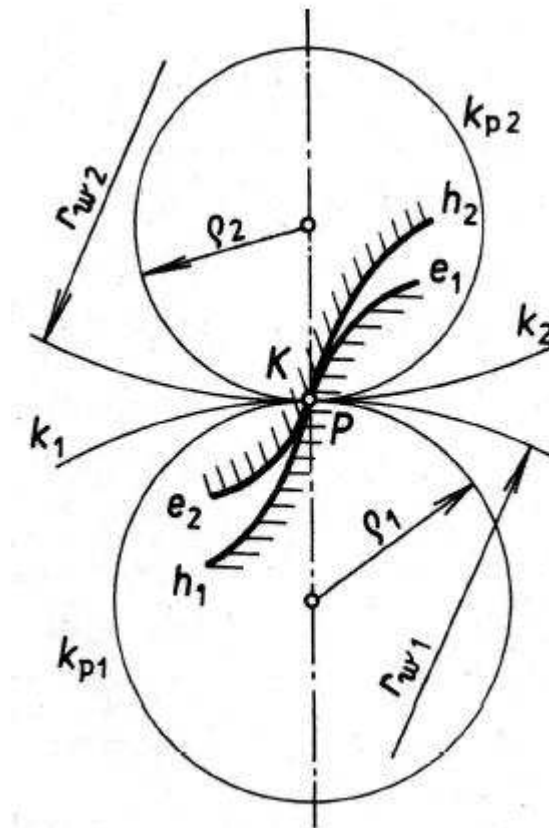
2.2.2 Cykloidní ozubení

Křivka profilu zuby cykloidního ozubení (obr. 6) je tvořena libovolným bodem tvořící kružnice $k_{P1,2}$, jenž se odvaluje po roztečné (základní) kružnici kola k_b podle vzájemné polohy tvořící a roztečné kružnice $k_{1,2}$ opisuje centrální valivý bod K :

- epicykloidu e: odvaluje-li se tvořící kružnice k_{P1} vně roztečné kružnice k_2
- hypocykloidu h: odvaluje-li se tvořící kružnice k_{P1} uvnitř roztečné kružnice k_2

Výhody cykloidního ozubení jsou, že se zuby po sobě více odvalují než u evolventního ozubení, z toho plynou výhody rovnoměrnějšího chodu a menšího opotřebení zubů. Vhodnou korekcí lze u cykloidního ozubení zmenšit počet zubů až na $z_{\min} = 4$. Nevýhodou je

drahá a pracná výhoda, složitá korekce zubů a náchylnost na přesnost vzdálenosti os hřídelí.



obr. 6 Cykloidní profil boku zubu

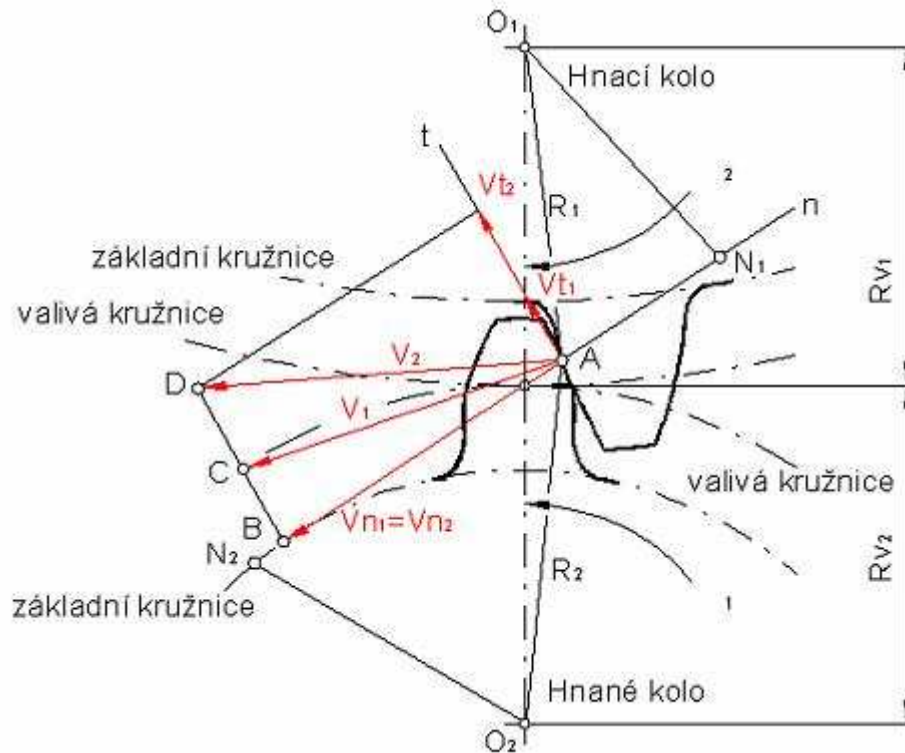
2.3 Zákon ozubení

Hnací ozubené kolo otáčející se stálou úhlovou rychlostí ω_1 udílí hnanému kolu rovněž stálou úhlovou rychlost ω_2 a přitom se křivky boků dvou spolu zabírajících zubů dotýkají v bodě A. Díky úhlovým rychlostem působí obvodové rychlosti přímo v bodě A.

- hnací kolo se středem O_1 $\rightarrow V_1 = R_1 \cdot \omega_1$ (složky síly $V_1 \rightarrow V_{n1}$ a V_{t1})
- hnané kolo se středem O_2 $\rightarrow V_2 = R_2 \cdot \omega_2$ (složky síly $V_2 \rightarrow V_{n2}$ a V_{t2})

Z podobnosti trojúhelníků (obr. 7) $O_1N_1A \approx ABC$ a $O_2N_2A \approx ABD$ vychází vztah:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_2}{n_1}$$



obr. 7 Zákon ozubení

2.4 Základní parametry

Jestliže budeme zvětšovat jedno z kol soukolí až přejde v ozubený hřeben, dostaneme základ ozubeného kola s tímto hřebenem. Ozubený hřeben-kolo s nekonečně velkým poměrem se nazývá základní profil *Z*. Kružnice a evolventy přecházejí do přímky. Rozměry základního profilu jsou normalizovány dle ČSN.

2.4.1 Modul

Profily *Z* jsou sestaveny do řady jejich každý člen je určen číselnou hodnotou, kterou nazýváme *modul*. Modul je část roztečné kružnice připadající na jeden zub kola.

$$m = \frac{D}{z}$$

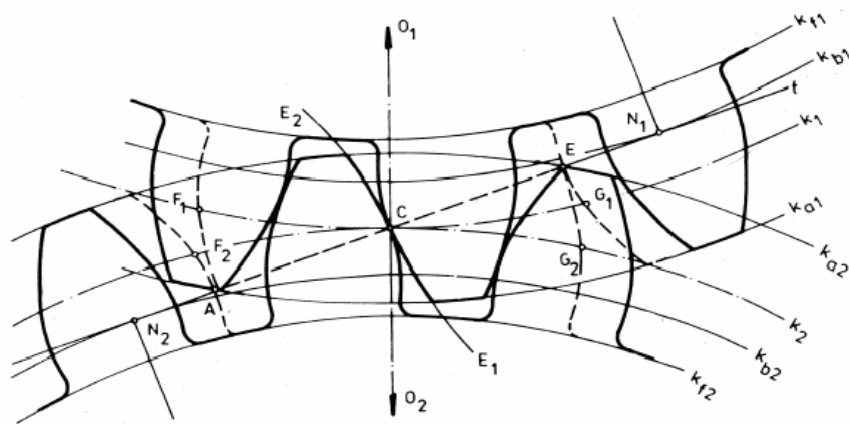
Modul je rozměr ozubení od něhož se všechny další rozměry ozubení odvozují. Moduly jsou normalizovány v několika řadách.

Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2
0,05		0,5		5		50	
0,06	0,055	0,6	0,55	6	5,5	60	55
0,08	0,07	0,8	0,7	8	7	80	70
0,1	0,09	1	0,9	10	9	100	90
0,12	0,11	1,25	0,1125	12	11		
0,15	0,14	1,5	0,375	16	14		
0,2	0,18	2	1,75	20	18		
0,25	0,22	2,5	2,25	25	22		
0,3	0,28	3	2,75	32	18		
0,4	0,35	4	3,5	40	36		
	0,45		4,5		45		

tabulka 1: Moduly řady 1 se používají přednostně. ČSN 01 4608

2.4.2 Základní pojmy ozubení

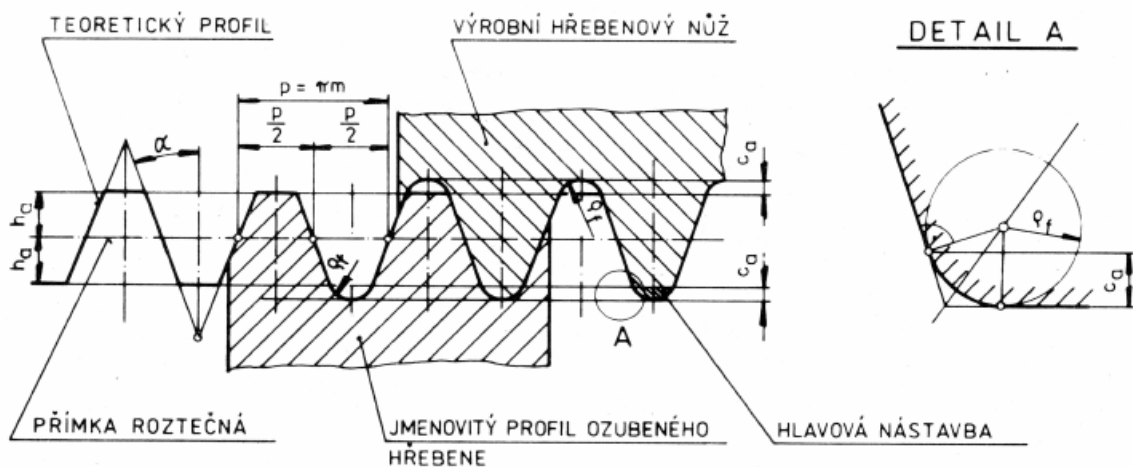
- Čára záběru (obr. 8): Je to čára, po které se pohybuje dotykový bod C zabírajících zubů. U evolventního ozubení je dráhou záběru přímka t , která tvoří společnou tečnu základních kružnic obou kol.



obr. 8 Čára záběru spolu zabírajících kol

- Úhel záběru α : Ostrý úhel, jenž svírá společná normála v bodě dotyku s přímkou vedou pólém \underline{P} , kolmo na spojnici středů je označována jako úhel záběru α_0 (obr. 7). Tento úhel se během záběru mění, protože normála kyne kolem bodu \underline{P} . pouze u evolventního profilu zůstává úhel α konstantní.
- Rozteč P (obr. 9): Je vzdálenost stejnolehých boků sousedních zubů, kterou měříme na roztečné kružnici. (pozn.: rozteč \underline{P} lze značit \underline{t} , dále používám \underline{P})

$$P = \pi \cdot m \text{ [mm]}$$



obr. 9 Rozteč ozubeného hřebene

- Průměr roztečné kružnice D : Jedná se o průměry valivých (roztečných) válců do roviny kolmé k její ose. U skutečných ozubených kol se nedají pořádně měřit, přesto jsou velice důležité pro jejich konstrukci a výrobu.

$$D = z \cdot m \text{ [mm]}$$

- Průměr patní kružnice D_f : Jedná se o nejmenší průměr ozubeného kola

$$D_f = D - 2 \cdot h_f \text{ [mm]}$$

- Průměr hlavové kružnice D_a : Jedná se o největší průměr ozubeného kola

$$D_a = D + 2 \cdot h_a \text{ [mm]}$$

- Šířka zubu b : šířka ozubení

$$b = \psi \cdot m \text{ [mm]}$$

kde ψ je součinitel uložení soukolí

- Výška zuby h : jedná se o rozdíl mezi hlavovou a patní kružnicí. Výšku zuby dělíme na výšku hlavy zuby h_a a na výšku paty zuby h_f .

$$h = h_f + h_a$$

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

$$h_a = m$$

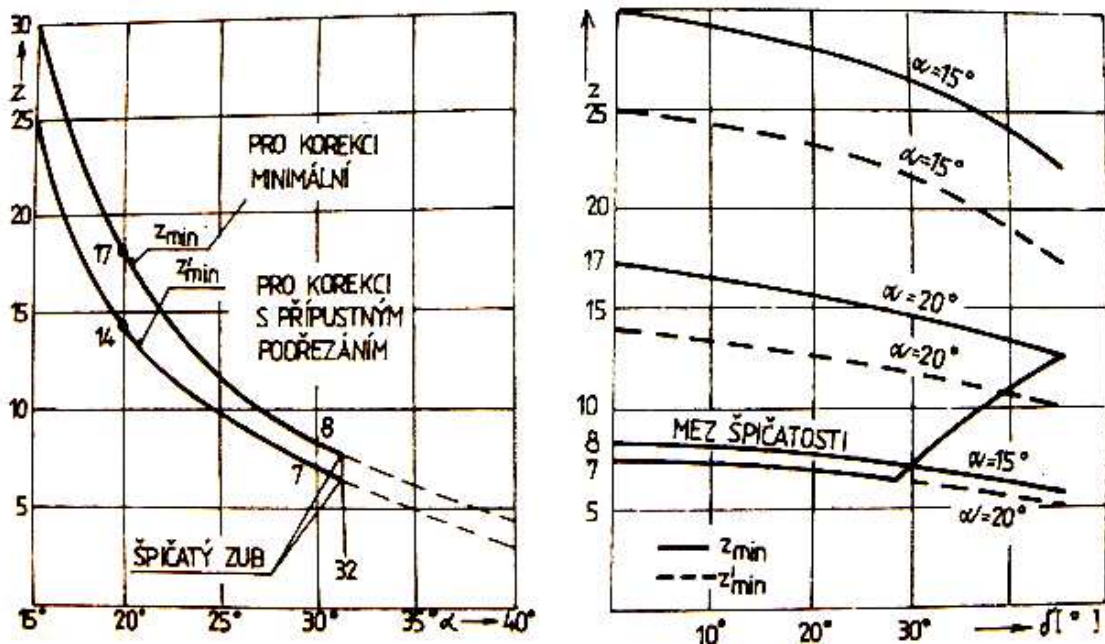
2.4.3 Přehled výpočtu ozubení

Název	Označení	Pastorek	Kolo
počet zubů	z	z_1	z_2
modul	m		m
úhel záběru	α		$\alpha = 20^\circ$
výška paty zuby	h_f		$h_f = 1,25 \cdot m$
výška hlavy zuby	h_a		$h_a = m$
hlavová vůle	c_a		$c_a = 0,25 \cdot m$
průměr roztečné kružnice	d	$d_1 = m \cdot z_1$	$d_2 = m \cdot z_2$
průměr patní kružnice	d_f	$d_{1f} = d_1 - 2 \cdot h_f$	$d_{2f} = d_2 - 2 \cdot h_f$
průměr hlavové kružnice	d_a	$d_{1a} = d_1 + 2 \cdot h_a$	$d_{2a} = d_2 + 2 \cdot h_a$
průměr základní kružnice	d_b	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha$
rozteč	P		$P = \pi \cdot m$
základní rozteč	P_b		$P_b = P \cdot \cos \alpha$
tloušťka zuby	S		$S = P/2$
šířka zubové mezery	e		$e = S$
šířka ozubení	b		$b = \psi \cdot m$
vzdálenost os	a		$a = (d_1 + d_2)/2$
převodový poměr	i		$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2}$

tabulka 2: Přehled výpočtu ozubení

2.5 Podřezání a mezní počet zubů

Nástroj na výrobu ozubených kol má profil jako *ozubený hřeben* (základní profil) zvětšený o hlavovou vůli c_a , aby vytvořil vůli mezi hlavovou kružnicí ozubeného kola D_a a patní kružnicí pastorku d_f . při malém počtu zubů a u malých průměrů kol tato „nástavba“ podřezává zub. podřezaný zub má nesprávný tvar, kterým se poruší záběrové poměry. Jednak je zub zeslabený v patě, jednak na vzniklé ploše dochází ke koncentraci napětí. (viz. 2.2.1)



obr. 10 Směrnice pro volbu minimálního počtu zubů

Podřezání paty zubu lze zabránit:

- Zvětšením úhlu záběru α (nevýhodou je nenormalizovaný řezný nástroj).
- Snížením výšky zubu (zhoršují se záběrové poměry).
- Použití čelních kol se šikmými zuby
- Posunutím řezného nástroje při výrobě ozubeného kola (korekce). U evolventního ozubení nejjednodušší a nejvýhodnější působ.

2.5.1 Druhy korekcí

Podle polohy roztečné přímky řezného nástroje vzhledem k roztečné kružnici d vyráběného kola vzniká (obr. 11):

a) kolo N (nekorigované): nulové posunutí řezného nástroje při výrobě. Ozubený hřeben a ozubené kolo → při záběru se dotýkají roztečná přímka a roztečná kružnice ozubeného kola. Soukolí → při záběru dvou ozubených kol se dotýkají ve valivém bodě. Výpočty uvedené v tabulce 2 platí pro tento druh kol.

b) kolo +V (kladná korekce): posunutí řezného nástroje při výrobě ozubeného kola od jeho středu o $+x \cdot m$. Ozubený hřeben a ozubené kolo → při záběru je roztečná přímka a roztečná kružnice posunutá o hodnotu $+x \cdot m$. Soukolí → při záběru dvou ozubených kol jsou roztečné kružnice posunuty o hodnotu $+x \cdot m$, takže nemají žádný společný bod. Tloušťka paty zubu se zvětší a zub se stává špičatějším. Výpočet je uveden v odstavci 25.1.1.

c) kolo -V (záporná korekce): posunutí řezného nástroje při výrobě ozubeného kola do jeho středu o $-x \cdot m$. Ozubený hřeben a ozubené kolo → při záběru je roztečná přímka a roztečná kružnice posunutá o hodnotu $+x \cdot m$. Soukolí → při záběru dvou ozubených kol jsou roztečné kružnice posunuty o hodnotu $+x \cdot m$, takže mají dva společné body. Tloušťka paty zubu se zmenší a zub se stává tlustějším. Výpočet je uveden v odstavci 2.5.1.1.

2.5.1.1 Výpočty korigovaných ozubených kol

kladná korekce

$$h_a = m + x \cdot m$$

$$h_f = m + c_a - x \cdot m$$

$$h = h_a + h_f = 2 \cdot m + c_a$$

$$c_a = 0,25 \cdot m$$

$$d = m \cdot z$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a$$

$$d_f = d - 2 \cdot h_f$$

záporná korekce

$$h_a = m - x \cdot m$$

$$h_f = m + c_a + x \cdot m$$

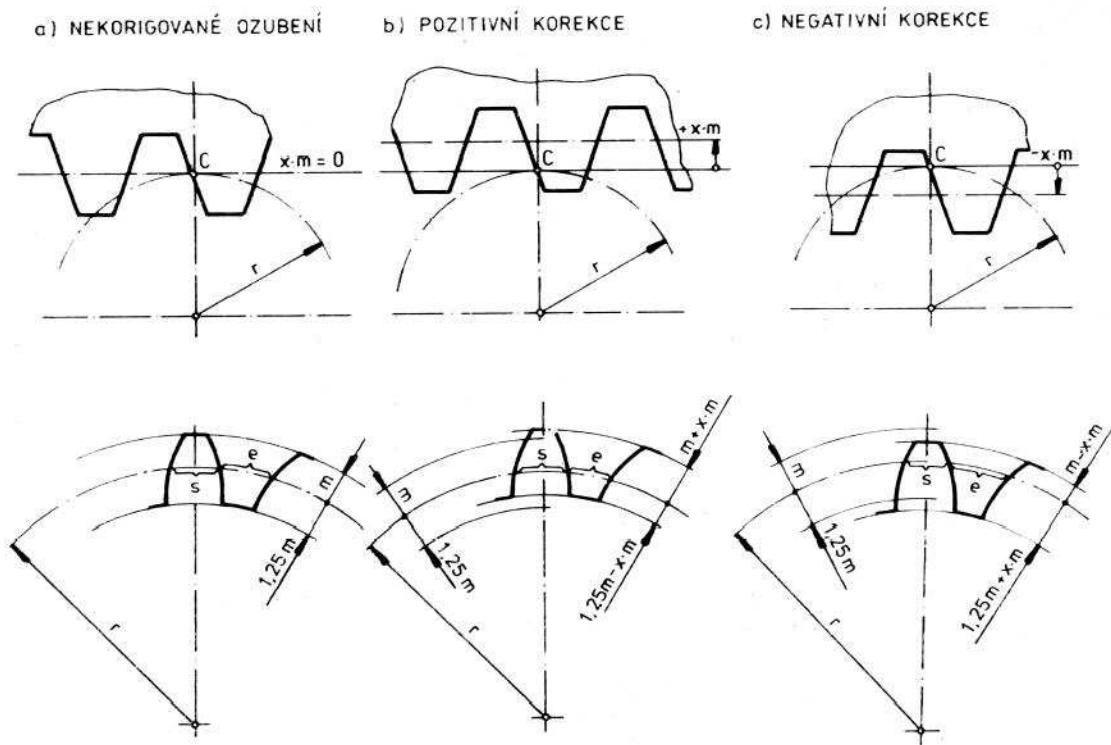
$$h = h_a + h_f = 2 \cdot m + c_a$$

$$c_a = 0,25 \cdot m$$

$$d = m \cdot z$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a$$

$$d_f = d - 2 \cdot h_f$$



obr. 11 Korigovaná ozubení

2.5.1.2 Určení hodnoty posunutí nástroje x

a) proti podřezání zubu, tzv. nejmenší korekce. Tyto korekce se používají nejčastěji.

- pro praktické posunutí:

$$x_p = \frac{z_p - z}{z_t} = \frac{14 - z}{17}$$

- pro teoretické posunutí:

$$x_t = \frac{z_t - z}{z_t} = \frac{17 - z}{17}$$

b) ke zlepšení vlastností ozubených kol i když mají počet zubů $z_p = 14$, tzv. nejvýhodnější korekce bud':

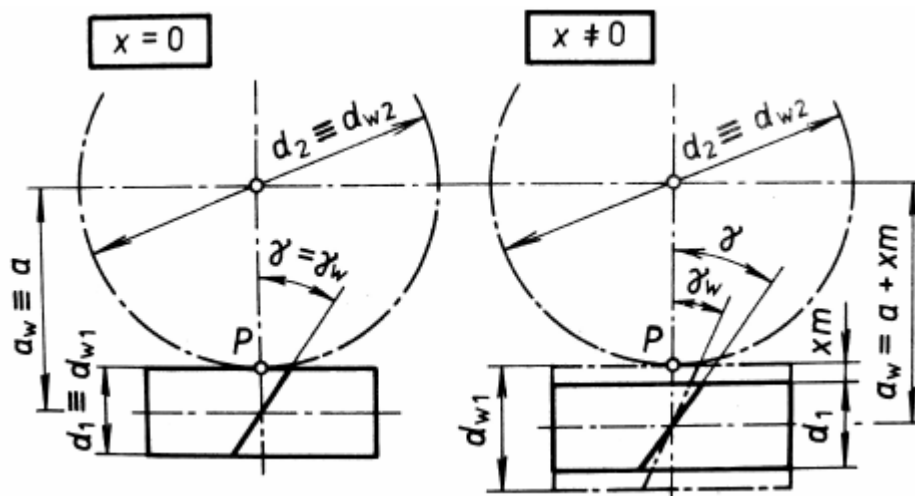
$$x_1 = 0,02 \cdot (30 - z_1)$$

$$x_2 = 0,04 \cdot \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right)$$

Pro soukolí použijeme to posunutí \underline{x} , které vychází větší. Je to z důvodů lepších vlastností soukolí, např.: soukolí může přenést větší zatížení, větší trvanlivost a životnost než soukolí nekorigované se stejnými parametry.

2.5.1.3 Soukolí podle jednotkových posunutí x

- Soukolí N: jednotková posunutí $x_1 = x_2 = 0$, kdy roztečná kružnice je i valivou kružnicí.
- Soukolí VN: pastorek je $+V$ a kole je $-V$, $x_1 + x_2 = 0 \rightarrow x_1 = x_2$. Vzdálenost os \underline{a} je stejná jako u soukolí N.
- Soukolí V: pastorek je $+V$, kolo může být $\pm V, N$. U soukolí V se podle druhu použitých kol mění osová vzdálenost o hodnoty \underline{y} a \underline{k} . Kde y je jednotková změna vzdálenosti a k součinitel jednotkového posunutí.
- Ozubení šnekového kola se vyrábí tvarovou frézou, jenž je kopií šneku. vzájemná poloha kola a nástroje při výrobě na obr 12.



obr. 12 Vzájemná poloha šroubové frézy a kola

2.5.1.4 Součinitel záběru ε

Vyjadřuje záběrové poměry v ozubení. Plynulost záběru je zaručena jestliže následující pár zubů soukolí přichází do záběru dříve než předcházející pár zubů ze záběru výjde. Tuto skutečnost vyjadřujeme hodnotou $\underline{\varepsilon}$, přičemž $\varepsilon_\alpha = 1 < \varepsilon_K < 2$. Běžně se vyžaduje $\varepsilon_\alpha = 1,4 \div 1,6$.

3 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ

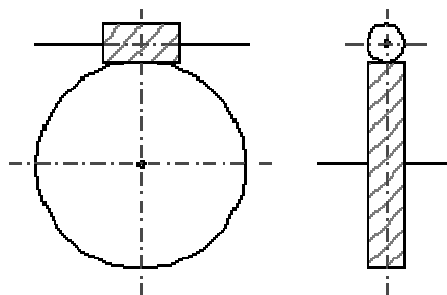
3.1 Charakteristika

Šneková soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli v místě nejkratší příčky. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji 90° . Šneková soukolí jsou speciálním případem šroubového soukolí, kde snížením počtu zubů pastorku přejde tento v jednochodý nebo vícechodý šroub, který se nazývá šnek. Protikolo je ve strojírenské terminologii nazýváno jako šnekové kolo. Šířka šneku mnohonásobně překračuje jeho roztečný průměr.

Jedním šnekovým soukolím lze dosáhnout převodového poměru $i = 10 \div 80$, u kinematických převodů $i = 500 \div 1000$. vyznačují se tichým a plynulým chodem v různém spektru otáček. Lze přenášet velké výkony a dosáhnout samosvornosti.

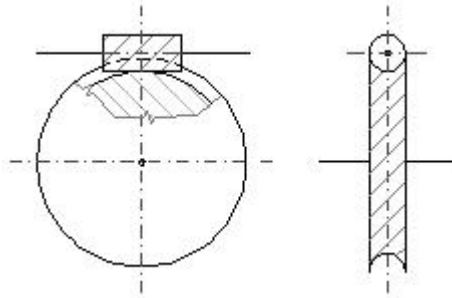
3.2 Druhy šnekových soukolí

- Soukolí válcová (obr. 13): Obě kola mají tvar válců. Používají se pouze v podřadných případech. Dotyk zubů v ozubení je teoreticky bodový. Soukolí je nejjednodušší konstrukce i výroby.



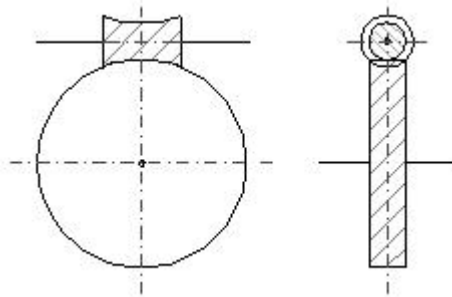
obr. 13 Soukolí válcová

- Válcový šnek + globoidní šnekové kolo (obr. 14): Nejpoužívanější případ a soukolí je normalizováno. Dotyk zubů je přímkový po celé šířce šnekového kola. Tvoří kompromis mezi cenou a provozními vlastnostmi.



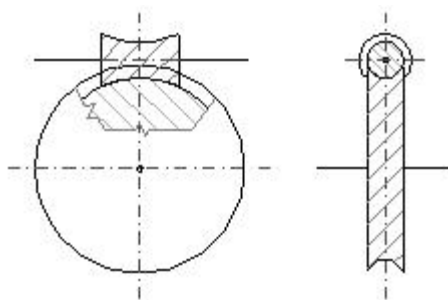
obr. 14 Válcový šnek + globoidní šnekové kolo

- Globoidní šnek + válcové kolo (obr. 15): tato kombinace se velmi málo používá. Používá se tam kde je se na ozubení nekladou veliké nároky např.: ruční pohon.



obr. 15 Globoidní šnek + válcové kolo

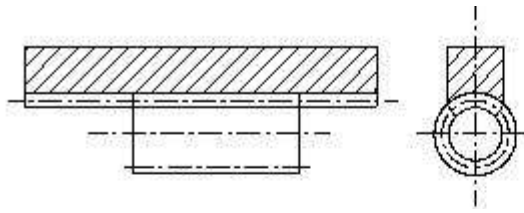
- Globoidní šnek + globoidní kolo (obr. 16): Nejpřesnější, nejúnosnější ale nejdražší. Obě kola jsou globoidní, soukolí má velkou účinnost, přenáší největší výkony vůči příznivému dotyku zubů. Použití je výjimečné.



obr. 16 Globoidní šnek + válcové kolo

Soukolí globoidní je schopno při zachování stejných rozměrů přenášet až trojnásobný výkon oproti soukolí válcovému. Má několika násobně větší stykovou plochu proto je vhodné pro přenos rázovitého zatížení.

- Zvláštní případ (obr. 17): šnek se šnekovým hřebenem

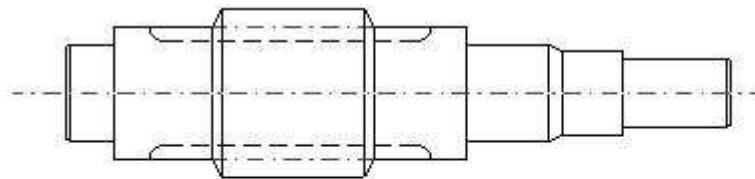


obr. 17 Šnek + šnekový hřeben

3.3 Konstrukční uspořádání

3.3.1 Šneky

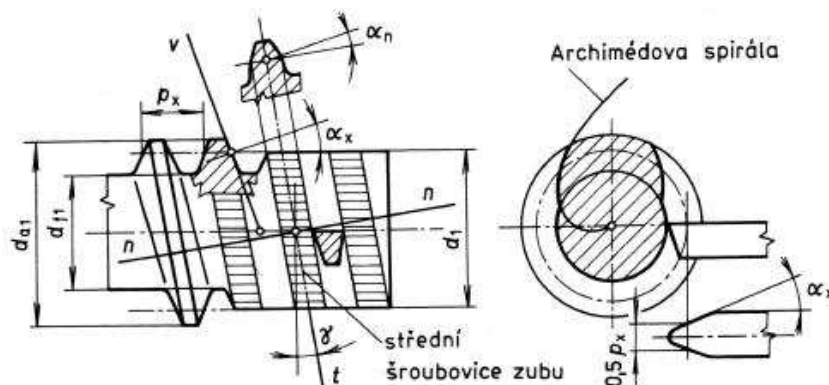
Šneky mohou být až dvanáctichodé, přičemž závity šneku mohou být pravé i levé stoupání. Vzhledem ke svým průměrům se šnek ve většině případů vyrábí jako součást hřídele. Výjimečně se vyrábí jako dutý (obr. 18). Spojení s hřídelí je potom většinou pomocí pera.



obr. 18 Náčrt šneku

3.3.1.1 Šneky spirální (Archimedovy)

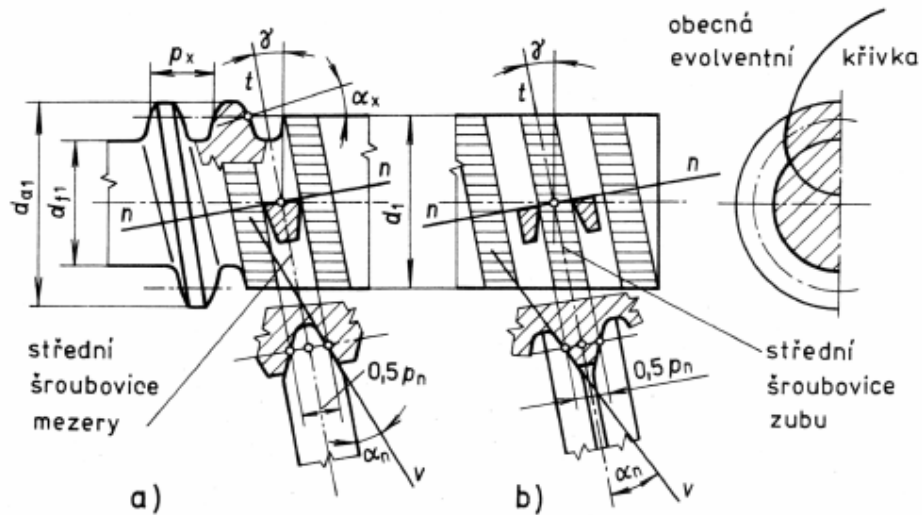
Křivka profilu zubu v čelní rovině je Archimédova spirála. V případech kdy se boky zubů tepelně neupravují, je úhel stoupání u spirálních šneků (obr. 19) je $\gamma \leq 10^\circ$. Normalizovány jsou prvky m_x a α_x v osovém řezu.



obr. 19 Spirální šnek

3.3.1.2 Šneky obecné (obr. 20)

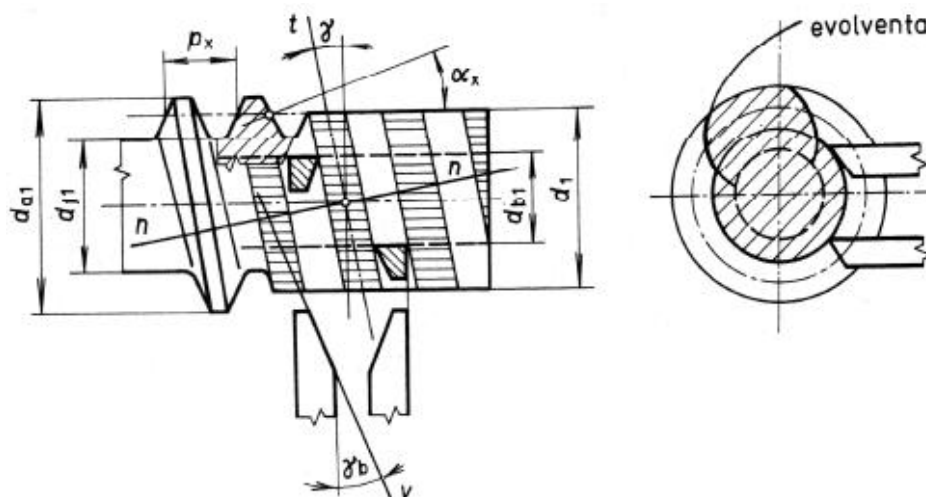
Obecné ozubení se používá pro šneky s větším úhlem stoupání a pro šneky s tepelně upravenými boky zubů jenž vyžadují broušení. Čelní řez vede k obecné evolventní křivce, normalizovány jsou prvky m_n , α_n v rovině normálové. V praxi se obvykle používá provedení b).



obr. 20 Obecný šnek

3.3.1.3 Šneky evolventní (obr. 21)

Evolventní ozubení se obvykle používá u šneků s větším počtem zubů ($z_1 \geq 4$).



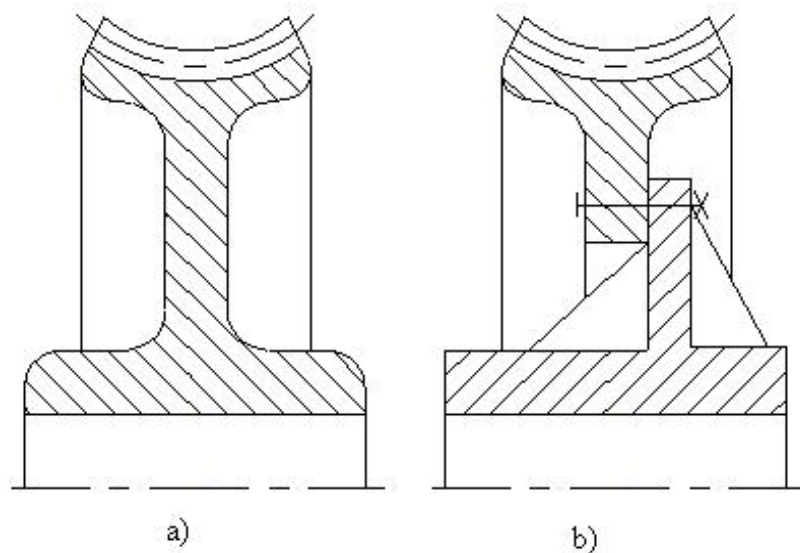
obr. 21 Evolventní šnek

3.3.1.4 Ostatní druhy šneků

- Konkávni šneky: menší ztráty třením, větší odolnost proti opotřebení větší odolnost proti lomu zubu z důvodu tlustější paty zubu
- Duplexní šneky: z důvodu rozdílného stoupání pravého a levého boku zubu se plynule zvětšuje zubová mezera, to umožňuje nastavit vůli mezi šnekem a ozubeným kolem bez změny vzdálenosti os.

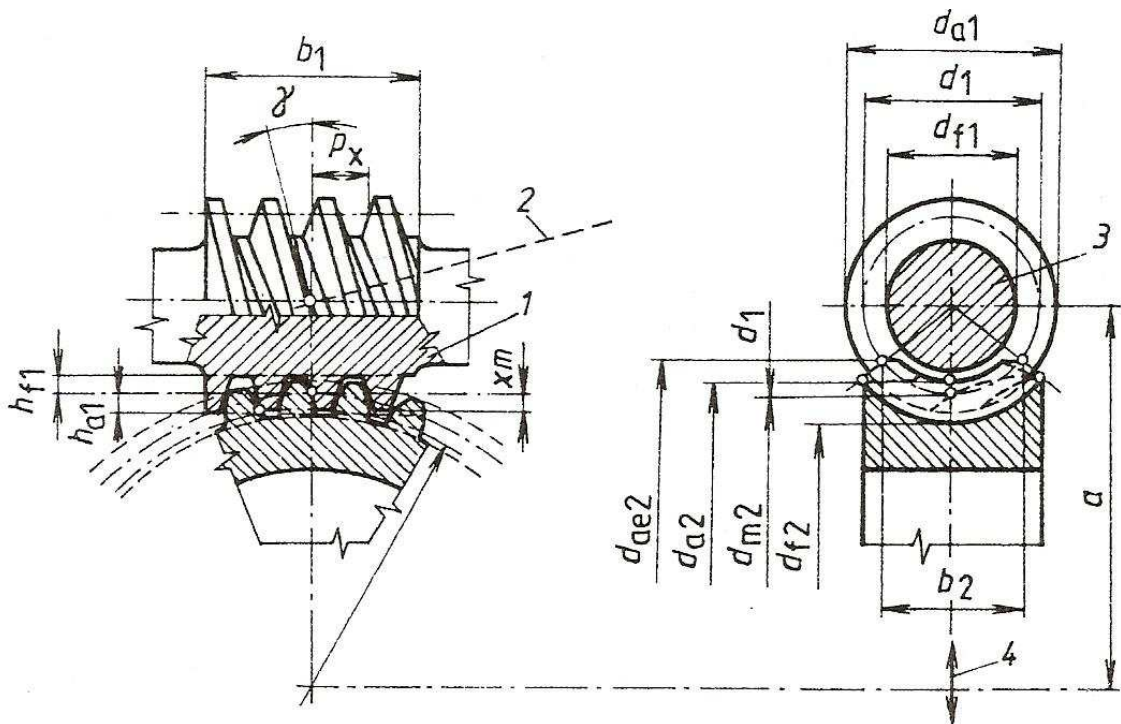
3.3.2 Šneková kola

Šnekové kolo má větší průměr, než šnek. Pokud je ze šedé litiny, provádí se jako odlitek z jednoho kusu (obr. 22/a). Skládá se, podobně jako velká čelní kola, z náboje, disku a věnce. Velikosti se volí dle stejných zásad jako u čelních kol. Podobné tvary mají šneková kola ocelová. Šneková kola *bronzová* (obr. 22/b), se z ekonomických důvodů (cena bronzu) dělají dělená. Věnc se dělá z bronzu, disk a náboj z oceli (šedé litiny). Spojení věnce s diskem se dělá pomocí šroubů a kolíků. Ve vnitřní části náboje jsou drážky pro přenos kroutícího momentu.



obr. 22 Konstrukce šnekového kola

3.4 Výpočet šnekového soukolí (obr. 23)



obr. 23 Hlavní rozměry šnekového soukolí

- 1 – osový řez šneku ve střední rovině šnekového kola
- 2 – normálový řez
- 3 – čelní řez šneku
- 4 – střední roviny šnekového kola

- Úhel profilu α : normalizovaný $\alpha = 20^\circ$

$$\text{osový } \alpha_x = \arct \cdot (\text{tg } \alpha_n / \cos \gamma)$$

Geometrie ozubení šneku	ZN1	ZN2	ZI	ZA	ZK1, ZK2
Označení úhlu profilu	α_{nT}	α_{nS}	α_n	α_x	α_o
Úhel profilu	$\alpha = 20^\circ$				

tabulka 3: Úhel profilu jeho značení pro jednotlivé geometrie ozubení šneků

- Stoupání šroubovice P_z : $P_z = \pi \cdot m \cdot z$
- Osová rozteč P_x : $P_x = \frac{P_z}{z} = \pi \cdot m$
- Základní rozteč P_b : $P_b = P_x \cdot \cos \gamma_b = \pi \cdot m \cdot \cos \gamma_b$

- Průměry kružnic:

Šnek (dw- korigovaný průměr)

Kolo:

$$d_1 = q \cdot m$$

$$d_2 = z_2 \cdot m$$

$$d_{w1} = d_1$$

$$d_{w2} = d_2 + 2 \cdot x \cdot m$$

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

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 - x)$$

$$d_{ae2} = d_{a2} + m$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_b} = \frac{m \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma_b}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \gamma_b$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (1 + c) \rightarrow c \approx 0,2$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2 \cdot m \cdot (1 + c) \rightarrow c \approx 0,2$$

- Vzdálenost os a: $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$

1. řada	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2. řada	45	56	71	90	112	140	180	224	280	355	450	-

tabulka 4: Vzdálenost os šnekových soukolí a [mm].

- Posunutí x: $x = x_2$ volí se $-0,5 \leq x \leq 0,5$
- Délka šneku b_1 : $b_1 \approx 2,5 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1}$
- Šířka ozubení kola b_2 : $b_2 \approx 2,5 \cdot m \cdot (0,5 + \sqrt{q + 1})$

Kde q je součinitel průměru šneku (viz.: tabulka 5).

1. řada	6,3	8,0	10,0	12,5	16	20	25
2. řada	-	9,0	11,2	14,0	18	-	-

tabulka 5: Součinitel průměru šneku

Pozn: a) 1. řada se používá přednostně

b) základní součinitel je $q = 10$

c) podle možností nepoužívat $q = 6,3$ a $q = 25$

- Obvodová rychlost šneku a kol $v_{1/2}$:

Šnek

Kolo:

$$v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1$$

$$v_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2$$

- Kluzná rychlost v_k :

$$v_k = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma}$$

3.5 Parametry pro volbu šnekových převodů

Převod. číslo u	Počet chodů šneku z_1	Počet zubů kola z_2	Součinitel prů- měru šneku q	Směrná hodno- ta účinnosti η_c
8		32	8	0,87 ÷ 0,95
10	4	40	10	0,86 ÷ 0,93
12,5		50	12,5	0,85 ÷ 0,92
16		32	8	0,79 ÷ 0,91
20	2	40	10	0,77 ÷ 0,9
25		50	12,5	0,73 ÷ 0,9
31,5		32	8	0,68 ÷ 0,87
40		40	10	0,64 ÷ 0,86
50	1	50	12,5	0,57 ÷ 0,83
63		63	16	0,53 ÷ 0,78

tabulka 6: Parametry pro volbu šnekových převodů

Pozn: Nižší účinnost se volí pro nižší n_1 .

3.6 Materiály pro šnekové soukolí

Provozní poměry [m/s]	Šnekové kolo		Šnek			
	materiál	E [MPa]	ocel	HRC		
Střední a velké výkony pro zatížení klidné a proměnlivé	vk > 10		12 050			
				12 022		
			Cu Sn10 P		14 140	
			42 3120		14 331	
					16 240	51 ÷ 56
					aj.	
		cínové	Cu Sn12	(0,75÷1)·105	12 050	
		bronzy	42 3123			
			Cu Sn10 Ni1 P1		16 240	
					aj.	
			Cu Sn6 Zn6 Pb3			45 ÷ 56
			42 3135			
		Cu Sn5 Zn5 Pb5				
		42 3137				
		Cu Al9 Fe3		14 140		
	hliníkové	42 3145	0,75·105	14 331		
	bronzy	Cu Al10 Fe4 Ni4		aj.		
		42 3147			45 ÷ 50	
	Cu Al6 Fe3 Mn2					
mosaz	42 3147	(0,9÷1)·105	14 331			
	Cu58 Mn2 Pb2		aj.			
	42 3313					
	42 2415					
Malé výkony, klidné zatížení	vk < 2					
		šedá litina	42 2420	(0,75÷1)·105	12 050	35 ÷ 38
			42 2425		aj.	
			42 2430			

tabulka 7: Materiály pro šnekové soukolí

3.7 Silové poměry

Vzájemné silové působení šneku a šnekového kola. Vychází se z normálového řezu n-n, kde normálová zatěžující síla F_N se nahradí složkami F_n, F_r . Pozn.: Index 1 – šnek, 2- kolo.

$$F_n = F_N \cdot \cos \alpha_n$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_N \cdot \sin \alpha_n = F_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n$$

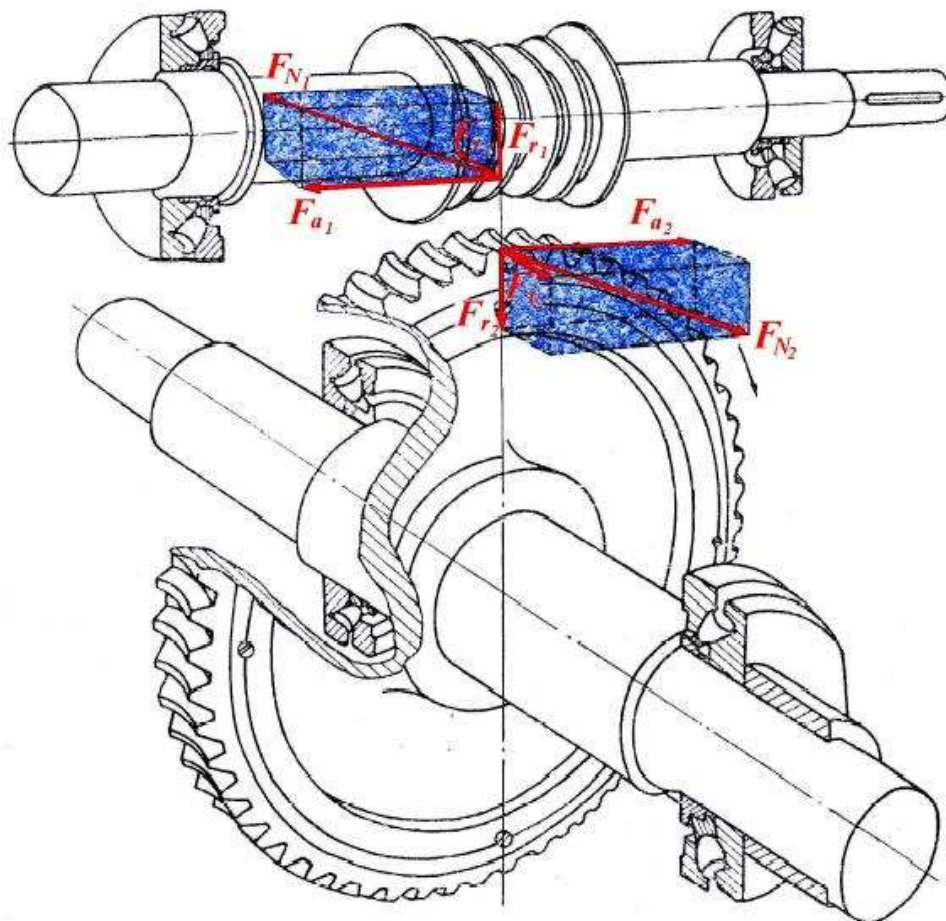
$$T = \frac{f}{\cos \alpha_n} \cdot F_n = F_n \cdot \operatorname{tg} \varphi'$$

$$F_v = F_n + T$$

$$F_{i1} = F_v \cdot \sin(\gamma + \varphi') = F_{a2}$$

$$F_{a1} = F_v \cdot \cos(\gamma + \varphi') = F_{r2}$$

Pozn.: T – třecí síla [N], f – součinitel tření [-]



obr. 24 Silové poměry ve šnekovém soukolí

Vzájemné působení šnekového ozubení je určeno trojicí ortogonálních vektor šneku $\underline{F}_{t1}(\underline{F}_{o1})$, \underline{F}_{a1} a \underline{F}_{r1} pro šnek, nebo obdobnou trojicí sil kola.

Je-li zadán kroutící moment M_{k1} na šneku, nebo M_{k2} na šnekovém kole:

- Obvodové složky:

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1}; F_{o2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2}$$

- Axiální složky:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

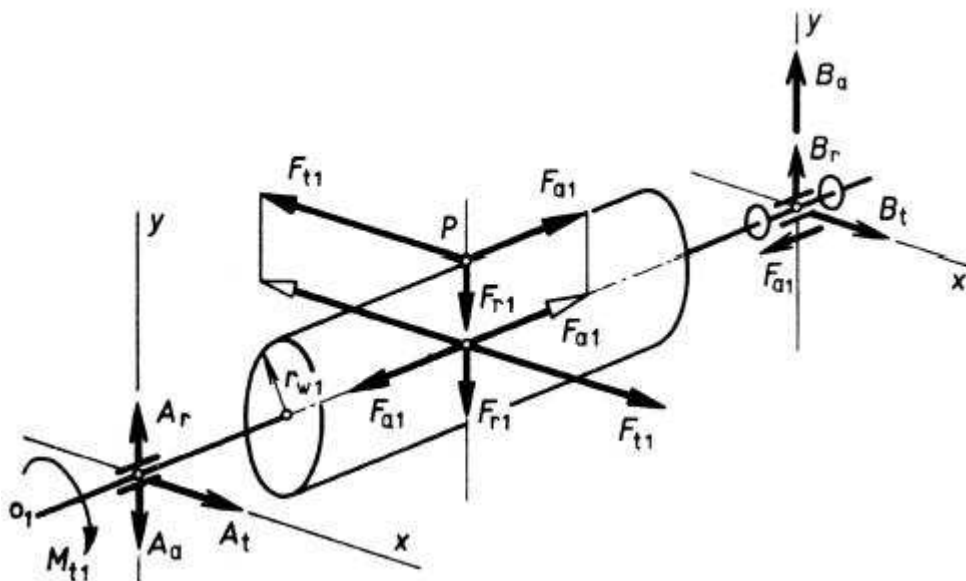
- Radiální složky:

$$F_r = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = F_{t1} \cdot \frac{\alpha_x}{\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \varphi'}$$

$$F_r = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = F_{t2} \cdot \frac{\alpha_x}{1 - \operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \varphi'}$$

Výrazy s α_x se používá pro spirální ozubení, α_n se používá pro ozubení obecné.

Vyšetření reakcí v podpěrách ložisek:



obr. 25 Schéma silového působení ve šnekovém soukolí

Dvojice sil $F_{t1} \cdot r_{w1}$ je vyvážena kroutícím momentem M_{t1} , ale dvojice sil $F_{a1} \cdot r_{w1}$ vyvolá reakce v podpěrách ložisek.

$$A_a = B_b = \frac{F_{a1} \cdot r_{w1}}{l}$$

Kde l je vzdálenost ložisek.

Ve svislé rovině vystupují též reakce od síly F_{r1} (A_r ; B_r), které se vyšetří ze základních podmínek rovnováhy a které se pak složí ze silami A_a ; B_b ve výslednice A_y a B_y . změna smyslu otáčení vyvolá změnu smyslu otáčení F_{a1} a tím i změnu smyslu jejich reakcí A_a ; B_b .

$$A_y = |A_r| + |A_a|$$
$$B_y = |B_r| + |B_b|$$

Výsledné reakce v ložiskách potom určíme:

$$A = \sqrt{(A_x^2 + A_y^2)}$$
$$B = \sqrt{(B_x^2 + B_y^2)}$$

Obdobně postupuje u vyšetřování reakcí šnekového kola.

4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Spojky přenášejí otáčivý pohyb a kroutící moment z hnacího hřídele na hnaný. Hřídelové spojky se skládají z hnané a hnací části. Spojky se vyrábějí odléváním nebo zápusťkovým kováním.

4.1 Funkce spojek

- přenos kroutícího momentu a otáček
- spojení dlouhých hřídelí, které nejde vyrobít z jednoho kusu
- ochrana mechanismu před přetížením (pojistné spojky)
- vyrovnávání odchylek souososti
- tlumení rázů a chvění
- plynulý rozběh strojů a zařízení

4.2 Rozdělení hřídelových spojek

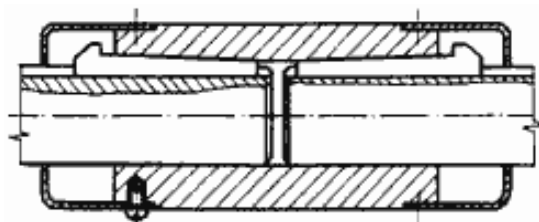
4.2.1 Mechanicky neovládané spojky

Neumožňují rozpojení hřídelí za klidu ani za provozu.

4.2.2 Nepružné pevné spojky

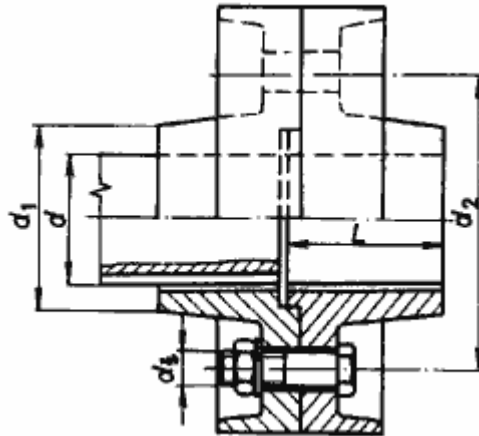
Pevně a trvale spojující dva sousedé hřídele bez možnosti axiálního posuvu. Spojení hřídele se spojkou je silovým stykem. Točivý moment se má přenášet pouze vyvozením třením. Používají se tam kde se na spojení nekladou zvláštní nároky. Jsou konstrukčně jednoduché levné.

- Trubková spojka (obr. 26)



obr. 26 Trubková spojka

- Korýtková spojka
- Kotoučová spojka (obr. 27)



obr. 27 Kotoučová spojka

- Přírubová spojka
- Spojka s čelními zuby

4.2.3 Nepružné vyrovnávací spojky

Vyrovnávací spojky dovolují posuv spojovaných hřídelí ve směru osy hřídele, spojení nesouosých hřídelí nebo spojení mimobežných hřídelí.

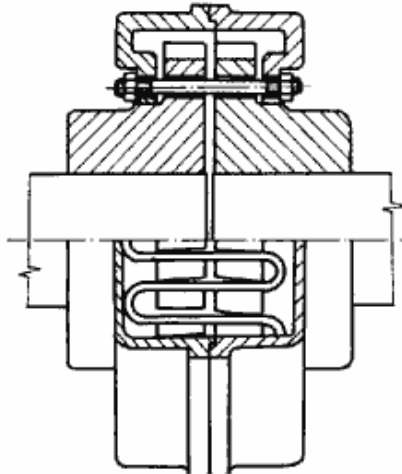
- axiální – zubová nebo trubková spojka
- radiální – ozubcová spojka
- univerzální spojka

4.2.4 Pružné spojky

Přenos točivého momentu se děje pomocí uložení pružných spojovacích prvků pryže, kůže, plastu a kovu (pružinová ocel). Tyto pružné články se rázy nejdříve deformují, pohltní jejich energii částečně ji převedou na tepelnou energii a částečně v deformační práci. Pružné spojky tlumí rázy a vibrace, které se pak nepřenašejí dále, jsou schopny vyrovnat nesouosost hřídelí a připouští malé axiální posuvy s úhlovými výchylkami. Pružné spojky se dělí podle závislosti na točivého momentu na úhlu φ vzájemného pootočení obou částí spojky a podle spojovacích členů.

4.2.4.1 Pružné spojky lineární

- se šroubovými pružinami
- s hadovitě vinutými pružinami (obr. 28)

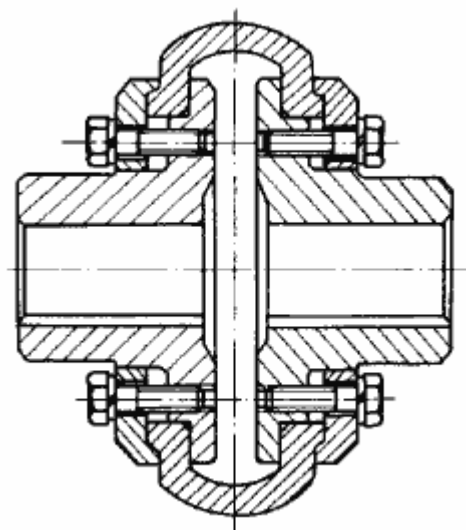


obr. 28 Spojka s hadovitě vinutými pružinami (Bibi)

- Kotoučová čepová spojka s nekovovými pouzdry

4.2.4.2 Pružné spojky nelineární

- Kotoučová spojka s kruhovou vložkou
- Hardyho spojka
- Obručová spojka (obr. 29)



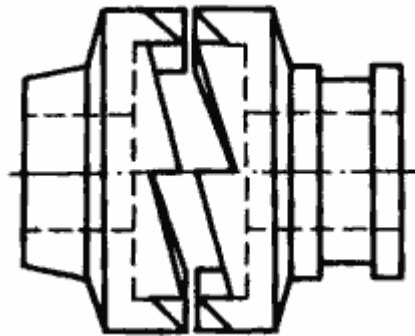
obr. 29 Obručová spojka (Periflex)

4.2.5 Mechanicky ovládané spojky

4.2.6 Výsuvné spojky

Výsuvné spojky mají jednu část axiálně posuvnou. Spojení a rozpojení lze provést buď za klidu (zubové spojky) nebo za provozu (třecí spojky).

- Mechanické – zubové (obr. 30) a třecí spojky



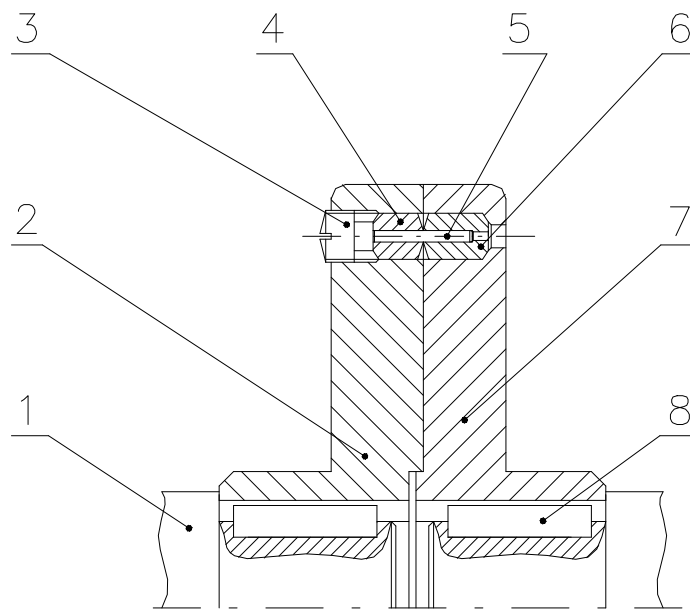
obr. 30 Výsuvná zubová spojka

- Hydraulické spojky
- Pneumatické spojky
- Elektronické spojky

4.2.7 Pojistné spojky

Pojistné spojky brání přetížení při překročení nastaveného zatížení buď porušením spojovacího elementu, prokluzem třecích ploch nebo vysmeknutím spojovacího elementu.

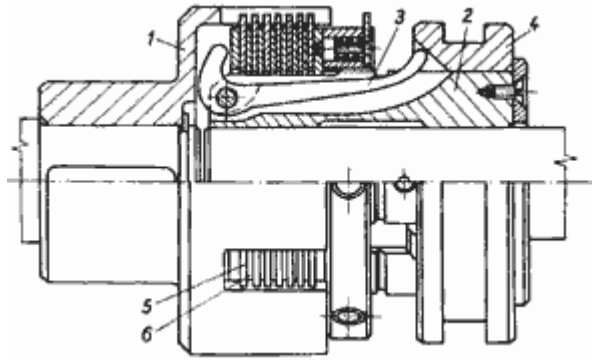
- Pojistná kolíková spojka (obr. 31): dva kotouče jsou spojené střížnými kolíky. Velikost přenášeného točivého momentu lze ovlivnit počtem kolíků a jejich průměrem. Tato spojka se používá pro přenos velkých točivých momentů.



obr. 31 Náčrt pojistné spojky kolíkové

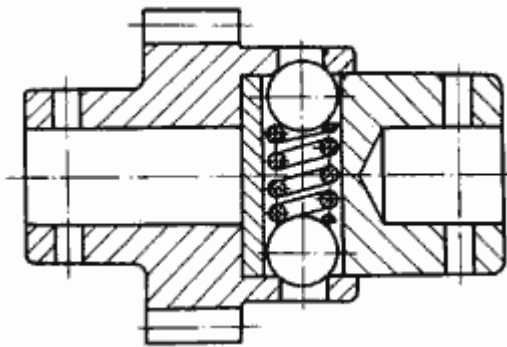
- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1.- hřídel | 5.- střížný kolík |
| 2. - levá příruba | 6. - pravá vložka |
| 3.- pojistný šroub | 7. - pravá příruba |
| 4.- levá vložka | 8. - pero |

- Lamelová spojka (obr. 32): Lamelové spojky jsou čelní třecí spojky, jejichž třecí plocha je dána plochou třecích kotoučů, tzv. lamel. Lamely mají tvar mezikružjí. Vnější lamely 5 mají na vnějším obvodu unášecí zářezy, které zasahují do hnacího bubnu 7. Vnitřní lamely 6 mají unášecí zářezy na vnitřním obvodu a jsou unášeny hnaným kotoučem 2. Vnější a vnitřní lamely se v podélném směru střídají. Lamely jsou (při mechanickém ovládní) na sebe v axiálním směru přitlačovány dvouramennou pákou 3, stlačovanou v radiálním směru posuvnou objímkou 4. Počet lamel bývá 2 až 20 i více; jsou z ocelového plechu. Otvory v lamelách se plní grafitem, který zabraňuje zadření lamel. Lamelové spojky jsou jednoduché a mají i pro velké výkony poměrně malé rozměry. Používá se jich často např. u obráběcích strojů, kompresorů, dopravníků apod.



obr. 32 Lamelová spojka

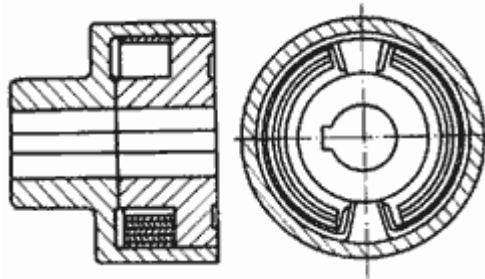
- Kuličková spojka (obr. 33): Při překročení dovoleného točivého momentu dojde k „zamáčknutí“ kuliček. Velikost přenášeného točivého momentu lze nastavit silou tlačné pružiny.



obr. 33 Kuličková pojistná spojka

4.2.8 Volnoběžné (rozběhové) spojky

Umožňují plynulý rozběh stroje bez zatížení. Při dosažení stanovených otáček dojde k propojení hnací a hnané části pomocí volných unášecích segmentů, které jsou vlivem odstředivé síly posunou a přitlačí k třecí ploše hnané části spojky (obr. 34). Jsou-li otáčky vnitřní hnací části větší než otáčky hnané, kuličky nebo válečky se zaklíní do zužující se mezery a propojí obě části spojky. Není-li tomu tak, spojky pracují jako volnoběžné, přenášejí točivý moment jen v jednu směru.



obr. 34 Volnoběžná (rozběhová) spojka

Další druhy rozběhových spojek: s řízeným záběrem, s neřízeným záběrem, s programovatelným záběrem, západkové spojky, se vzpěrnými kolíky nebo tělísky, třecí závitové spojky

4.3 Výpočet pojistné kolikové spojky

- Výpočet průměru hřídele d_1 :

$$M_k = \frac{P}{2\pi \cdot n}$$

$$M_v = M_k \cdot k$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{16 \cdot M_v}{\pi \cdot \tau_{Dk}}}$$

Průměr d_1 volím normalizovaný dle ČSN.

- Výpočet a návrh pera pro spojení hřídele s nábojem spojky:

$$F_{s1} = \frac{M_v}{\frac{d_1}{2}}$$

$$p = \frac{F_{s1}}{S} \leq p_D \Rightarrow S = \frac{F_{s1}}{p_D}$$

$$l = \frac{S}{t_1}$$

Délku pera volím dle ČSN 02 2562.

- Výpočet střížné síly F_{s2} na roztečném průměru kolíku R :

$$R = d_1 \cdot x$$

$$M_v = F_{s2} \cdot R \Rightarrow F_{s2} = \frac{M_v}{R}$$

- Výpočet průměru střížného kolíku d_k :

$$S = \frac{F_{S2}}{\tau_s}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$$

Kolík volím normalizovaný dle ISO 8734 – St. Je-li průměr kolíku malý můžeme jeho velikost korigovat přidáním dalších kolíků.

PRAKTICKÁ ČÁST

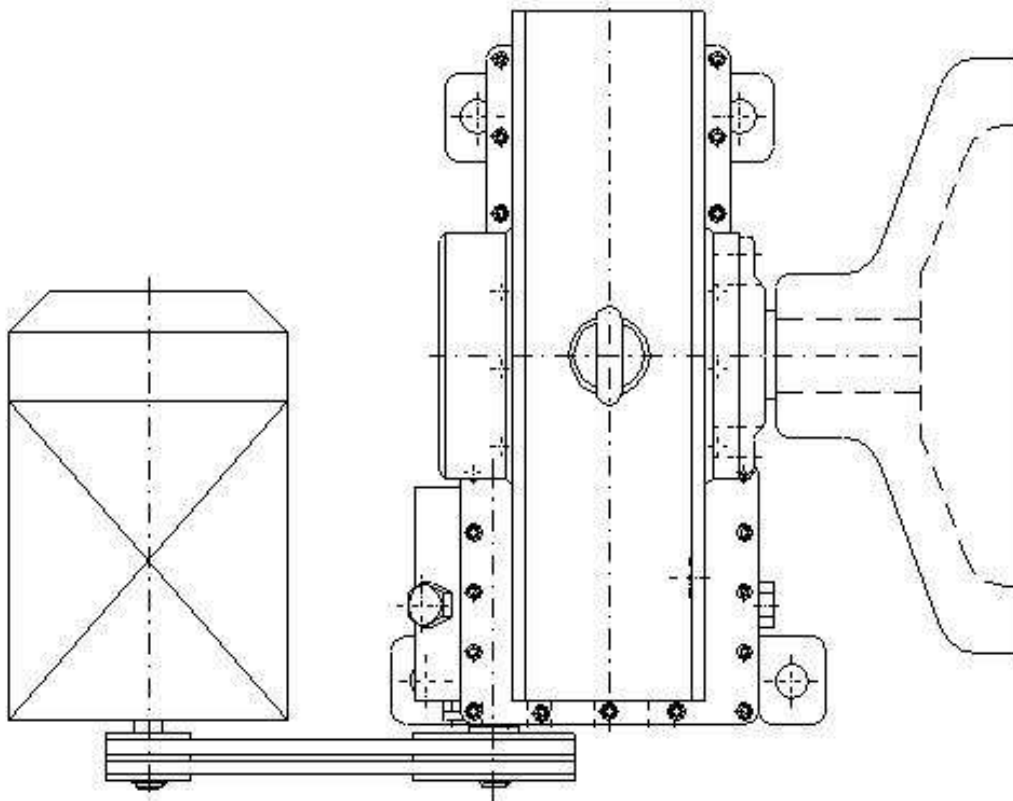
5 ZADÁNÍ

Cílem této práce je návrh a výpočet pohonu výrobního zařízení přes šnekovou převodovku a pojistnou spojku.

Zadané hodnoty:

- Převodový poměr $i = 60$
- Výstupní otáčky $n = 45 \text{ min}^{-1}$
- Výkon $P = 5 \text{ kW}$

5.1 Schéma



obr. 35 Schéma převodovky

elektromotor

převodovka

pojistná spojka

6. NÁVRH JEDNOTLIVÝCH OTÁČEK V PŘEVODOVCE

Dáno: $i_C = 60 \Rightarrow i_{1,2} = 6; i_{3,4} = 10$

$n_4 = 45 \text{ min}^{-1}$ (výstupní otáčky)

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{3,4}} \Rightarrow n_3 = n_4 \cdot i_{3,4} = 45 \cdot 10 = 450 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{i_{1,2}} \Rightarrow n_1 = n_3 \cdot i_{1,2} = 450 \cdot 6 = \underline{2700 \text{ min}^{-1}}$$

Vstupní otáčky do převodovky jsou $n_1 = 2700 \text{ min}^{-1}$.

6 NÁVRH A VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

6.1 Volba elektromotoru

Volím elektromotor **1LA9 130-2LA**.

Dáno: $P_N = 9 \text{ kW}$

$$\eta = 88,5 \%$$

$$P_1 = P_N \cdot \eta = 6500 \cdot 0,85 = \underline{7,83 \text{ kW}}$$

6.2 Výpočet řemenového převodu

6.2.1 Jmenovitý výkon P_j , typ řemenice a průměr malé řemenice d_p

Dáno: $P_1 = 7,83 \text{ kW}$

$$c_2 = 1,2$$

$$P_j = P_1 = P \cdot c_2 = 7830 \cdot 1,2 = \underline{9396 \text{ W}}$$

Volím řemen typu **SPZ** a průměr řemenice **$d_p = 80 \text{ mm}$** .

6.2.2 Výpočet převodového poměru

Dáno: $n_M = 2\,915 \text{ min}^{-1}$

$$n_1 = 2\,700 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_M}{n_1} = \frac{2915}{2700} = \underline{1,08}$$

6.2.3 Výpočet obvodové rychlosti v

Dáno: $n_M = 2\,915 \text{ min}^{-1}$

$$d_p = 180 \text{ mm}$$

$$v = \frac{d_p \cdot n_M}{19100} = \frac{80 \cdot 2915}{19100} = \underline{12,21 \text{ m/s}}$$

6.2.4 Výpočet průměru velké řemenice D_p

Dáno: $d_p = 80 \text{ mm}$

$$i_{\tilde{r}} = 1,08$$

$$D_p = d_p \cdot i_{\tilde{r}} = 80 \cdot 1,08 = \underline{86,4 \text{ mm}}$$

6.2.5 Výpočet délky klínového řemene

Dáno: $d_p = 80 \text{ mm}$

$$D_p = 86,4 \text{ mm}$$

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

$$0,7 \cdot (86,4 + 80) \leq A' \leq 2 \cdot (86,4 + 80)$$

$$116,48 \leq A' \leq 332,8$$

Předběžnou osovou vzdálenost A' volím 270 mm.

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

$$L_p \approx 2 \cdot 270 + 1,57 \cdot (86,4 + 80) + \frac{(86,4 + 80)^2}{4 \cdot 270} \approx 826,88 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 3111 volím délku klínového řemene **$L_p = 900 \text{ mm}$** .

6.2.6 Výpočet přesné osové vzdálenosti řemenic A

Dáno: $d_p = 80 \text{ mm}$

$$D_p = 86,4 \text{ mm}$$

$$L_p = 900 \text{ mm}$$

$$A \approx p + \sqrt{p^2 - q} = 159,6 + \sqrt{159,6^2 - 5,12} = \underline{319,18 \text{ mm}}$$

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p) = 0,25 \cdot 900 - 0,393 \cdot (86,4 + 80) = 159,6 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (86,4 - 80)^2 = 5,12 \text{ mm}$$

Osovou vzdálenost A volím 320 mm.

6.2.7 Výpočet úhlu opásání malé řemenice β a velké řemenice γ

Dáno: $d_p = 80 \text{ mm}$

$$D_p = 86,4 \text{ mm}$$

$$A = 320 \text{ mm}$$

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_p - d_p}{A} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{86,4 - 80}{320} = \underline{178,8^\circ}$$

$$\gamma = 360^\circ - \beta = 360^\circ - 167,713^\circ = \underline{181,2^\circ}$$

Úhel opásání malé řemenice $\beta = 178,8^\circ$.

Úhel opásání velké řemenice $\gamma = 181,2^\circ$.

6.2.8 Výpočet počtu klínových řemenů z

Dáno: $P_j = 9\,396 \text{ W}$

$$P_r = 2\,610 \text{ W}$$

$$c_1 = 0,99$$

$$c_3 = 0,88$$

$$z = \frac{P_j}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{9396}{2610 \cdot 0,99 \cdot 0,88} = 4,13 \Rightarrow \underline{z = 5}$$

Volím 5 x řemen **SPZ 913 L_a** dle ČSN 02 3112.

6.2.9 Výpočet ohybové frekvence f

Dáno: $L_p = 900 \text{ mm}$

$$v = 12,21 \text{ m/s}$$

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 12,21}{900} = \underline{27,13 \text{ s}^{-1}}$$

6.2.10 Výpočet obvodové síly F

Dáno: $P_j = 9\,396 \text{ W}$

$$v = 12,21 \text{ m/s}$$

$$F = \frac{102 \cdot P_j \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 9396 \cdot 9,81}{12,21} = \underline{770 \text{ kN}}$$

6.2.11 Výpočet pracovního předpětí řemene F_u

Dáno: $F = 770 \text{ kN}$

$$F_u = (1,5 \div 2) \cdot F = 1,75 \cdot 770 = \underline{1347 \text{ kN}}$$

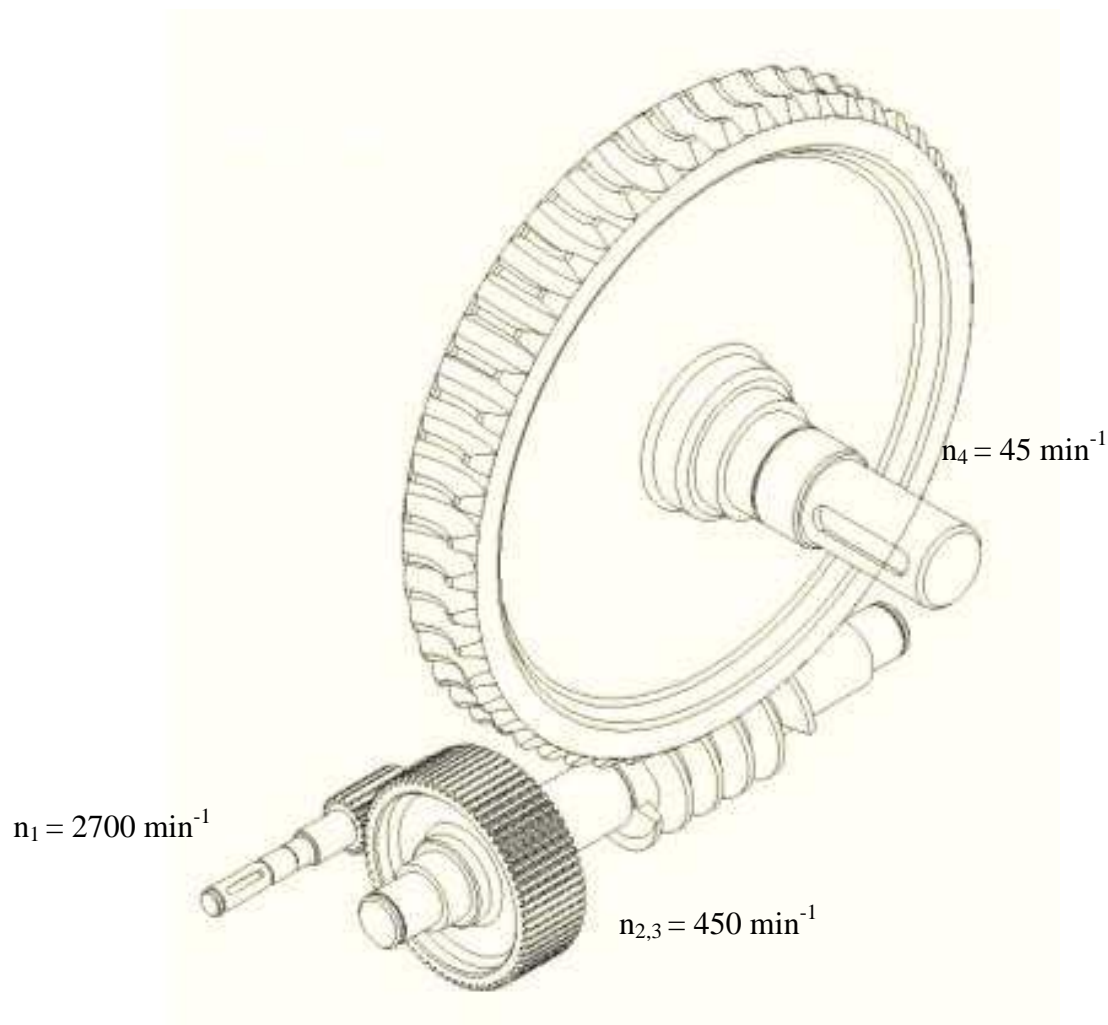
6.2.12 Výpočet mezí seřízení osové vzdáleností

Dáno: $L_p = 900 \text{ mm}$

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

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

7 NÁVRH A VÝPOČET OZUBENÝCH PŘEVODŮ



obr. 36 Schéma ozubených převodů

7.1 Návrh jednotlivých ozubených převodů

7.1.1 Výpočet zubů jednotlivých ozubených kol

Dáno: $i_C = 60$

$$n_1 = 2700 \text{ min}^{-1} \text{ (vstupní otáčky)}$$

$$n_4 = 45 \text{ min}^{-1} \text{ (výstupní otáčky)}$$

$$i_{1,2} = 6$$

$$i_{3,4} = 10 \text{ (šnekový převod)}$$

Volím $z_1 = 17$, $z_3 = 4$ (chody šneku).

$$z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 20 \cdot 6 = \underline{120}$$

$$z_4 = i_{3,4} \cdot z_3 = 10 \cdot 4 = \underline{40}$$

7.1.2 Jednotlivé kroutící momenty a přenášené výkony

Dáno: $P_1 = 7\,830 \text{ W}$

$$n_1 = 2\,700 \text{ min}^{-1} = 45 \text{ s}^{-1}$$

$$n_{2,3} = 450 \text{ min}^{-1} = 7,5 \text{ s}^{-1}$$

$$n_4 = 45 \text{ min}^{-1} = 0,75 \text{ s}^{-1}$$

$$\eta_o = 0,9$$

$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 159,2 \cdot \frac{7830}{45} = \underline{27701 \text{ Nmm}}$$

$$P_2 = P_3 = P_1 \cdot \eta_o = 7830 \cdot 0,9 = 7047 \text{ W}$$

$$M_{k2} = M_{k3} = 159,2 \cdot \frac{P_{2,3}}{n_{2,3}} = 159,2 \cdot \frac{7047}{7,5} = \underline{149584 \text{ Nmm}}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_o = 7047 \cdot 0,9 = 6342 \text{ W}$$

$$M_{k4} = 159,2 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 159,2 \cdot \frac{6342}{0,75} = \underline{1345195 \text{ Nmm}}$$

7.2 Výpočet čelního soukolí s přímými zuby

7.2.1 Výpočet modulu podle Bacha

Obvodová síla namáhá zub na ohyb, proto musíme kontrolovat zub na ohybové napětí. Ke kontrole použijí rovnici výpočet ohybové pevnosti dle Bacha.

Dáno: $M_{k1} = 27\,701 \text{ Nmm}$

$$\psi = 25 \text{ mm}$$

$$\sigma_{D0} = 225 \text{ MPa (materiál 15 241)}$$

$$z_1 = 20$$

$$c = \frac{\sigma_{D0}}{7} = \frac{125}{7} = 16,1 \text{ MPa}$$

$$m = 0,86 \cdot \sqrt{\frac{M_{k1}}{c \cdot \psi \cdot z}} = 0,86 \cdot \sqrt{\frac{27701}{16,1 \cdot 25 \cdot 17}} = 1,7$$

Dle ČSN 01 4608 volím modul $m_{1,2} = 2$.

7.2.2 Výpočet rozměrů čelního soukolí

Dáno: $m_{1,2} = 2$

$$z_1 = 20$$

$$z_2 = 120$$

$$c = 0,25 \text{ m}$$

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot 2 = 6,28 \text{ mm}$$

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = 6,28 \cdot \cos 20^\circ = 5,91 \text{ mm}$$

$$d_1 = z_1 \cdot m = 20 \cdot 2 = 40 \text{ mm}$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 40 \cdot \cos 20^\circ = 37,58 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40 + 2 \cdot 2 = 44 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (1 + c^*) = 40 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0,25) = 35 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = d_1 = 40 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 d_2 &= z_2 \cdot m = 120 \cdot 2 = 240 \text{ mm} \\
 d_{b2} &= d_2 \cdot \cos \alpha = 240 \cdot \cos 20^\circ = 225,52 \text{ mm} \\
 d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot m = 240 + 2 \cdot 2 = 244 \text{ mm} \\
 d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot m \cdot (1 + c^*) = 240 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0,25) = 235 \text{ mm} \\
 d_{w2} &= d_2 = 240 \text{ mm} \\
 s_{1,2} &= \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{\pi \cdot 2}{2} = 3,14 \text{ mm} \\
 a &= \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{(40 + 240)}{2} = 140 \text{ mm} \\
 a_w &= a \\
 \alpha_w &= \alpha \\
 \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot p_b} \\
 \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{44^2 - 37,58^2} + \sqrt{244^2 - 225,52^2} - 2 \cdot 140 \cdot \sin 20^\circ}{2 \cdot 5,91} = 6,89 \text{ mm} \\
 \varepsilon_b &= \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{35 \cdot \sin 0^\circ}{\pi \cdot 2} = 0 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

7.2.3 Kontrola zubů čelního soukolí (ČSN 01 4686)

7.2.3.1 Únavová únosnost

Dáno: $d_1 = 40 \text{ mm}$

$$M_{k1} = 27\,701 \text{ Nmm}$$

$$b_w = 35 \text{ mm}$$

$$i_{1,2} = 6$$

$$\sigma_{Hlim} = 150 \text{ MPa}$$

$$F_t = F_{oz1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 27701}{40} = \underline{1385 \text{ N}}$$

a) napětí v dotyku σ_{OH}

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1 \cdot \frac{i_{1,2} + 1}{i_{1,2}}}} = 90,5 \cdot 2,5 \cdot 0,25 \cdot \sqrt{\frac{1385}{35 \cdot 40 \cdot \frac{6+1}{6}}} = \underline{52,08 \text{ MPa}}$$

b) součinitel tvaru zubů $Z_H = 2,5$

c) součinitel mech. vlast. materiálů $Z_E = 90,5 \text{ MPa}$

d) součinitel součtové délky dotyk. křivek boků zubů $Z_e = 0,1$

e) výpočtové napětí v dotyku σ_H

$$\sigma_H = \sigma_{OH} \cdot \sqrt{K_H} = 52,08 \cdot 1,037 = \underline{\underline{54,01 \text{ MPa}}}$$

f) součinitel přídatných zatížení K_H

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,037 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = \underline{\underline{1,037}}$$

g) součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$

h) součinitel rychlosti K_v

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_p \cdot b_w}{K_A \cdot F_t} + K_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i}} = 1 + \left(\frac{14,94 \cdot 35}{1 \cdot 1385} + 0,0193 \right) \cdot \frac{14 \cdot 0,3}{100} \cdot \sqrt{\frac{6^2}{1+6}} = \underline{\underline{1,037}}$$

i) součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk $K_{H\alpha} = 1$

j) součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk $K_{H\beta} = 1$

k) bezpečnost proti tvorbě pittingů

$$S_{H1,2} \approx \frac{\sigma_{H \text{ lim } 1,2}}{\sigma_H} \cdot 0,9 S_{H1,2} \geq 1,1 \text{ až } 1,2$$

$$S_{H1,2} \approx \frac{180}{140,43} \cdot 0,9$$

$$\underline{\underline{S_{H1,2} \approx 1,15 \geq 1,1 \text{ až } 1,2}}$$

7.2.3.2 Statická únosnost

Dáno: $\sigma_{HO} = 52,8 \text{ MPa}$

$$F_{ozl} = F_t = 1 \ 385 \text{ N}$$

$$q_H = 10$$

a) největší napětí v dotyku $\sigma_{H \text{ max}}$

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t \text{ max}} \cdot q_H}{F_t}} = 52,8 \cdot \sqrt{\frac{2908,5 \cdot 10}{1385}} = 242 \text{ MPa}$$

b) jednorázové maximální zatížení $F_{t\max}$

$$F_{t\max} \geq 2 \cdot F_t \Rightarrow F_{t\max} = 2,1 \cdot F_t = 2908,5N$$

c) soukolí je provozuschopné platí-li

$$\begin{aligned} \sigma_{H\max} &\leq \sigma_{HP\max} \\ \underline{\underline{242MPa}} &\leq \underline{\underline{325MPa}} \end{aligned}$$

7.2.3.3 Únavová únosnost paty zubu v ohybu

a) ohybové napětí σ_F

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot F_t}{b_w \cdot m_n} = \frac{1,037 \cdot 4,05 \cdot 1 \cdot 0,32 \cdot 1385}{35 \cdot 2} = \underline{\underline{26,59MPa}}$$

b) provozní součinitel K_F

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1 \cdot 1,037 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = \underline{\underline{1,037}}$$

c) součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí Y_ϵ

Y_{Fs} (součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí) = 4,05

Y_β (součinitel sklonu zubu) = 1

$$Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha} = 0,2 + \frac{0,8}{6,89} = 0,32$$

d) bezpečnost proti únavovému lomu S_F

$$\begin{aligned} S_F &= \frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4 \\ \frac{780 \cdot 1,6 \cdot 1,3 \cdot 1}{26,59MPa} &\geq 1,4 \\ \underline{\underline{61,02}} &\geq 1,4 \end{aligned}$$

$\sigma_{F\lim} = 780 \text{ MPa}$

Y_N (součinitel životnosti) = 1,6

Y_δ (součinitel vrubové citlivosti) = 1,3

Y_X (součinitel velikosti pro ohyb) = 1

7.2.3.4 Statická bezpečnost v ohybu

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{FSI}}{\sigma_{F \max}} \geq 1,25$$

$$\frac{1950}{56,47} \geq 1,25$$

$$\underline{\underline{34,53 \geq 1,25}}$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t \max}}{F_t} = 26,59 \cdot \frac{2908,5}{1385} = 56,47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FSI} = 2,5 \cdot \sigma_{F \lim} = 2,5 \cdot 780 = 1950 \text{ MPa}$$

7.3 Výpočet šnekového soukolí

7.3.1 Výpočet modulu podle Bacha

Dáno: $M_{k3} = 149\,584 \text{ Nmm}$

$$c = 3 \text{ MPa}$$

$$\psi = 7 \text{ mm}$$

$$z_3 = 4$$

$$m_{3,4} = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k3}}{c \cdot \psi \cdot z_3}} = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{149584}{3 \cdot 7 \cdot 4}} = \underline{\underline{10,42}}$$

Dle ČSN volím modul 12.

7.3.2 Výpočet rozměrů šnekového soukolí

Dáno: $i = 10$

$$z_1 = z_3 = 4$$

$$z_2 = z_4 = 40$$

$$q = 10$$

$$m = 12$$

$$\text{tg } \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{4}{10} \Rightarrow \underline{\underline{\gamma = 21,8^\circ}}$$

Úhel profilu: normalizovaný $\underline{\underline{\alpha = 20^\circ}}$

$$\text{osový} \quad \alpha_x = \arctg \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = \arctg \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 21,8^\circ} = \underline{21,41^\circ}$$

$$\underline{\text{Stoupání šroubovice:}} \quad p_z = \pi \cdot m \cdot z_1 = \pi \cdot 12 \cdot 4 = \underline{150,79\text{mm}}$$

$$\underline{\text{Osová rozteč:}} \quad p_x = \pi \cdot m = \pi \cdot 12 = \underline{37,7\text{mm}}$$

$$\underline{\text{Základní rozteč:}} \quad p_b = \pi \cdot m \cdot \cos \gamma = \pi \cdot 12 \cdot \cos 21,8^\circ = \underline{35\text{mm}}$$

Průměry kružnic:

šnek

kolo

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 12 = \underline{120\text{mm}}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m = 40 \cdot 12 = \underline{480\text{mm}}$$

$$d_{w1} = d_1 = \underline{120\text{mm}}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) =$$

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

$$= 480 + 2 \cdot 12 \cdot (1 + 0) = \underline{504\text{mm}}$$

$$= 120 + 2 \cdot 12 = \underline{144\text{mm}}$$

$$d_{w2} = d_{a2} = \underline{504\text{mm}}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (1 + c) =$$

$$d_{ae2} = d_{a2} + m = 504 + 12 = \underline{516\text{mm}}$$

$$= 120 - 2 \cdot 12 \cdot (1 + 0,2) = \underline{100,8\text{mm}}$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2 \cdot m \cdot (1 + c) =$$

$$c \approx 0,2$$

$$= 504 - 2 \cdot 12 \cdot (1 + 0,2) = \underline{475,2\text{mm}}$$

$$\underline{\text{vzdálenost os:}} \quad a = \frac{d_1 + d_{w2}}{2} = \frac{120 + 504}{2} = \underline{312\text{mm}}$$

$$\underline{\text{délka šneku:}} \quad b_1 \approx 2,5 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} = 2,5 \cdot 12 \cdot \sqrt{40 + 1} = \underline{192,09\text{mm}}$$

$$\underline{\text{šířka ozubení kola } b_2:} \quad b_2 \approx 2,5 \cdot m \cdot (0,5 + \sqrt{q + 1}) = 2,5 \cdot 12 \cdot (0,5 + \sqrt{10 + 1}) = \underline{49,75\text{mm}}$$

obvodová rychlost šneku a kola:

$$\text{šnek: } v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot 0,12 \cdot 7,5 = \underline{2,82\text{m/s}}$$

$$\text{kolo: } v_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 = \pi \cdot 0,48 \cdot 0,75 = \underline{1,13\text{m/s}}$$

$$\underline{\text{kluzná rychlost } v_k:} \quad v_k = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma} = \frac{2,82}{\cos 21,8^\circ} = \frac{1,13}{\sin 21,8^\circ}$$

$$v_k = 3,04 = 3,04$$

7.4 Výpočet sil v ozubených převodech

7.4.1 Výpočet sil v převodu s přímými zuby

Dáno: $M_{k1} = 27\,701 \text{ Nmm}$

$$M_{k2} = 149\,584 \text{ Nmm}$$

$$d_1 = 40 \text{ mm}$$

$$d_2 = 240 \text{ mm}$$

$$F_{oz1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 27701}{40} = \underline{1385N}$$

$$F_{oz2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 149584}{240} = \underline{1246,5N}$$

7.4.2 Výpočet sil ve šnekovém převodu

Dáno: $M_{k3} = 149\,584 \text{ Nmm}$

$$f = 0,056$$

$$d_3 = 120 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\gamma = 21,8^\circ$$

obvodová síla šneku (axiální síla šnekového kola):

$$F_{o3} = F_{a4} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_3} = \frac{2 \cdot 149584}{120} = \underline{2497,5N}$$

obvodová síla šnekového kola (axiální síla šneku):

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} = \frac{0,056}{\cos 20^\circ} = 0,06 \Rightarrow \varphi' = 3,41^\circ$$

$$F_{o4} = F_{a3} = \frac{F_{o3}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{2497,5}{\operatorname{tg}(21,8^\circ + 3,41^\circ)} = \underline{5305,05N}$$

radiální síla šneku (radiální síla šnekového kola):

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{o4} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi')} = 5305,05 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 3,41^\circ}{\cos(21,8^\circ + 3,41^\circ)} = \underline{2130,37N}$$

8 VÝPOČET 1. (HNACÍ) HŘÍDELE

8.1 Výpočet reakcí v ložiscích

Dáno: materiál 11 600 $\rightarrow \sigma_{D0} = 145 \text{ MPa}$

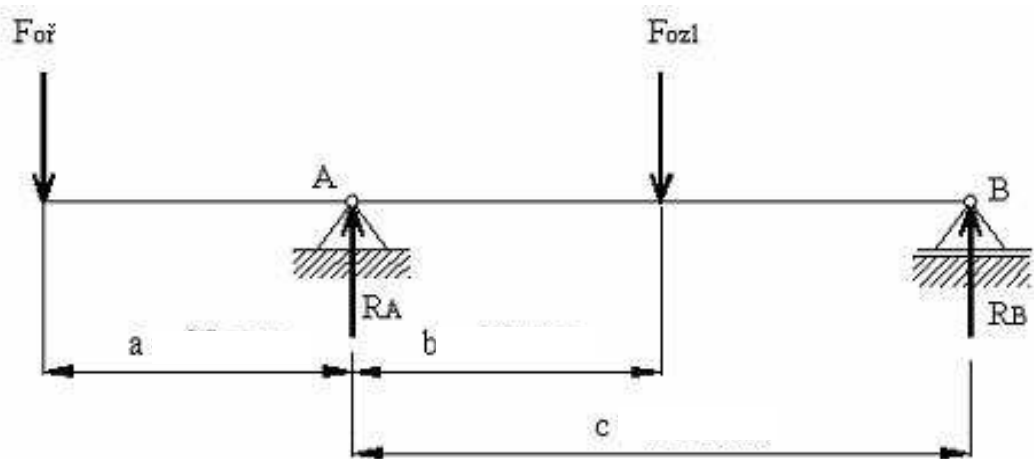
$$F_{oz1} = 1385 \text{ N}$$

$$M_{k1} = 27\,701 \text{ mm}$$

$$a = 53,5 \text{ mm}$$

$$b = 47,45 \text{ mm}$$

$$c = 86,45 \text{ mm}$$



obr. 37 Reakce hnací hřídele

$$F_{or} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_p} = \frac{2 \cdot 27701}{86,4} = 641,22 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{or} + R_A - F_{oz1} + R_B = 0$$

$$R_A = F_{or} + F_{oz1} - R_B = 641,22 + 1385 - 363,4 = \underline{1642,9 \text{ N}}$$

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$-F_{or} \cdot a + F_{oz1} \cdot b - R_B \cdot (b + c) = 0$$

$$R_B = \frac{-F_{or} \cdot a + F_{oz1} \cdot b}{c} = \frac{-641,22 \cdot 53,5 + 1385 \cdot 47,45}{86,45} = 363,4 \text{ N}$$

8.2 Výpočet průměru hřídele pod pastorkem

Dáno: materiál 11 600 → $\sigma_{D0} = 145 \text{ MPa}$

$$F_{oz1} = 1385 \text{ N}$$

$$F_{oř} = 641,22 \text{ N}$$

$$M_{k1} = 27\,701 \text{ mm}$$

$$a = 53,5 \text{ mm}$$

$$b = 47,45 \text{ mm}$$

$$M_{o\max 1} = -F_{oř} \cdot a + F_{oz1} \cdot b = -641,22 \text{ N} \cdot 53,5 \text{ mm} + 1385 \text{ N} \cdot 47,45 \text{ mm} = 31413 \text{ Nmm}$$

$$M_{ored1} = \sqrt{M_{o\max 1}^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot M_{k1})^2} = \sqrt{31413^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 27701)^2} =$$

$$M_{ored1} = 36812 \text{ Nmm}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored1}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20329,71}{\pi \cdot 145}} = \underline{13,73 \text{ mm}}$$

Z konstrukčních důvodů volím průměr hřídele pod pastorkem $d_1 = 30 \text{ mm}$.

8.3 Výpočet pera pod velkou řemenicí

Dáno: materiál 11 600 → $p_D = 110 \text{ MPa}$

$$M_{k1} = 27\,701 \text{ mm}$$

$$t_1 = 2,5 \text{ mm}$$

$$b = 6 \text{ mm}$$

$$d_1 = 20 \text{ mm (volím)}$$

$$l' = \frac{2 \cdot M_{k1}}{t_1 \cdot d_1 \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 27701}{2,5 \cdot 20 \cdot 110} = 10,07 \text{ mm}$$

$$l \geq l' + b = 10,07 + 8 = \underline{13,09 \text{ mm}}$$

Volím **PERO 6e7x6x20** dle **ČSN 02 2562**.

8.4 Výpočet ložiska v místě A

Dáno: volím **LOŽISKO 6406 ČSN 02 4630**

$$C = 33\,500 \text{ N}$$

$$C_o = 23\,600\text{ N}$$

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

$$F_R = R_A = 1630,42\text{ N}$$

$$L_h = 50\,000\text{ hod}$$

$$n_1 = 45\text{ s}^{-1}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = 0 \Rightarrow e = 0$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0 \leq e \Rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + F_a \cdot Y) = (1 \cdot 1 \cdot 1630,42 + 0 \cdot 0) = 1630,42\text{ N}$$

$$C_V = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 1630,42 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 45 \cdot 3,6}{1000}} = 32743,71\text{ N}$$

$$C_V \leq C$$

$$\underline{32743,71\text{ N} \leq 33500\text{ N}}$$

Zvolené ložisko splňuje podmínku únosnosti. Ložisko v místě B volím stejné jako v místě A, kontrola není nutná, jelikož $R_A > R_B$.

9 VÝPOČET 2. (ŠNEKOVÉ) HŘÍDELE

9.1 Výpočet reakcí v ložiscích šnekové hřídele

Dáno: $F_{oz2} = 1\,246,5\text{ N}$

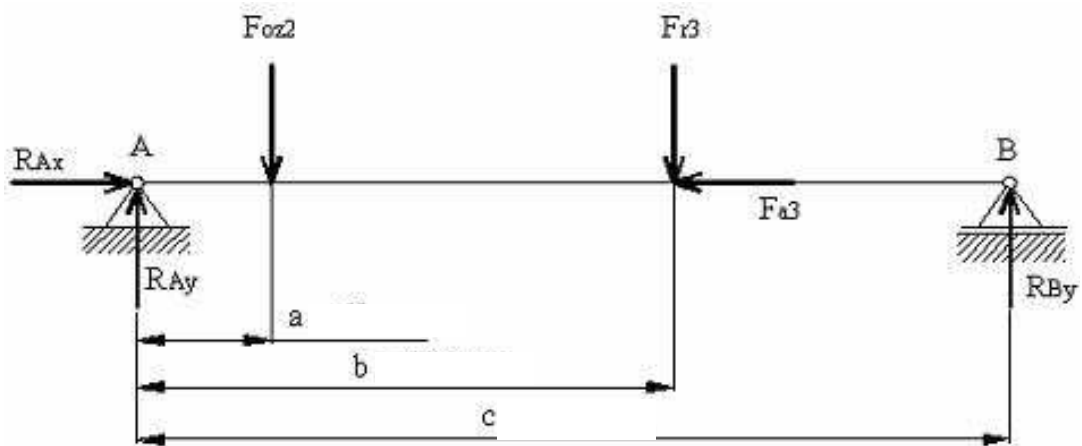
$F_{r3} = 2\,130,37\text{ N}$

$F_{a3} = 5\,305,05\text{ N}$

$a = 46,5\text{ mm}$

$b = 303,25\text{ mm}$

$c = 565,55\text{ mm}$



obr. 38 Reakce šnekové hřídele

$$\underline{\sum F_x = 0}$$

$$R_{Ax} - F_{a3} = 0 \Rightarrow R_{Ax} = F_{a3} \Rightarrow R_{Ax} = 5305,05\text{ N}$$

$$\underline{\sum F_y = 0}$$

$$R_{Ay} - F_{oz2} - F_{r3} + R_{By} = 0 \Rightarrow R_{Ay} = F_{oz2} + F_{r3} - R_{By} = 1246,5 + 2130,37 - 1196 = 2181\text{ N}$$

$$\underline{\sum M_{iA} = 0}$$

$$F_{oz2} \cdot a + F_{r3} \cdot b - R_{By} \cdot c = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{oz2} \cdot a + F_{r3} \cdot b}{c} = \frac{1246,5 \cdot 46,5 + 2130,37 \cdot 303,25}{565,55} = 1196\text{ N}$$

9.2 Výpočet průměru hřídele pod ozubeným kolem

Dáno: $F_{oz2} = 1\,246,5\text{ N}$

$$R_{Ay} = 2\,181\text{ N}$$

$$M_{k2} = 149\,584\text{ Nmm}$$

$$a = 46,5\text{ mm}$$

$$b = 303,25\text{ mm}$$

materiál 11 600 $\rightarrow \sigma_{Do} = 145\text{ MPa}$

$$M_{o_{\max 2}} = R_{Ay} \cdot a - F_{oz2} \cdot (b - a) = 2181 \cdot 46,5 - 1246,5 \cdot (303,25 - 46,5) =$$

$$M_{o_{\max 2}} = -218622\text{ Nmm}$$

$$M_{ored2} = \sqrt{M_{o_{\max 2}}^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{(-218622)^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 149584)^2} =$$

$$M_{ored2} = 244656\text{ Nmm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored2}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 244656}{\pi \cdot 145}} = \underline{25,8\text{ mm}}$$

Z konstrukčních důvodů volím průměr $d_2 = 40\text{ mm}$.

9.3 Výpočet per

Dáno: materiál 11 600 $\rightarrow p_D = 110\text{ MPa}$

$$M_{k2} = 149\,584\text{ Nmm}$$

$$d_2 = 40\text{ mm}$$

$$t_1 = 3,4\text{ mm}$$

$$b = 12\text{ mm}$$

$$l' = \frac{2 \cdot M_{k2}}{t_1 \cdot d_2 \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 149584}{3,4 \cdot 40 \cdot 110} = 20\text{ mm}$$

$$l \geq l' + b = 20 + 12 = \underline{32\text{ mm}}$$

Pro oz. kolo volím délku pera 36 mm a volím **PERO 12e7x8x36 ČSN 02 2562**.

9.4 Výpočet ložiska v místě A

Dáno: volím LOŽISKO 32307 ČSN 02 4720

$$\alpha = 20^\circ$$

$$n_2 = 0,75 \text{ s}^{-1}$$

$$F_r = R_{ay} = 2\,132 \text{ N}$$

$$F_a = 5\,305,05 \text{ N}$$

$$C = 61\,000 \text{ N}$$

$$C_o = 53\,000 \text{ N}$$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,54$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{5305,05}{2132} = 2,48$$

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e \Rightarrow X = 0,4 / Y = 0,4 \cdot \cot g \alpha = 0,4 \cdot \cot g 20^\circ = 0,145$$

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + F_a \cdot Y) = (0,4 \cdot 1 \cdot 2132 + 5305,05 \cdot 0,145) = 1622 \text{ N}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_2 \cdot 3,6}{1000}} = 1622 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 7,5 \cdot 3,6}{1000}} = 17926,5 \text{ N}$$

$$C_v \leq C$$

$$\underline{17926,52 \text{ N} \leq 61000 \text{ N}}$$

Zvolené ložisko splňuje podmínku únosnosti. Ložisko v místě B volím stejné jako v místě A, kontrola není nutná, jelikož $R_{Ay} > R_{By}$.

10 VÝPOČET 3. (HNANÉ) HŘÍDELE

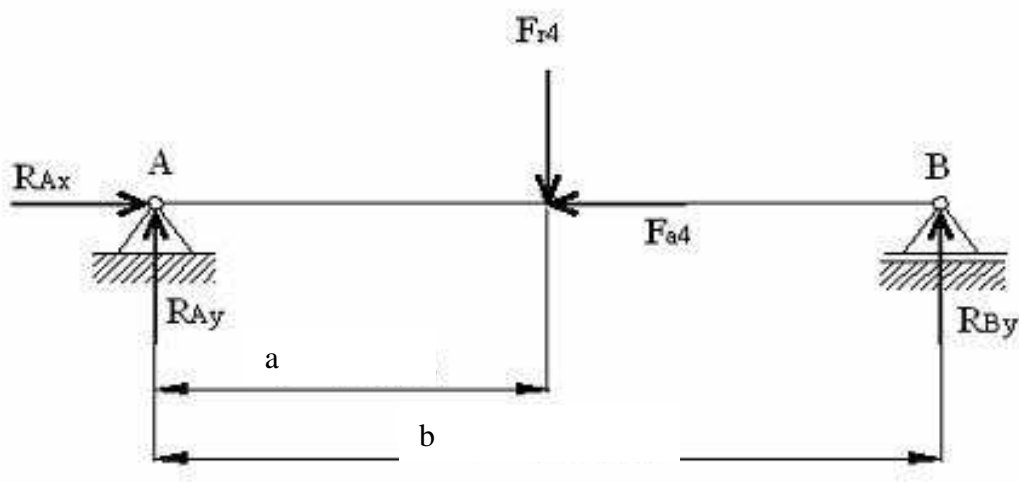
10.1 Výpočet reakcí v ložiscích hnané hřídele

Dáno: $F_{r3} = F_{r4} = 2\,130,37\text{ N}$

$F_{o3} = F_{a4} = 2\,497,5\text{ N}$

$a = 130,25\text{ mm}$

$b = 331\text{ mm}$



obr. 39 Reakce hnané hřídele

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} - F_{a4} = 0 \Rightarrow R_{Ax} = F_{a4} = 2497,5\text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - F_{r4} + R_{By} = 0 \Rightarrow R_{Ay} = F_{r4} - R_{By} = 2130,37 - 938,5 = 1291,87\text{ N}$$

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$F_{r4} \cdot a - R_{By} \cdot b = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{r4} \cdot a}{b} = \frac{2130,37 \cdot 130,25}{331} = 938,5\text{ N}$$

10.2 Výpočet průměru hřídele pod šnekovým kolem

Dáno: $F_{r4} = 2\,497,5\text{ N}$

$M_{k4} = 1\,345\,195\text{ Nmm}$

$$a = 130,25 \text{ mm}$$

$$\text{materiál 11 600} \rightarrow \sigma_{Do} = 145 \text{ MPa}$$

$$M_{o\max 3} = F_{r4} \cdot a = 2497,5 \cdot 130,25 = 322955 \text{ Nmm}$$

$$M_{ored3} = \sqrt{M_{o\max 3}^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot M_{k4})^2} = \sqrt{322955^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 1345195)^2} = 986349 \text{ Nmm}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored3}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 9990245}{\pi \cdot 145}} = \underline{41,07 \text{ mm}}$$

Z konstrukčních důvodů volím průměr hřídele $d_3 = 50 \text{ mm}$.

10.3 Výpočet per po šnekovým kolem

Dáno: materiál 11 600 $\rightarrow p_D = 110 \text{ MPa}$

$$M_{k4} = 1\,345\,195 \text{ Nmm}$$

$$d_3 = 50 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3,8 \text{ mm}$$

$$b = 16 \text{ mm}$$

$$l' = \frac{2 \cdot M_{k4}}{t_1 \cdot d_3 \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 1345195}{3,8 \cdot 50 \cdot 110 \cdot 3} = 42,9 \text{ mm}$$

Volím 3 ks pera **PERO 16e7x10x63 ČSN 02 2562** délky $l = 45 \text{ mm}$.

10.4 Výpočet ložiska v místě A

Dáno: volím **LOŽISKO 7209 ČSN 02 4645**

$$\alpha = 20^\circ$$

$$n_4 = 0,75 \text{ s}^{-1}$$

$$F_r = R_{ay} = 1\,217,35 \text{ N}$$

$$F_a = 2\,497,5 \text{ N}$$

$$C = 40\,000 \text{ N}$$

$$C_o = 33\,500 \text{ N}$$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,54$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2497,5}{1217,35} = 2,05$$

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e \Rightarrow X = 0,43 / Y = 1$$

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + F_a \cdot Y) = (0,43 \cdot 1 \cdot 1217,37 + 2497,5 \cdot 1) = 3020,97 N$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_2 \cdot 3,6}{1000}} = 3020,97 N \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 7,5 \cdot 3,6}{1000}} = 15497,35 N$$

$$C_v \leq C$$

$$\underline{15497,35 N \leq 33500 N}$$

Zvolené ložisko splňuje podmínku únosnosti. Ložisko v místě B volím stejné jako v místě A, kontrola není nutná, jelikož $R_{Ay} > R_{By}$.

11 VÝPOČET STŘIŽNÉ POJISTNÉ SPOJKY

11.1 Volba pera pod pojistnou spojkou

Volím 3 ks pera **PERO 16e7x10x63 ČSN 02 2562** délky **l = 45 mm**. (viz. 10.3)

11.2 Výpočet střížné síly na roztečném průměru kolíku

Dáno: $d_3 = 50 \text{ mm}$

$$x = 1,85$$

$$M_{k4} = 1\,345\,195 \text{ Nmm}$$

$$R = d_3 \cdot x = 50 \cdot 1,85 = 107,5 \text{ mm}$$

$$F_{S2} = \frac{M_{k4}}{R} = \frac{1345195}{107,5} = \underline{12513 \text{ N}}$$

11.3 Výpočet a volba průměru střížného kolíku

Dáno: $F_{S2} = 12\,513 \text{ N}$

$$\tau_s = 500 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{F_{S2}}{\tau_s} = \frac{12513}{500} = 25,026 \text{ mm}^2$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25,026}{\pi}} = 5,64 \text{ mm} \Rightarrow \underline{6 \text{ mm}}$$

Volím **KOLÍK 6 x 14 A ISO 8734 – St**

11.4 Přepočítání rozměrů střížné spojky

Dáno: $M_{k4} = 1\,345\,195 \text{ Nmm}$

$$F_{S2} = 12\,513 \text{ N}$$

$$\tau_s = 500 \text{ MPa}$$

$$d_k = 6 \text{ mm}$$

$$R_s = \frac{Mk_4}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot \tau_s} = \frac{1345195}{\frac{\pi \cdot 6^2}{4} \cdot 500} = \underline{95,15mm}$$

ZÁVĚR

V teoretické části je obecný přehled jednotlivých druhů převodů, ozubených převodů, šnekových převodů a spojek.

První převod je uskutečněn pomocí řemenic z důvodů snadného dosažení požadovaných otáček při vstupu do převodovky. V samotné převodové skříni je první převod realizován čelním ozubeným převodem s přímými zuby. Hnací hřídel je uložena v kuličkových ložiscích. Šneková hřídel je uložena v jednořadých kuželíkových ložiscích. Pro druhý převod je použité globoidního kolo a klasický šnek. Třetí hřídel je opět uložena v jednořadých kuželíkových ložiscích.

Pro pojištění proti přetížení je použita pojistná střížná spojka.

Skříň je svařenec z ocelového plechu. Pod skříni je umístěn výpustný šroub pro mazací olej. Víko skříně je připevněno svorníky s okem pro snadnou manipulaci s převodovkou.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Části a mechanismy strojů, Lukovics I., Sýkorová L., Volek F., Vysoké učení technické v Brně Fakulta technologická ve Zlíně ISBN 80-214-1566-5
- [2] Leinveber J., Řasa J., Vrána P., Strojnické tabulky, Scientia, ISBN 80-7183-164-6
- [3] Strojní příručka programu MechSoft 2000 for AutoCAD 2000
- [4] web.stránka: <http://www.mitcalc.cz/doc/gear1/help/cz/gear1txt.htm>
- [5] web.stránka: <http://www.elprim.cz/1024/index.htm>
- [6] web.stránka: <http://kovotech.kvalitne.cz/view.php?cisloclanku=2005031401>
- [7] Pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou,
Radek Kučera, Bakalářská práce FT UTB Zlín, 2007
- [8] Průmyslové převodovky a typy soukolí, Adam Škrobák, Semestrální práce, Základy zpracovatelských procesů, FT UTB Zlín, 2005

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

<u>Symbol</u>	<u>Název</u>	<u>Jednotka</u>
1.2 Základní vztahy		
i	převodový poměr	[-]
ω	úhlová rychlost	[rad/s]
η	účinnost	[-]
P	výkon	[kW, W]
F	obvodová síla	[N]
v	obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]
M_t	točivý moment	[N·m]
2.3 Zákon ozubení		
R_1	poloměr hnacího kola	[mm]
R_2	poloměr hnaného kola	[mm]
D_1	roztečný průměr hnacího kola	[mm]
D_2	roztečný průměr hnaného kola	[mm]
z_1	počet zubů hnacího kola	[-]
z_2	počet zubů hnaného kola	[-]
n_1	otáčky hnacího kola	[s ⁻¹]
n_2	otáčky hnaného kola	[s ⁻¹]
4.3 Výpočet kolíkové spojky		
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
P	výkon	[W]
n	otáčky	[min ⁻¹]
k	provozní součinitel	[-]
M_k	jmenovitý točivý moment	[N·mm]

M_v	výpočtový točivý moment	[N·mm]
d_1	průměr hřídele	[mm]
F_{S1}	střižná síla pera	[N]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
b	šířka pera	[mm]
h	výška pera	[mm]
t_1	výška styčné plochy pera s nábojem	[mm]
l	výpočtová délka pera	[mm]
l'	skutečná délka pera	[mm]
τ_S	střižná síla	[MPa]
F_{S2}	střižná síla v kolíku	[MPa]
x	koeficient vzdálenosti kolíku od hřídele	[-]
R	poloměr na kterém leží kolík	[mm]
D	průměr kolíku	[mm]

7. Výpočet řemenového převodu

A	osová vzdálenost řemenic	[mm]
d_p	výpočtový malý průměr řemenice	[mm]
D_p	výpočtový průměr velké řemenice	[mm]
n_m	otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
η_m	účinnost elektromotoru	[%]
P_j	jmenovitý výkon elektromotoru	[W, kW]
c_1	součinitel úhlu opásání	[-]
c_2	součinitel provozního zatížení	[-]
c_3	součinitel délky klínového řemene	[-]
β	úhel opásání malé řemenice	[°]

L_p	výpočtová délka klínového řemene	[mm]
z	počet klínových řemenů	[ks]
Pr	výkon přenášený jedním řemenem	[W, kW]
f	ohybová frekvence	[s ⁻¹]
F	obvodová síla	[N]
F_u	pracovní předpětí řemene	[N]
x	mez seřízení osové vzdálenosti v ose x	[mm]
y	mez seřízení osové vzdálenosti v ose y	[mm]

8.1 Návrh jednotlivých ozubených převodů

z	počet zubů	[ks]
M_k	kroučící moment	[Nmm]
P	výkon	[kW]
i	převodový poměr	[-]

8.2 Výpočet čelního soukolí s přímými zuby

z	počet zubů	[ks]
M_k	kroučící moment	[Nmm]
Ψ	součinitel přesnosti zubů	
c	materiálová konstanta	[MPa]
$m_{1,2}$	modul čelního soukolí s přímými zuby	
σ_{Do}	dovolená napětí v ohybu	[MPa]
p	rozteč	[mm]
p_b	základní rozteč	[mm]
d	průměr roztečné kružnice	[mm]
d_b	průměr základní kružnice	[mm]
d_f	průměr patní kružnice	[mm]

d_a	průměr hlavové kružnice	[mm]
d_w	průměr valivé kružnice	[mm]
s	tloušťka zubu (na roztečné kružnici)	[mm]
a	vzdálenost os	[mm]
α	úhel záběru	[°]
ε_α	součinitel záběru	[mm]
b_w	šířka ozubení na roztečné kružnici	[mm]
F_{oz1}	obvodová síla pastorku	[N]
F_t	obvodová síla	[N]

8.3 Výpočet rozměrů šnekového soukolí

z_3	počet chodů šneku	[ks]
q	součinitel průměru šneku	[-]
m	modul	[-]
d	průměr roztečné kružnice	[mm]
d_b	průměr základní kružnice	[mm]
d_f	průměr patní kružnice	[mm]
d_a	průměr hlavové kružnice	[mm]
d_w	průměr valivé kružnice	[mm]

8.4 Výpočet sil v převodech

F_{oz1}	obvodová síla pastorku	[N]
F_{oz2}	obvodová síla ozubeného kola	[N]
d_1	průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
d_2	průměr roztečné kružnice ozub. kola	[mm]
d_3	průměr roztečné kružnice šneku	[mm]
f	tření	[-]

α_n	úhel profilu zubu	[°]
γ	úhel stoupání šroubovice	[°]

9.1 Výpočet reakcí v ložiscích

$F_{oř}$	obvodová síla řemenice	[N]
a, b, c	vzdálenosti	[mm]
R_A	reakční síla	[N]
R_B	reakční síla	[N]

9.2 Výpočet průměru hřídele pod ozubeným kolem

σ_{Do}	dovolená napětí v ohybu	[MPa]
d_1	průměr hřídele	[mm]

9.3 Výpočet pera pod velkou řemenicí

t_1	hloubka drážky v náboji	[mm]
b	šířka pera	[mm]
l	délka pera	[mm]
p_D	dovolený tlak na otlacení	[MPa]

9.4 Výpočet ložiska v místě A

C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_o	statická únosnost ložiska	[N]
Fr	radiální zatížení	[N]
Fa	axiální zatížení	[N]
L_h	trvanlivost ložiska	[hod]
X	radiální součinitel	[-]
Y	axiální součinitel	[-]

10. + 11. Výpočet předlokové a hnané hřídele

viz. Body 9

11. Výpočet konce hnané hřídele+střižné spojky

τ_{Dk}	dovolené namáhání na krut	[MPa]
η_s	účinnost styku	[-]
D_s	výpočtový průměr	[mm]
d_o	průměr drážkové hřídele	[mm]
F_o	obvodová síla na drážkové hřídeli	[N]
N	počet drážek drážkového hřídele	[ks]
l_D	minimální délka drážkové hřídele	[mm]
τ_s	dovolené namáhání na stříh	[MPa]
F_{S2}	střižná síla na kolík	[N]
x	výpočtový součinitel	[mm]
R	střižný poloměr	[mm]
d_k	průměr kolíku	[mm]
R_s	skutečný střižný poloměr	[mm]

SEZNAM OBRÁZKŮ

obr. 1 Rychlosti v převodech	13
obr. 2 Otáčky složených převodů.....	14
obr. 3 Ozubený věnec.....	15
obr. 4 Rozdělení ozubení podle polohy os hřídelí	17
obr. 5 Evolventní ozubení.....	18
obr. 6 Cykloidní profil boku zubu.....	19
obr. 7 Zákon ozubení	20
obr. 8 Čára záběru spolu zabírajících kol.....	21
obr. 9 Rozteč ozubeného hřebene	22
obr. 10 Směrnice pro volbu minimálního počtu zubů	24
obr. 11 Korigovaná ozubení.....	26
obr. 12 Vzájemná poloha šroubové frézy a kola.....	27
obr. 13 Soukolí válcová	28
obr. 14 Válcový šnek + globoidní šnekové kolo.....	29
obr. 15 Globoidní šnek + válcové kolo	29
obr. 16 Globoidní šnek + válcové kolo	29
obr. 17 Šnek + šnekový hřeben.....	30
obr. 18 Náčrt šneku	30
obr. 19 Spirální šnek	30
obr. 20 Obecný šnek.....	31
obr. 21 Evolventní šnek	31
obr. 22 Konstrukce šnekového kola.....	32
obr. 23 Hlavní rozměry šnekového soukolí	33
obr. 24 Silové poměry ve šnekovém soukolí	37
obr. 25 Schéma silového působení ve šnekovém soukolí.....	38
obr. 26 Trubková spojka	40
obr. 27 Kotoučová spojka	41
obr. 28 Spojka s hadovitě vinutými pružinami (Bibi).....	42
obr. 29 Obručová spojka (Periflex).....	42
obr. 30 Výsuvná zubová spojka	43
obr. 31 Náčrt pojistné spojky kolíkové	44

obr. 32 Lamelová spojka.....	45
obr. 33 Kuličková pojistná spojka	45
obr. 34 Volnoběžná (rozběhová) spojka	46
obr. 35 Schéma převodovky.....	49
obr. 36 Schéma ozubených převodů	55
obr. 37 Reakce hnací hřídele.....	64
obr. 38 Reakce šnekové hřídele	67
obr. 39 Reakce hnané hřídele.....	70

SEZNAM TABULEK

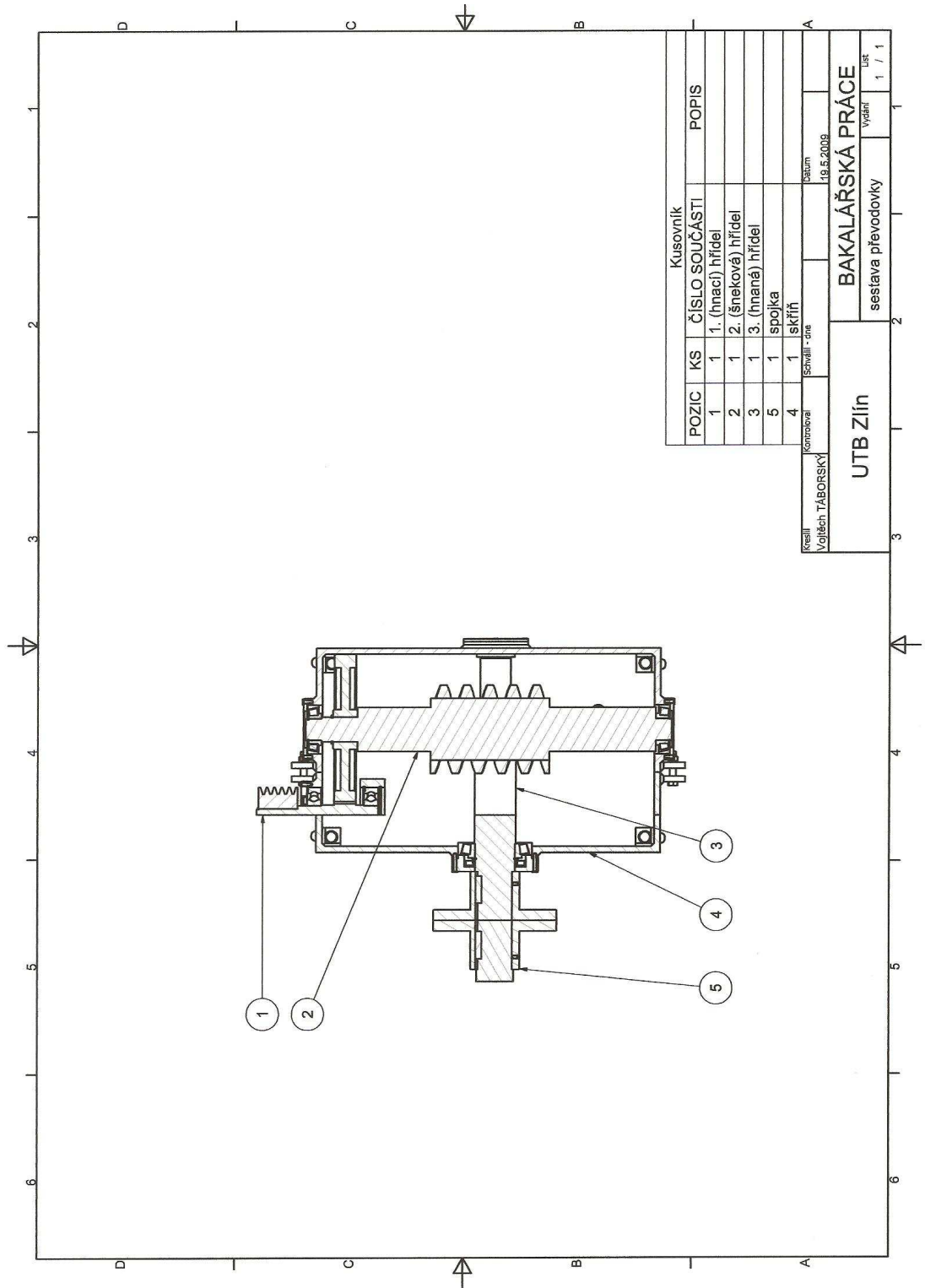
tabulka 1: Moduly řady 1 se používají přednostně. ČSN 01 4608	21
tabulka 2: Přehled výpočtu ozubení	23
tabulka 3: Úhel profilu jeho značení pro jednotlivé geometrie ozubení šneků.....	33
tabulka 4: Vzdálenost os šnekových soukolí a [mm].....	34
tabulka 5: Součinitel průměru šneku	34
tabulka 6: Parametry pro volbu šnekových převodů.....	35
tabulka 7: Materiály pro šnekové soukolí.....	36

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA PI VÝKRESY

- sestava převodovky
- 1 – sestava hnací hřídele
 - 1.1 – výrobní výkres hnací hřídele
 - 1.2 – výrobní výkres velké řemenice
 - 1.3 – výrobní výkres malé řemenice
- 2 – sestava šnekové hřídele
 - 2.1 – výrobní výkres šnekové hřídele
 - 2.2 – výrobní výkres velkého ozubeného kola
 - 2.3 – výrobní výkres
- 3 – sestava hnané hřídele
 - 3.1 – výrobní výkres hnané hřídele
 - 3.2 – výrobní výkres šnekového kola
- 4 – sestava skříně
 - 4.1 – výrobní výkres víčko 1
 - 4.2 – výrobní výkres víčko 2
 - 4.3 – výrobní výkres víčko 3
 - 4.4 – výrobní výkres víčko 4
 - 4.5 – výrobní výkres skřín 1 a její řezy
 - 4.6 – výrobní výkres skřín 2 a její řezy
 - 4.7 – výrobní výkres víko
- 5 – sestava pojistné spojky
 - 5.1 – výrobní výkres hřídel 4
 - 5.2 – výrobní výkres kotouč spojky

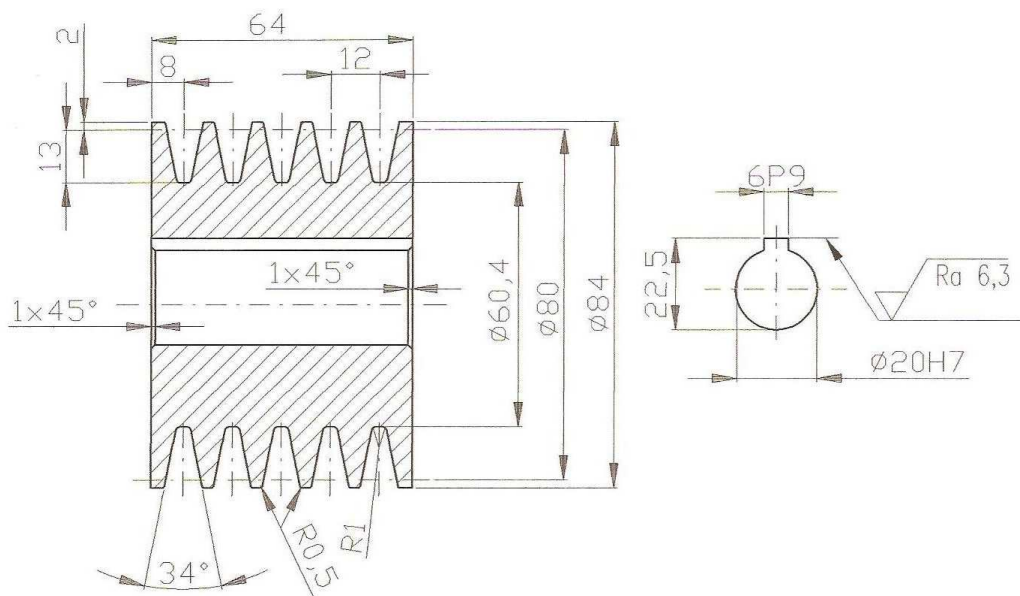
PŘÍLOHA P I: VÝKRESY



POZIC	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	1. (hnač) hřídel	
2	1	2. (šneková) hřídel	
3	1	3. (hnaná) hřídel	
5	1	5. spojka	
4	1	4. skříň	

Kresl	Kontroval	Schválil - dne	Datum
Vojtěch TÁBORSKÝ			19.5.2008

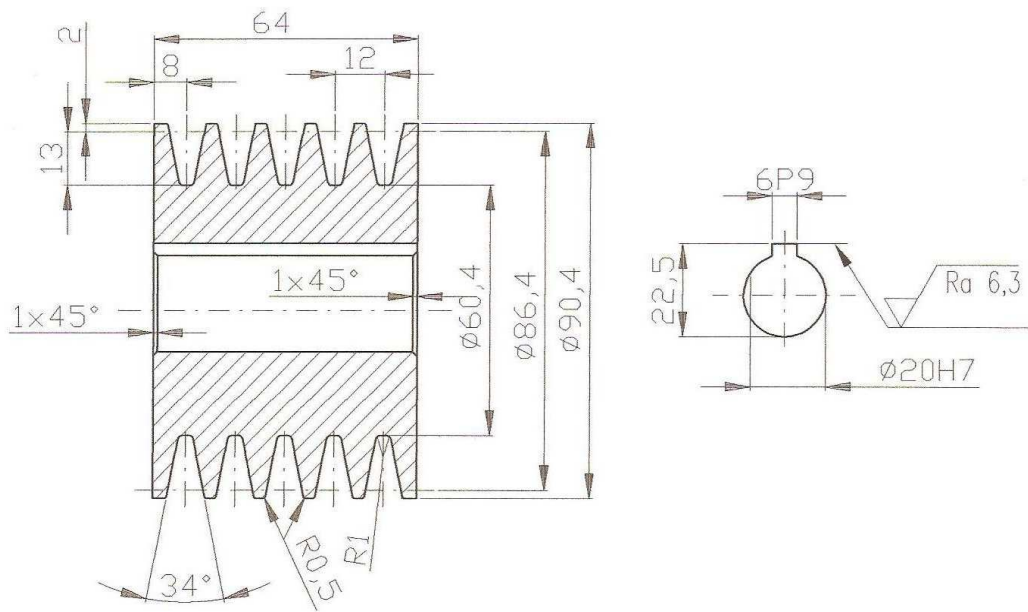
UTB Zlín		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	
		sestava převodovky	
		Vydání	1 / 1



$\sqrt{Ra 3,2}$ ($\sqrt{Ra 6,3}$ $\sqrt{Ra 0,8}$)

BOK DRÁŽKY BROUSIT Ra 0,8.

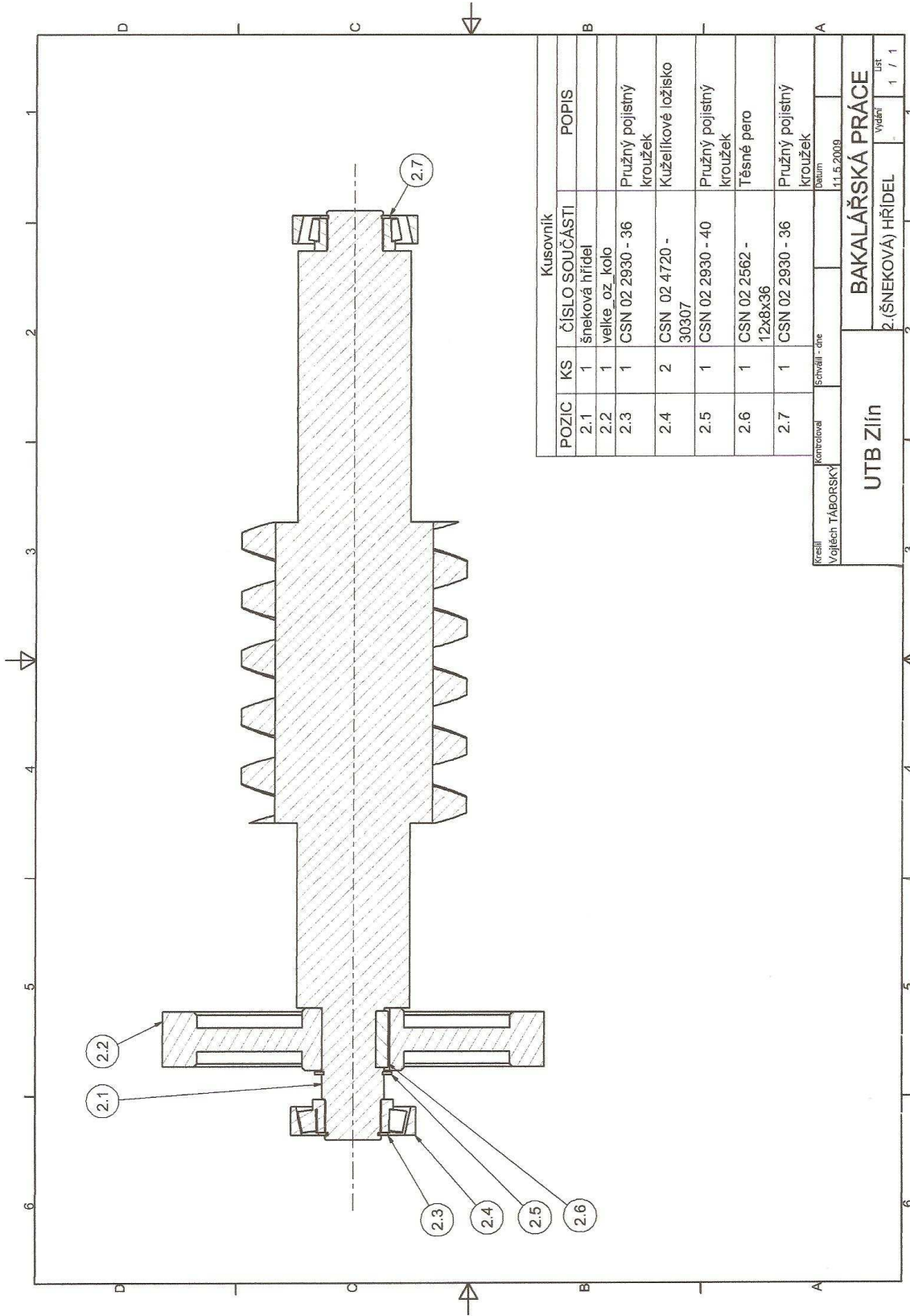
POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	g	MM	kg
INDEX	ZNAČKA	DATUM	POPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství		
ZN.MAT. 11 600				T.O. 001	HMOTNOST kg	0,1
ROZM.-POLOE. #90 ČSN 42 5510					MĚR.	1:1
POM. ZNAČ.					ČSN	TRČ.
KRESLIL Vojtěch TÁBORSKÝ	NORM.REF.				POZN.	Č. KUSOVNIKU
PŘEZK.						Č.V.
TECHNOL.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2008	STARÝ V.			
NÁZEV	M. ŘEMENICE			ČÍSLO VÝKRESU	1.2	
				Listo	List	



$\sqrt{Ra\ 3,2}$ ($\sqrt{Ra\ 6,3}$ $\sqrt{Ra\ 0,8}$)

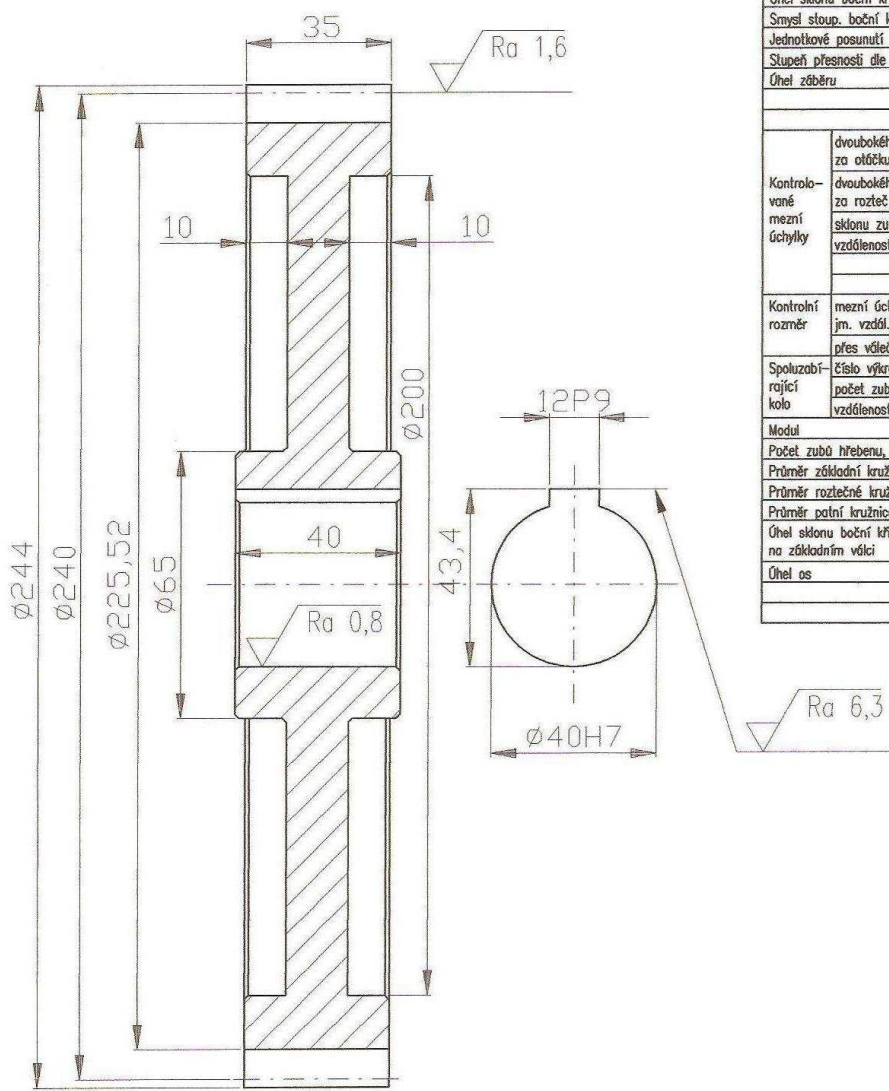
BOK DRÁŽKY BROUSIT Ra 0,8.

POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	J.	MÁL	kg
INDEX	ZNĚMA	DATUM	PODPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství		
ZNĚMAT. 11 600		T.O. 001	HMOTNOST kg	0,1	MĚR.	1:1
ROZM.-POLDT. $\varnothing 90$ ČSN 42 5510			ČSN		TŘ.Č.	
PDM. ZÁŘ.			POZN.		Č. KUSOVNIKU	
KRESLIL Vojtěch TABORSKÝ	NORM.REF.					
PŘEZK.						
TECHNOL.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2008	STARÝ V.		Č.V.	
NÁZEV	V. ŘEMENICE		ČÍSLO VÝKRESU	13		
			LISTO			LIST



Kusovník			
POZIC	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
2.1	1	šneková hřídel	
2.2	1	velké oz. kolo	
2.3	1	CSN 02 2930 - 36	Pružný pojistný kroužek
2.4	2	CSN 02 4720 - 30307	Kuželíkové ložisko
2.5	1	CSN 02 2930 - 40	Pružný pojistný kroužek
2.6	1	CSN 02 2562 - 12x8x36	Těsné pero
2.7	1	CSN 02 2930 - 36	Pružný pojistný kroužek

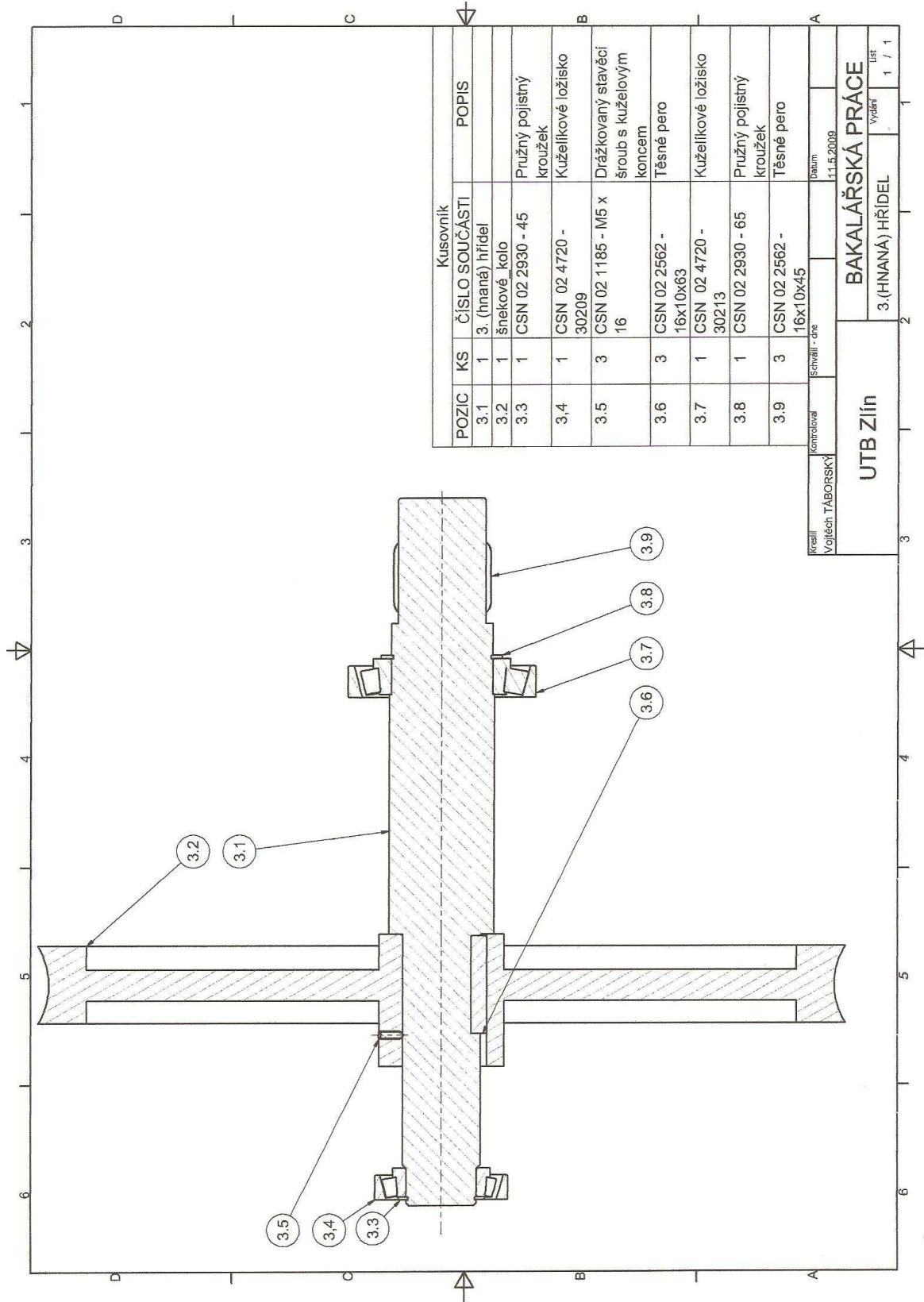
Kreml Vojtěch TABORSKÝ	Kontroval	Schválil - dne	14.5.2009
UTB Zlín		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	
		2.(ŠNEKOVÁ) HŘÍDEL	
		Lst 1 / 1	



Modul	m	2	
Počet zubů	z	120	
Normální základní profil		CSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	-	
Smysl sloup. boční křivky zubu		-	
Jednotkové posunutí	x	0	
Stupeň přesnosti dle		10-ČSN 01 4602	
Úhel záběru	α	σ	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F'1	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	F''1	-
	sklonu zubu	F1b	-
	vzdálenosti os	f.a.	-
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní jm. vzdál. os	Ea''s	-
	mezní úchytky dolní	Ea''i	-
	přes vůlečky	-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výřezu	-	1.1
	počet zubů	z	40
	vzdálenost os	a.w	140
Modul	m	-	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	120	
Průměr základní kružnice	o.k.	244	
Průměr roztečné kružnice	o.l	240	
Průměr patní kružnice	o.f.	225,52	
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	β_z	0	
Úhel os	Σ	0	

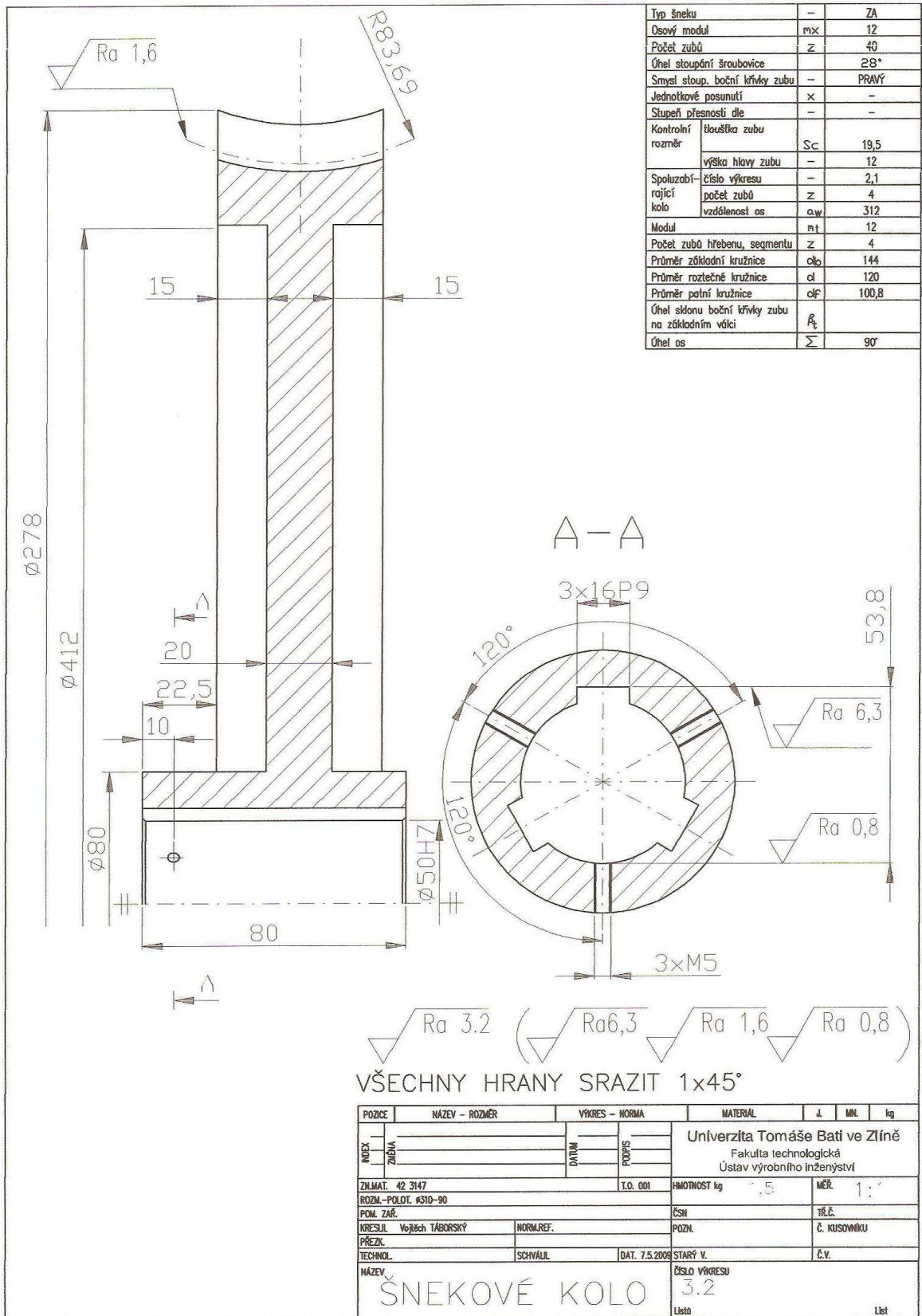
$\sqrt{Ra\ 3,2}$ ($\sqrt{Ra\ 6,3}$ $\sqrt{Ra\ 1,6}$ $\sqrt{Ra\ 0,8}$)
 VŠECHNY HRANY SRAZIT 1x45°

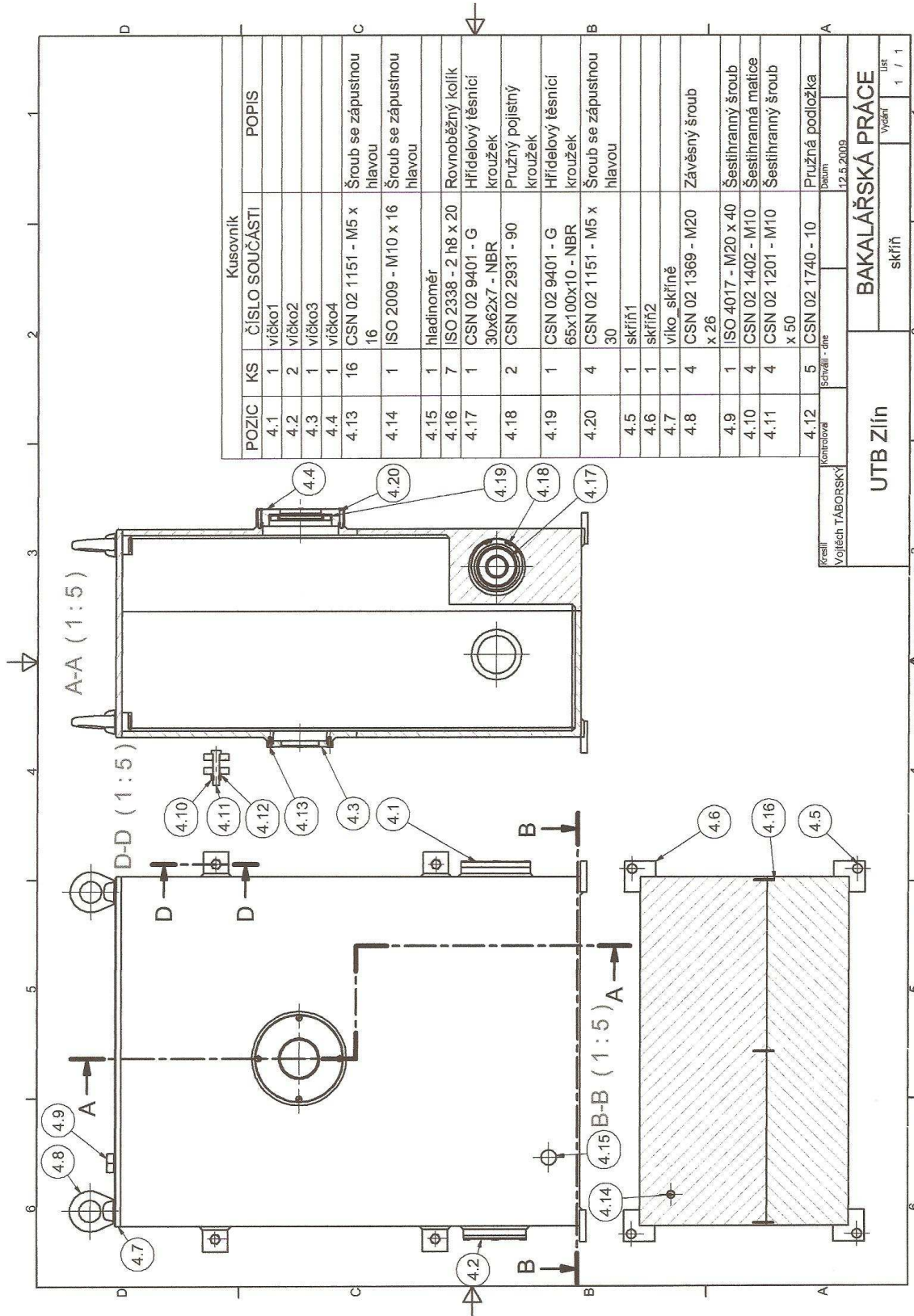
POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	J.	MIN.	kg
INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně		
			Fakulta technologická			
			Ústav výrobního inženýrství			
ZN.MAT.	15 241	T.O. 001	HMOTNOST kg	0,7	MĚR.	1:1
ROZM.-POLOH.	#150 ČSN 42 5510		ČSN		TR.Č.	
POM. ZAR.			POZN.		Č. KUSOVNIKU	
KRESLIL	Vojtěch TÁBORSKÝ	NORM.REF.			Č.V.	
PŘEZK.						
TECHNOL.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2009	STARÝ V.			
NÁZEV	MALÉ OZ. KOLO		ČÍSLO VÝKRESU	2.2		
			Lišta			Lišta



Kusovník			POZIC	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
	3.1	1	3. (hnaná) hřídel			
	3.2	1	šnekové kolo			
	3.3	1	CSN 02 2930 - 45			Pružný pojistný kroužek
	3.4	1	CSN 02 4720 - 30209			Kuželkové ložisko
	3.5	3	CSN 02 1185 - M5 x 16			Drážkovaný stavecí šroub s kuželovým koncem
	3.6	3	CSN 02 2562 - 16x10x83			Těsné pero
	3.7	1	CSN 02 4720 - 30213			Kuželkové ložisko
	3.8	1	CSN 02 2930 - 65			Pružný pojistný kroužek
	3.9	3	CSN 02 2562 - 16x10x45			Těsné pero

Kreál	Kontroloval	Schwab - dne	Datum	11.5.2009
Vojtěch TABORSKÝ				
UTB Zlín		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE		
		3.(HNANÁ) HŘÍDEL		
		Vydání		LIST
		1		1 / 1





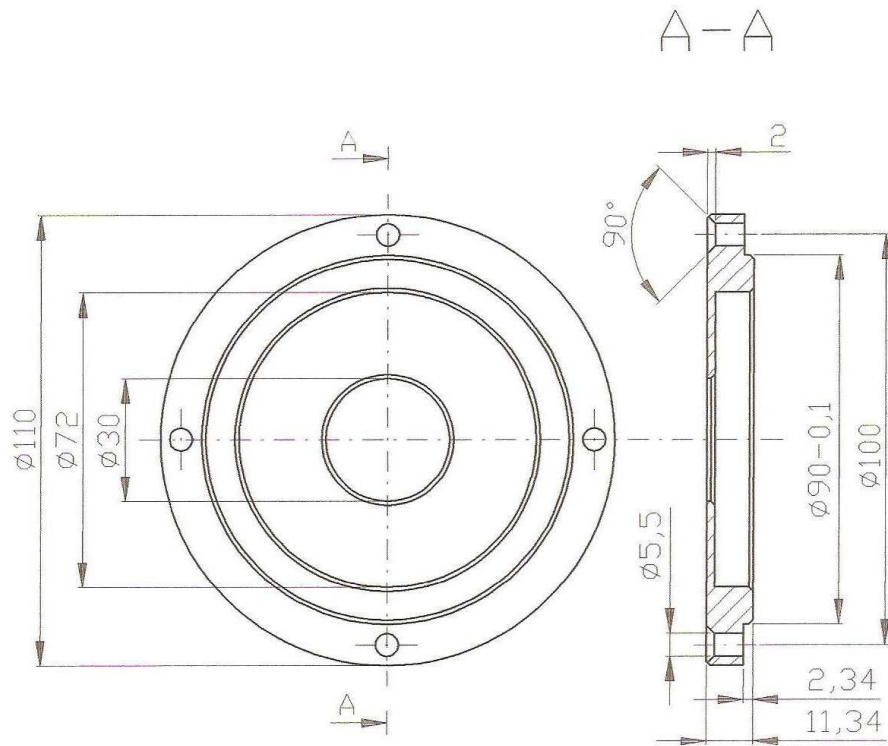
Kusovník			POPIS
POZIC	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	
4.1	1	víčko1	
4.2	2	víčko2	
4.3	1	víčko3	
4.4	1	víčko4	
4.13	16	CSN 02 1151 - M5 x 16	Šroub se zápusťnou hlavou
4.14	1	ISO 2009 - M10 x 16	Šroub se zápusťnou hlavou
4.15	1	hladinoměr	
4.16	7	ISO 2338 - 2 h8 x 20	Rovnoběžný kolík
4.17	1	CSN 02 9401 - G 30x62x7 - NBR	Hřídelový těsnicí kroužek
4.18	2	CSN 02 2931 - 90	Pružný pojistný kroužek
4.19	1	CSN 02 9401 - G 65x100x10 - NBR	Hřídelový těsnicí kroužek
4.20	4	CSN 02 1151 - M5 x 30	Šroub se zápusťnou hlavou
4.5	1	skříň1	
4.6	1	skříň2	
4.7	1	víko_skríně	
4.8	4	CSN 02 1369 - M20 x 26	Závěsný šroub
4.9	1	ISO 4017 - M20 x 40	Šestihranný šroub
4.10	4	CSN 02 1402 - M10	Šestihranná matice
4.11	4	CSN 02 1201 - M10 x 50	Šestihranný šroub
4.12	5	CSN 02 1740 - 10	Pružná podložka

Kreslil: Vojtěch TABORSKÝ
 Kontrola: Datum: 12.5.2009
 Schválil - dle:

UTB Zlín

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

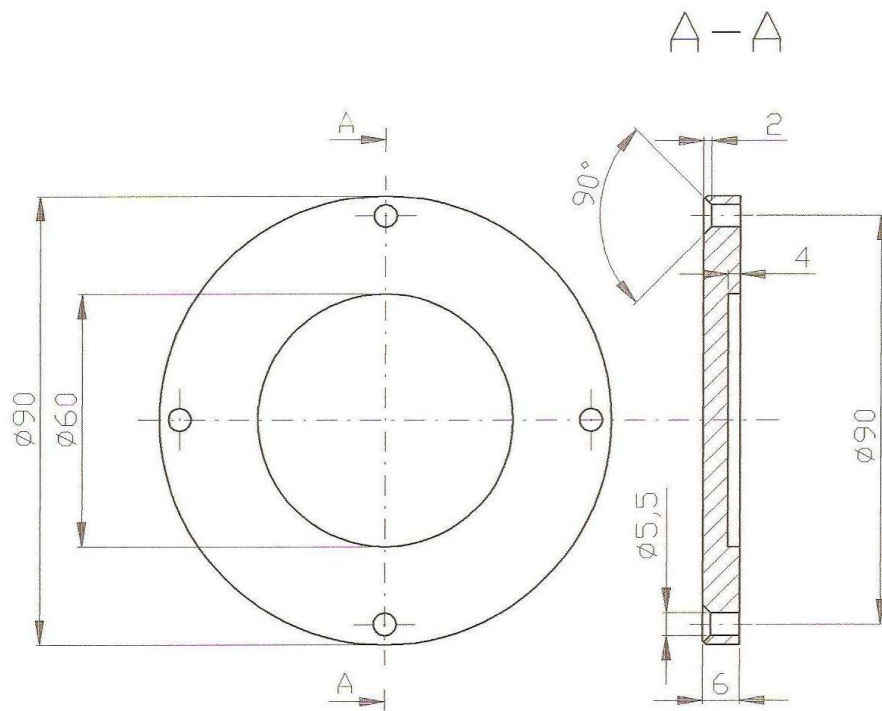
skříň 1 / 1



$\sqrt{Ra\ 3.2}$

VŠECHNY HRANY SRAZIT 1x45°

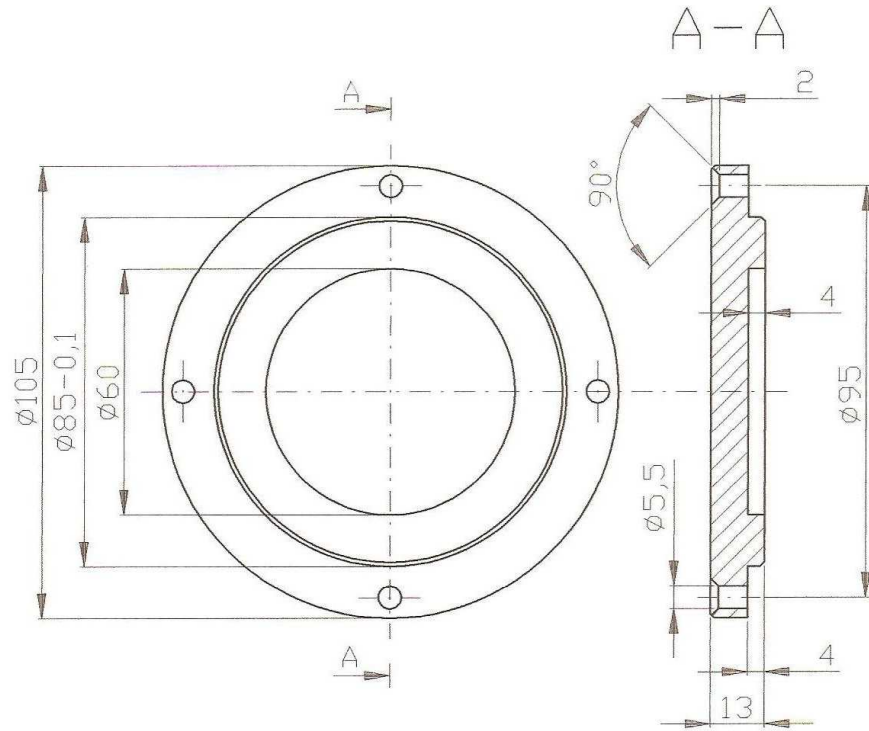
POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	±	MIN	kg
INDEX	ZNAČKA	DATUM	PODPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně		
			Fakulta technologická			
			Ústav výrobního inženýrství			
ZK.MAT.	11 600	I.O. 001	HMOTNOST kg	0,1	MĚR.	1:1
ROZM.-POLOŽ.	#1ZD ČSN 42 5510		ČSN		TŘ.Č.	
POD. ZÁŘ.			POZN.		Č. KUSOVNIKU	
KRESLIL	Vořech TÁBORSKÝ	NORM.REF.			Č.V.	
PŘEZK.						
TECHNOL.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2008	STARÝ V.			
NÁZEV	VIČKO 1		ČÍSLO VÝKRESU	4,1		
			Listo			Let



$\sqrt{Ra\ 3.2}$

VŠECHNY HRANY SRAZIT 1x45°

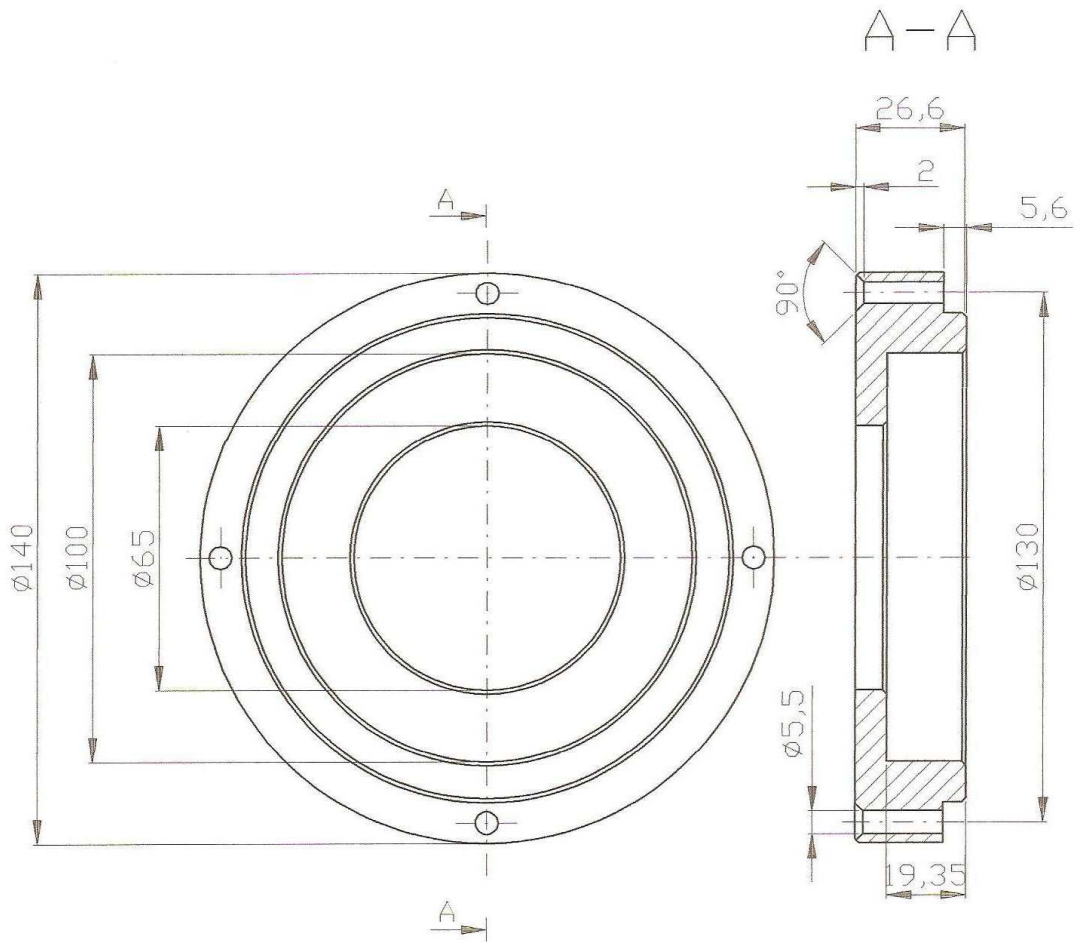
POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	d.	ML	kg
INDEX	ZNĚMA	DATUM	POPS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství		
ZNĚMAT. 11 600		T.O. 001	HMOTNOST kg	0,2	MĚR.	1:1
ROZM.-POLOH. #110 ČSN 42 5510			ČSN		TŘ.Č.	
POHL. ZAŘ.			POZN.		Č. KUSOVNIKU	
KRESLIL Vojtěch TÁBORSKÝ	NORM.REF.				Č.Y.	
PŘEZK.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2009	STARÝ V.			
TECHNOL.						
NÁZEV	VÍČKO 2		ČÍSLO VÝKRESU	4.2		
			Listo	List		



√ Ra 3.2

VŠECHNY HRANY SRAZIT 1x45°

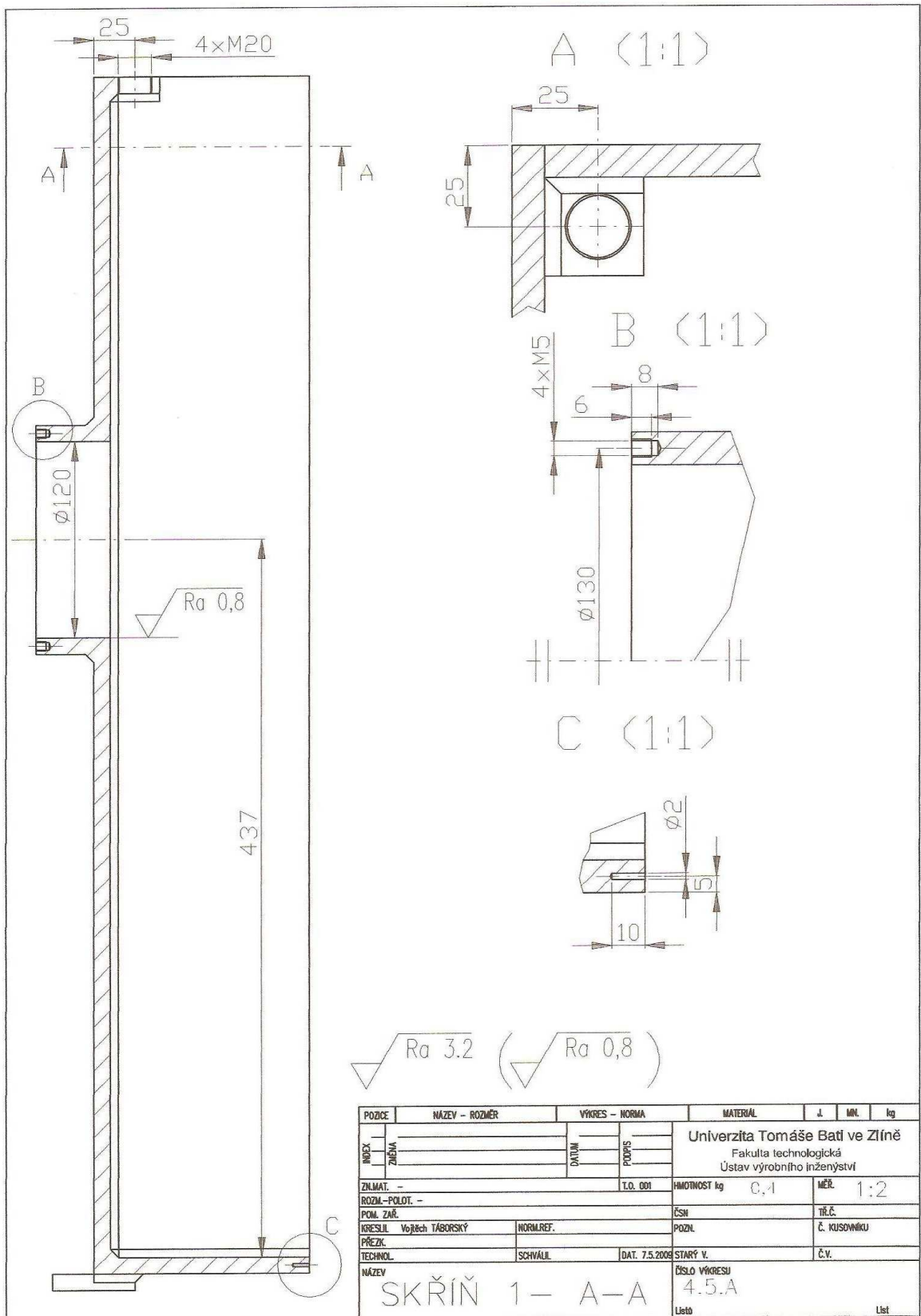
POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	l	MIN	kg
INDEX ZNAČKA		DATUM PODPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství			
ZÁKL.MAT. 11 600		I.O. 001	HMOTNOST kg	0,2	MĚR.	1:1
ROZMĚR-POLOH. #110 ČSN 42 5510			ČSN		TŘ.Č.	
POM. ZAŘ.			POZN.		Č. KUSOVNIKU	
KRESLIL Vojtěch TÁBORSKÝ	NORM.REF.				Č.V.	
PŘEZK.						
TECHNOL.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2008	STARÝ V.			
NÁZEV	VÍČKO 3		ČÍSLO VÝKRESU	4.3		
			Libo		Let	



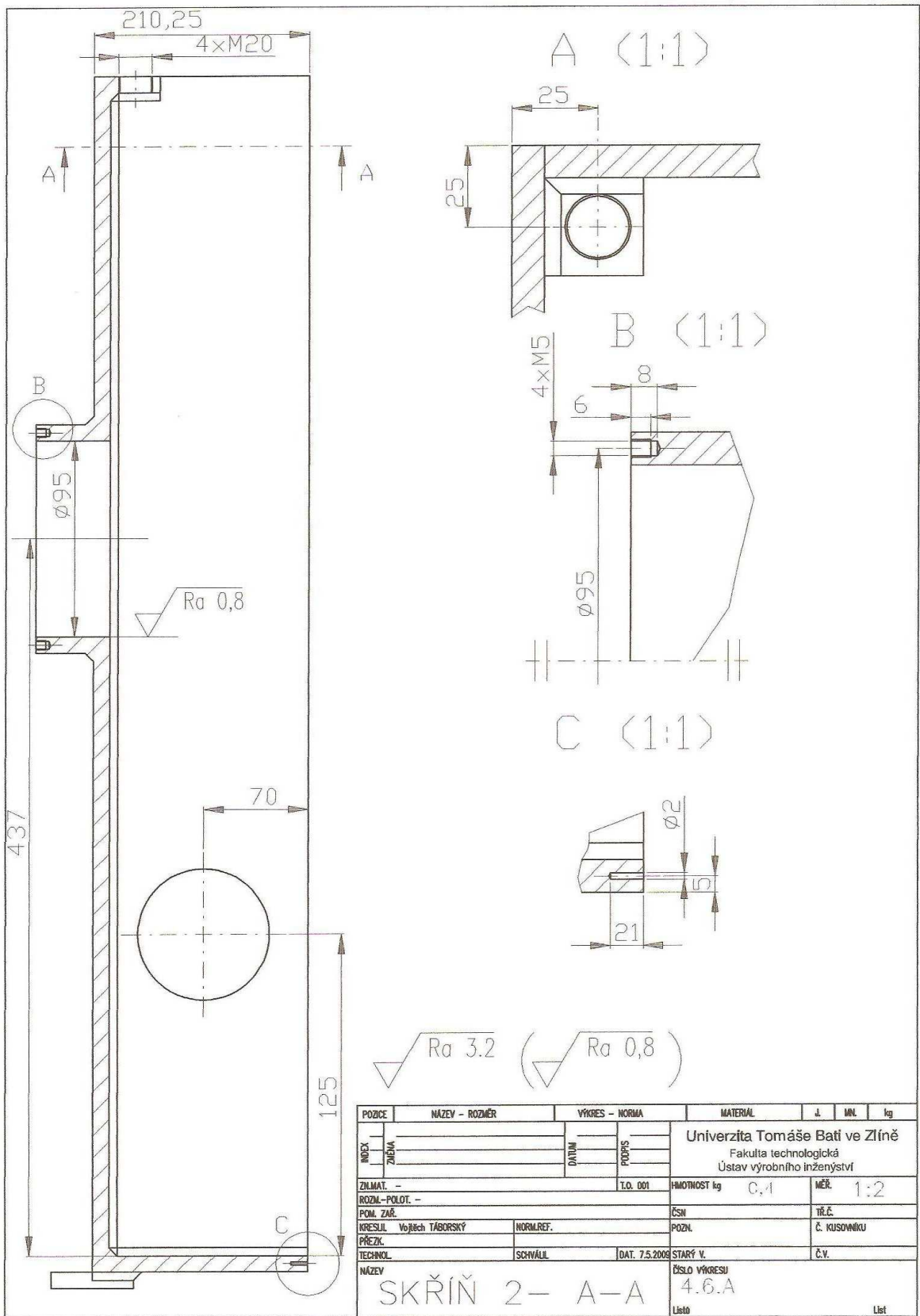
$Ra\ 3.2$

VŠECHNY HRANY SRAZIT $1 \times 45^\circ$

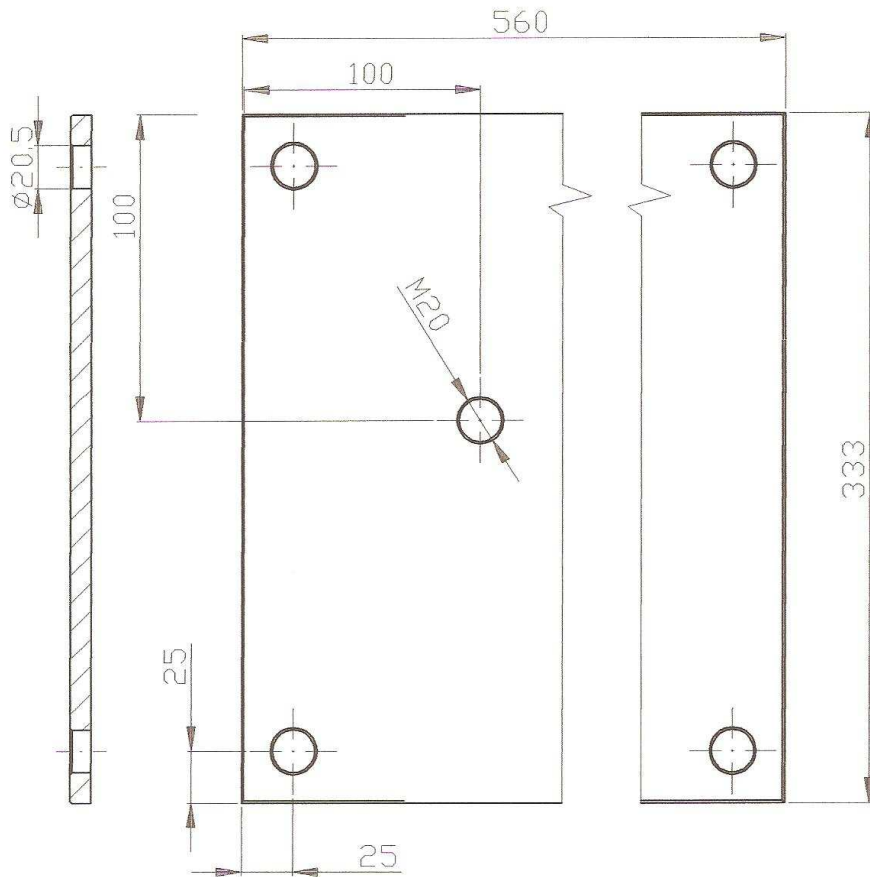
POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	J	ML	kg
INDEX	ZMĚNA	DATAUM	POPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství		
ZIN.MAT.	11 600	I.O. 001	HMOTNOST kg	C,1	MĚR.	1:1
ROZ. - POLOD.	#150 ČSN 42 5510		ČSN			TŘ.Č.
POM. ZAR.			POZN.			Č. KUSOVNIKU
KRESLIL	Voříšek TABORSKÝ	NORMA REF.				
PŘEZK.						
TECHNOL.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2008	STARÝ V.			Č.V.
NÁZEV	VÍČKO 4		ČÍSLO VÝKRESU	4.4		List



POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	l	mm	kg
INDEX	ZNAČKA	DATUM	POPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně		
				Fakulta technologická		
				Ústav výrobního inženýrství		
ZNĚMAT.	-	T.O. 001	HMOTNOST kg	0,4	MĚR.	1:2
ROZM.-POLOT.	-		ČSN		TŘ.Č.	
POVL. ZNĚ.			POZN.		Č. KUSOVNIKU	
KRESLIL	Vojtěch TÁBORSKÝ	NORMALREF.			Č.V.	
PŘEZK.			DAT. 7.5.2009	STARÝ V.		
TECHNOL.	SCHVÁL.					
NÁZEV	SKŘÍŇ 1 - A - A		ČÍSLO VÝKRESU	4.5.A		
			Listů	List		



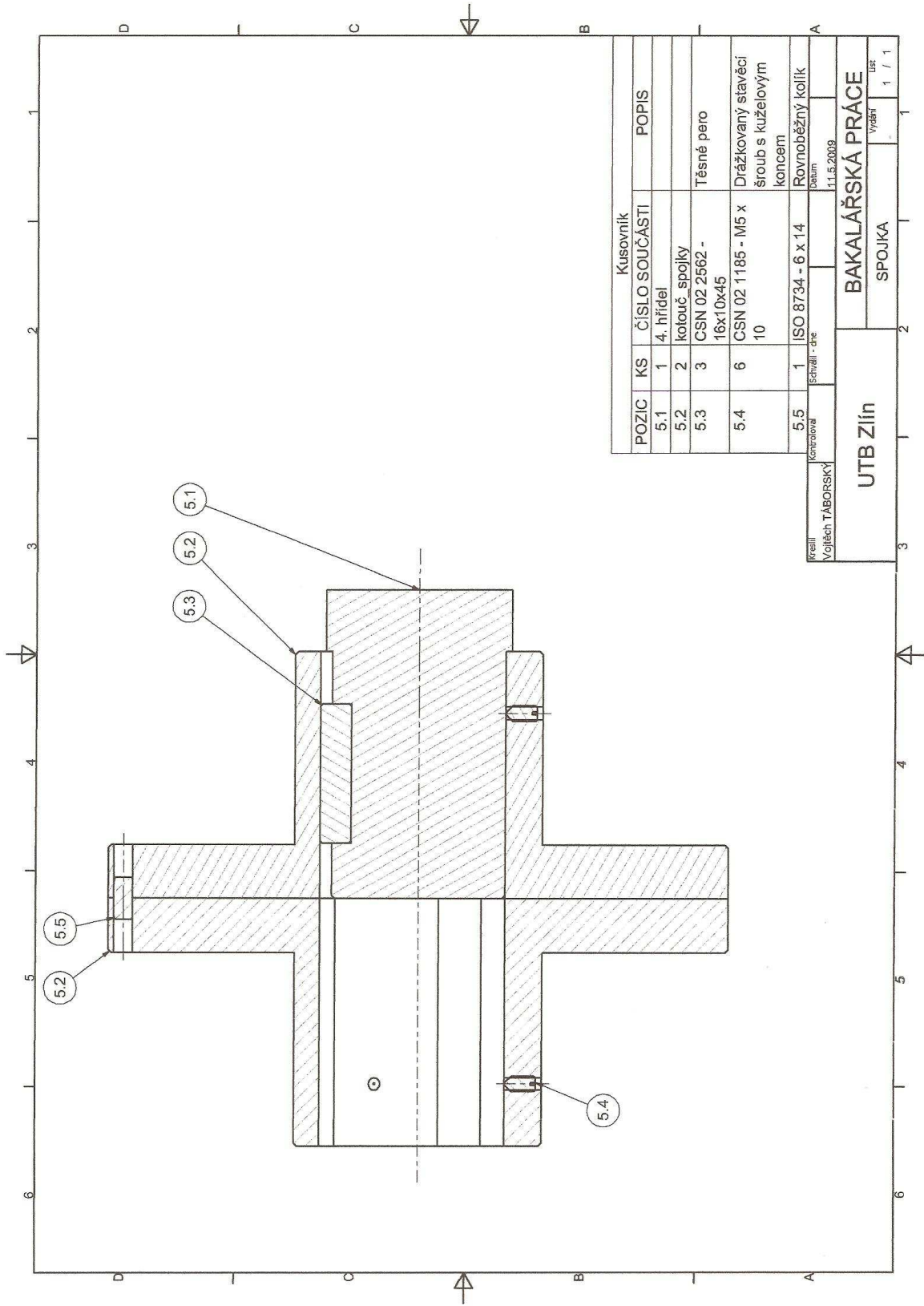
POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	↓	MLL	kg
INDEX	ZNAČKA	DATUM	POPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství		
ZMLAT.	-	I.O. 001	HMOTNOST kg	0,4	MĚR.	1:2
ROZM.-POLOT.	-		ČSN		TR.Č.	
POM. ZAŘ.			POZN.		Č. KUSOVNIKU	
KRESLIL	Vojtěch TÁBORSKÝ	NORM.REF.			Č.V.	
PŘEZK.			DAT. 7.5.2009	STARÝ V.		
TECHNOL.	SCHWÁBL					
NÁZEV	SKŘÍŇ 2 - A-A		ČÍSLO VÝKRESU	4.6.A		
			Listo			List



$Ra\ 3.2$

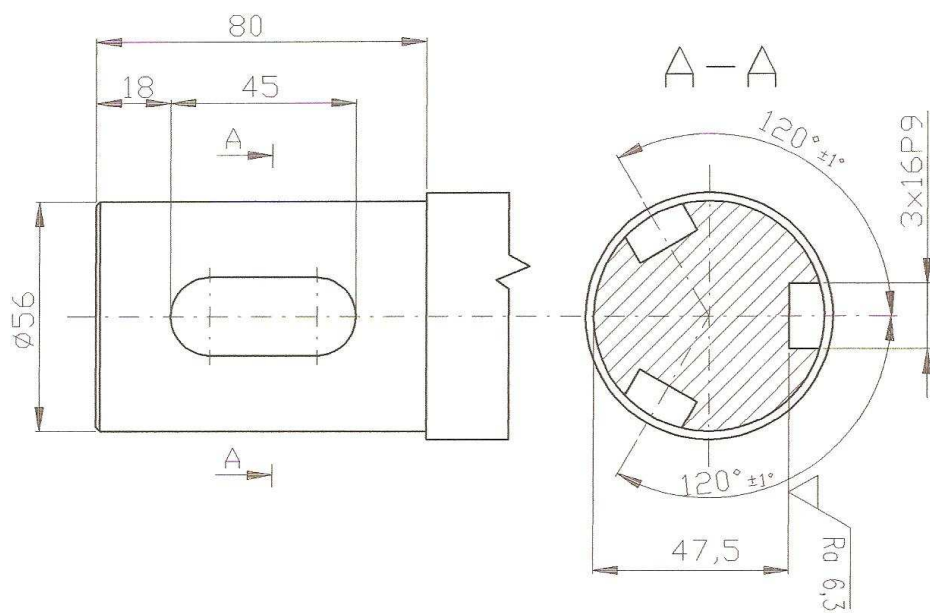
VŠECHNY HRANY SRAZIT $1 \times 45^\circ$

POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	l	MIN	kg
INDEX	ZNAČKA	DATUM	PODPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství		
ZNAMENÍ				T.O. 001	HMOTNOST kg	0,4
					MĚR	1:2
ZNAMENÍ	11 500					
ROZM. POLOH. P10	340 x 600 ČSN 42 5310 - 11 500				ČSN	TŘ.Č.
POM. ZNAČ.					POZN.	Č. KUSOVNIKU
KRESLIL	Vojtěch TÁBORSKÝ	NORM.REF.				
PŘEZK.						
TECHNOL.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2008	STARÝ V.			Č.V.
NÁZEV	VÍKO SŘÍNĚ			ČÍSLO VÝKRESU	4.7	
				Listů	List	



Kusovník			POPIS
POZIC	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	
5.1	1	4. hfidel	
5.2	2	kolouč - spojky	
5.3	3	CSN 02 2562 - 16x10x45	Těsné pero
5.4	6	CSN 02 1185 - M5 x 10	Drážkovaný stavěcí šroub s kuželovým koncem
5.5	1	ISO 8734 - 6 x 14	Rovnoběžný kolík
Kontroloval		Schválil - dne	datum
Kreml Vojtěch TABORSKÝ			11.5.2009

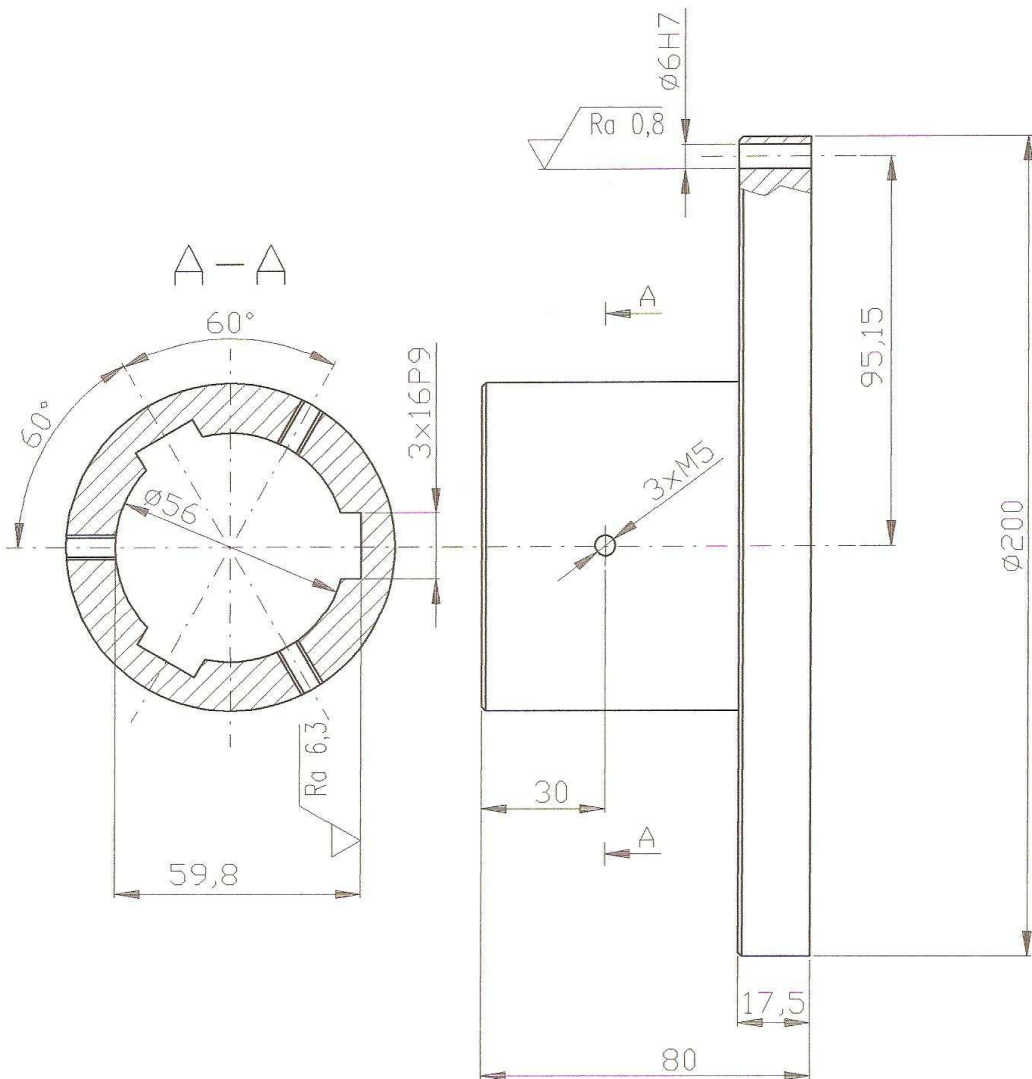
UTB Zlín		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	
		SPOJKA	
		Vydání	
		1 / 1	



$\sqrt{\text{Ra } 3,2}$ ($\sqrt{\text{Ra } 6,3}$)

VŠECHNY HRANY SRAZIT 1x45°

POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	J.	MLL	kg
INDEX	ZNAČKA	DATUM	POPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství		
ZN.MAT.	11 800	T.O. 001	HMOTNOST kg	C, G	MĚR.	1:1
ROZM.-POLOT.	480 ČSN 42 5510					
POM. ZAR.			ČSN			TR.Č.
KRESLIL	Vojtěch TABORSKÝ	NORM.REF.	POZNL			Č. KUSOVNIKU
PŘEZK.						
TECHNOL.	SCHVÁLIL	DAT. 7.5.2009	STARÝ V.			Č.V.
NÁZEV	4. HŘÍDEL		ČÍSLO VÝKRESU	5.1		
			Lišta			Lišta



$\sqrt{Ra\ 3.2}$ ($\sqrt{Ra\ 6.3}$ $\sqrt{Ra\ 0.8}$)

VŠECHNY HRANY SRAZIT 1x45°

POZICE	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	J.	ML	kg
INDEX	ZNĚMA	DATA	PODPIS	Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně Fakulta technologická Ústav výrobního inženýrství		
ZN.MAT.	11 800	T.O. 001	HMOTNOST kg	0,6	MĚŘ.	1:1
ROZM.-POLOT.	990 ČSN 42 5510					
POM. ZAR.			ČSN		TŘ.Č.	
KRESLIL	Vojtěch TÁBORSKÝ	NORM.REF.	POZNL		Č. KUSOVNIKU	
PŘEZK.						
TECHNOL.	SCHVÁL.	DAT. 7.5.2009	STARÝ V.		Č.V.	
NÁZEV	KOTOUČ SPOJKY		ČÍSLO VÝKRESU	5.2		
			Listo			List