

# Hnací jednotka s převodovkou s kuželovými koly a pojistnou spojkou

Petr Metela

---

Bakalářská práce  
2011



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2010/2011

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr METELA**

Osobní číslo: **T08628**

Studijní program: **B 3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Technologická zařízení**

Téma práce: **Hnací jednotka s převodovkou s kuželovými koly a pojistnou spojkou.**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii na dané téma.
2. Navrhněte převodovku pro výkon  $P = 10 \text{ kW}$  a výstupní otáčky  $n = 50 \text{ min}^{-1}$ .
3. Zhotovte sestavu převodovky.
4. Zhotovte výrobní dokumentaci.

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

**Dle doporučení vedoucího BP.**

Vedoucí bakalářské práce:

**Ing. František Volek, CSc.**

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

**14. února 2011**

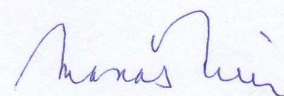
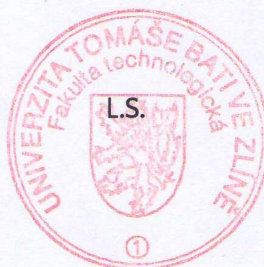
Termín odevzdání bakalářské práce:

**3. června 2011**

Ve Zlíně dne 11. ledna 2011



doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.  
*děkan*



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.  
*ředitel ústavu*

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby <sup>1)</sup>;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 <sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 17.5.2011

.....

---

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

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

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

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

<sup>2)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

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

<sup>3)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

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

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

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

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce obsahuje literární studii daného tématu a konstrukční provedení převodovky dle zadaných parametrů. Skládá se ze dvou samostatných částí.

Teoretická část je zaměřena na celkový přehled ozubených převodů s důrazem na čelní a kuželové soukolí. Dále zde nalezneme základní rozdělení hřídelových spojek.

Praktická část obsahuje návrh a výpočet převodovky a pojistné spojky. Převodovka je třístupňová s kuželovým soukolím a dvěma soukolími čelními.

Klíčová slova: převodovka, ozubené kolo, kuželové soukolí, čelní soukolí, hřídelová spojka

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis includes a literary study of the topic and construction of a gear unit according to set parameters. It consists of two separate parts.

The theoretical part is aimed at an overview of cogged gears with emphasis on a frontal and bevel wheelwork. Furthermore we can find here the basic division of shaft clutches.

The practical part contains the design and calculation of the gear unit and safety clutch. The gear unit is a three-stage with the bevel wheelwork and two frontal wheelworks.

Keywords: gear unit, cog gear, bevel wheelwork, frontal wheelwork, shaft clutch

Rád bych zde poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Františku Volkovi CSc. za odborné vedení, užitečné rady, připomínky a příjemnou spolupráci při vypracovávání této bakalářské práce.

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

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>11</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>12</b>
<b>1 PŘEVODY</b> .....	<b>13</b>
1.1 ROZDĚLENÍ.....	13
1.2 MECHANICKÉ PŘEVODY .....	14
1.3 PŘEVODOVÝ POMĚR .....	16
1.4 SILOVÉ POMĚRY V PŘEVODECH .....	18
1.5 ZTRÁTY A ÚČINNOST .....	19
<b>2 OZUBENÉ PŘEVODY – PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY</b> .....	<b>21</b>
2.1 ROZDĚLENÍ.....	22
2.2 ZÁKLADNÍ TEORIE OZUBENÍ.....	24
2.2.1 Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr .....	24
2.2.2 Čára záběru.....	25
2.2.3 Boční křivky .....	26
2.3 ČELNÍ SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY .....	27
2.3.1 Druhy kol a jejich rozměry.....	29
2.3.2 Druhy soukolí.....	30
2.3.3 Podřezání zubu .....	31
2.3.4 Mezní počet zubů .....	31
2.4 ČELNÍ SOUKOLÍ SE ŠIKMÝMI ZUBY .....	33
2.4.1 Základní rozměry .....	34
2.5 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ.....	34
2.5.1 Rozměry a geometrie ozubení.....	36
2.6 KONSTRUKCE A MATERIÁLY OZUBENÝCH KOL .....	37
2.7 MAZÁNÍ.....	38
<b>3 PŘEVODOVKY</b> .....	<b>40</b>
3.1 PROVOZ, ÚDRŽBA, OPRAVY .....	41
3.2 VÝROBA, MONTÁŽ.....	43
<b>4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY</b> .....	<b>44</b>
4.1 NEPRUŽNÉ SPOJKY .....	44
4.1.1 Tuhé (pevné) spojky.....	45
4.1.1.1 Trubková spojky .....	45
4.1.1.2 Kotoučová spojka .....	45
4.1.1.3 Korytková spojka .....	46
4.1.2 Roztaživé (dilatační) spojky.....	47
4.1.2.1 Zubová spojka.....	47
4.1.2.2 Křížová spojka .....	48
4.1.3 Kloubové spojky .....	49



4.2	PRUŽNÉ SPOJKY .....	49
4.2.1	Čepová spojka .....	51
4.2.2	Spojka s pryžovou obručí (Periflex).....	51
4.2.3	Pružná spojka se šroubovitými pružinami .....	52
4.2.4	Spojka s plochou pružinou .....	53
4.3	VÝSUVNÉ SPOJKY .....	53
4.3.1	Zubové spojky .....	54
4.3.2	Třecí spojky .....	54
4.4	POJISTNÉ SPOJKY .....	56
4.4.1	Pojistná spojka zubová.....	56
4.4.2	Pojistná spojka kuličková.....	57
4.4.3	Třecí pojistná spojka .....	57
4.4.4	Kolíková spojka .....	58
4.5	ROZBĚHOVÉ SPOJKY .....	58
<b>II</b>	<b>PRAKTICKÁ ČÁST .....</b>	<b>60</b>
<b>5</b>	<b>ZADÁNÍ .....</b>	<b>61</b>
5.1	SCHÉMA .....	61
<b>6</b>	<b>VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU .....</b>	<b>62</b>
6.1	VOLBA MOTORU .....	62
6.2	PARAMETRY ŘEMENICE .....	62
<b>7</b>	<b>NÁVRH PŘEVODOVKY.....</b>	<b>65</b>
7.1	VOLBA JEDNOTLIVÝCH PŘEVODŮ .....	65
7.2	OTÁČKY PŘEVODŮ .....	65
7.3	KROUTÍCÍ MOMENTY .....	66
7.4	VÝPOČET KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ .....	66
7.4.1	Materiál .....	66
7.4.2	Počty zubů .....	66
7.4.3	Modul .....	66
7.4.4	Hlavní rozměry.....	67
7.5	VÝPOČET ČELNÍHO SOUKOLÍ Č. 1 .....	68
7.5.1	Materiál .....	68
7.5.2	Počty zubů .....	68
7.5.3	Modul .....	68
7.5.4	Hlavní rozměry.....	68
7.6	VÝPOČET ČELNÍHO SOUKOLÍ Č. 2 .....	69
7.6.1	Materiál .....	69
7.6.2	Počty zubů .....	70
7.6.3	Modul .....	70
7.6.4	Hlavní rozměry.....	70
7.7	OBVODOVÉ SÍLY .....	71
7.7.1	Kuželové soukolí.....	71
7.7.2	Čelní soukolí č. 1.....	71

7.7.3	Čelní soukolí č. 2.....	71
7.8	PEVNOSTNÍ KONTROLA SOUKOLÍ .....	72
7.8.1	Kuželové soukolí.....	72
7.8.1.1	Pastorek (12 050 povrchově kaleno).....	72
7.8.1.2	Kolo (42 2661 povrchově kaleno) .....	73
7.8.1.3	Dovolené zatížení .....	73
7.8.2	Čelní soukolí č. 1.....	74
7.8.2.1	Pastorek (12 050 povrchově kaleno).....	74
7.8.2.2	Kolo (42 2661 povrchově kaleno) .....	74
7.8.2.3	Dovolené zatížení .....	75
7.8.3	Čelní soukolí č. 2.....	75
7.8.3.1	Pastorek (15241).....	75
7.8.3.2	Kolo (42 2661 povrchově kaleno) .....	76
7.8.3.3	Dovolené zatížení .....	77
7.9	VÝPOČET HŘÍDELÍ A LOŽISEK.....	77
7.9.1	Hřídel č. 1 .....	77
7.9.2	Hřídel č. 2.....	83
7.9.3	Hřídel č. 3.....	88
7.9.4	Hřídel č. 4.....	93
7.10	SKŘÍŇ PŘEVODOVKY .....	97
<b>8</b>	<b>VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY .....</b>	<b>100</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>102</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>103</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>104</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>116</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>118</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>119</b>

## ÚVOD

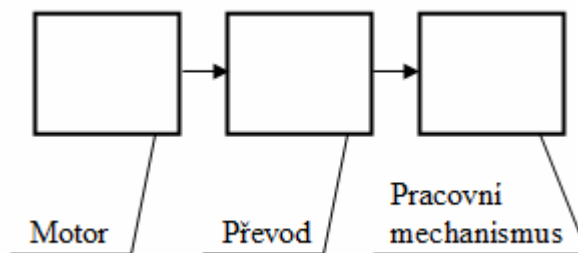
Moderní technika, která stále směřuje k vyšším výkonům a větším pracovním rychlostem při současném zkracování výrobní doby a zvětšování výrobní přesnosti, vyžaduje dálkové ovládání, mechanizaci a automatizaci výrobních procesů. Z tohoto požadavku vyplývají pro techniku pohonů rozsáhlé úkoly.

Konstruktéři různých strojů a technologických zařízení se vždy setkávají s problematikou volby a návrhu vhodného pohonu či převodu. Optimální pohon a převod pracovního stroje výrazně pomáhá k jeho produktivitě a zabezpečuje spolehlivost celého provozu. Obecným požadavkem je při tom vysoká mechanická účinnost, tichý chod a hospodárny provoz převodového mechanismu. Úloha převodového mechanismu spočívá ve vytvoření potřebné kinematické a silové vazby mezi motorickou a pracovní částí soustrojí, a to při nejrůznějších vzdálenostech a vzájemných polohách propojovaných hřídelí.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 PŘEVODY

Převodový mechanismus přenáší a případně rozděluje energii přiváděnou z hnacího stroje na pracovní stroj. Tvoří tedy spojovací článek mezi částmi strojního mechanismu (Obr. 1). Převážná většina strojních zařízení pracuje s převody.

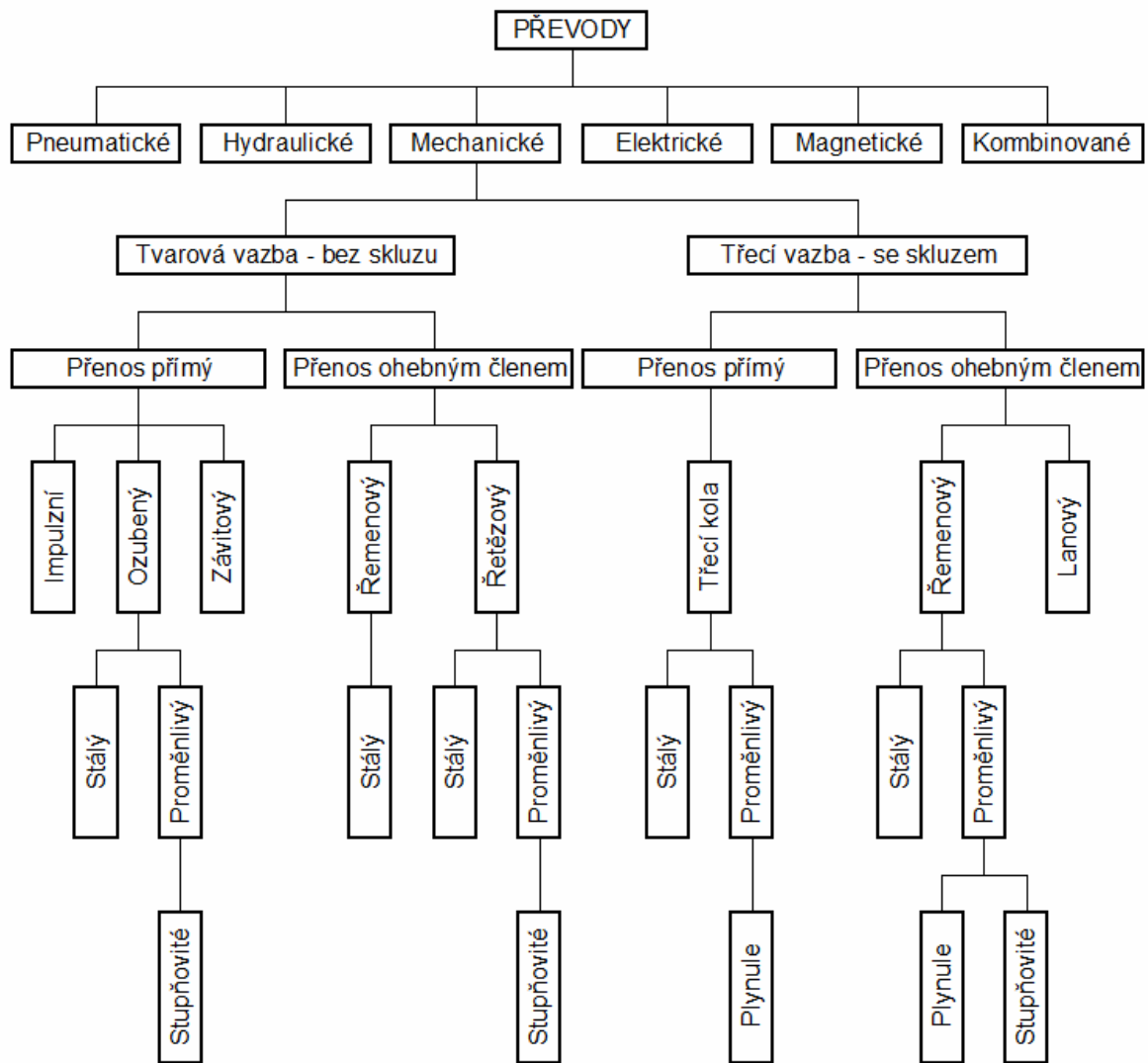


*Obr. 1. Zařazení převodu v soustrojí*

Hlavním důvodem, pro které se převody používají jako spojovací články v konstrukci strojních zařízení je, že rychlosti potřebné pro funkci pracovního stroje a nástroje obvykle nesehouhlasí s rychlostmi hnacího stroje. Obvykle mají hnací stroje vyšší otáčkové frekvence. Vedle toho se hnací stroje většinou navrhují pro rovnoměrný rotační pohyb, zatímco u pracovních strojů se často vyžaduje regulace rychlosti a v souvislosti s tím i kroutícího momentu. Konstruování hnacích motorů pro podobné požadavky je většinou technicky obtížné a ekonomicky nevýhodné. Taková zařízení bývají rozměrově velká a mají nízkou účinnost. [1]

### 1.1 Rozdělení

Rozdělení převodů je přehledně zobrazeno na obrázku 2. V současné době jsou nejrozšířenější převody mechanické. Při optimalizaci konstrukcí se ukazuje jako výhodné vedle mechanických převodů užívat také převodů elektrických, hydraulických, pneumatických a jiných. V některých zařízeních je účelné spojovat mechanické převody s jinými druhy převodů tak, aby se využily výhody jednotlivých typů (elektromechanické, hydromechanické apod.). [1]



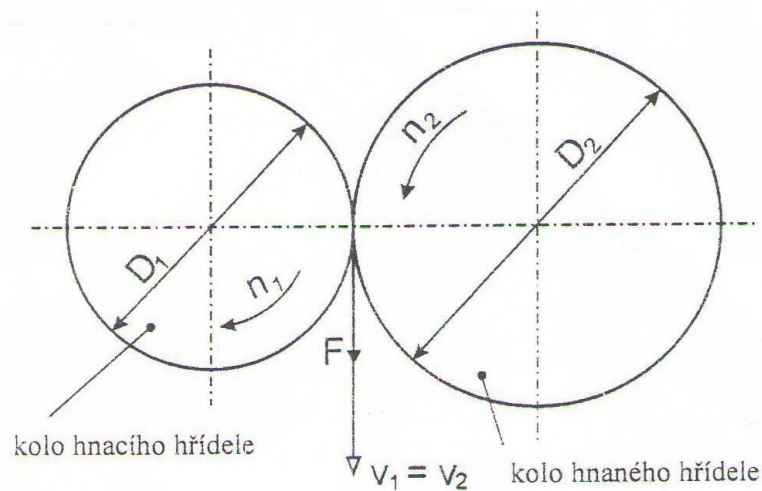
Obr. 2. Rozdělení převodů

## 1.2 Mechanické převody

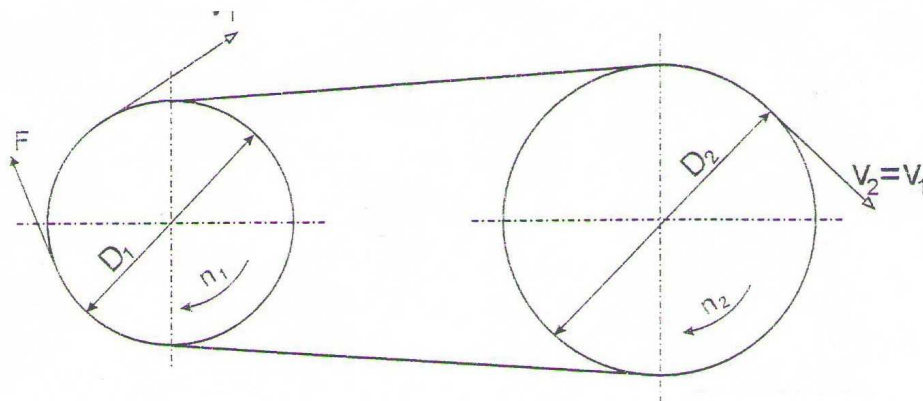
Mechanické převody slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi hnací a hnanou hřídelí a zajištění plynulého toku výkonu. Mechanickým převodem se přenáší a rozvádí otáčivý pohyb a mechanická energie (kroučící moment výkon, obvodová síla). Při přenosu se tedy může měnit obvodová rychlost a smysl otáčení hnané hřídele a někdy se mění i druh pohybu, např. otáčivý na posuvný. Každý mechanický převod se skládá nejméně ze dvou kol (kotoučů), hnacího a hnaného, která jsou pevně spojena s hnací a hnanou hřídelí.

Pohyb se přenáší z hnací hřídele na hnanou:

1. bezprostředním dotykem kol – převody s přímým přenosem (Obr. 3)
2. převodovým členem, např. řemenem, řetězem nebo lanem – převody s ohebným členem přenosu (Obr. 4)



Obr. 3. Převody s přímým přenosem



Obr. 4. Převody ohebným členem přenosu

Výkon se přenáší z hnacího na hnané kolo:

1. odporem tření mezi koly (u třecího převodu), nebo mezi kolem a řemenem (u řemenového převodu), nebo mezi kotoučem a lanem (u lanového převodu)
2. tlakem mezi zuby spolu zabírajících kol (u převodu s ozubenými koly), nebo tlakem mezi zuby kola a řetězem (u řetězového převodu) [2]

### 1.3 Převodový poměr

Převody mají podle svého určení buď stálý nebo měnitelný převodový poměr. Převod se mění buď stupňovitě nebo plynule. Převodovky s plynule měnitelnými převody se nazývají variátory. Stupňovitá regulace je však obvykle ekonomicky výhodnější než plynulá, převody jsou jednodušší a spolehlivější.

Při jedné dvojici spolu zabírajících členů se převod nazývá jednoduchý, při více spolu zabírajících párech se jedná o převod složený.

Velikost převodu je vyjádřena poměrem úhlové rychlosti hnacího členu (hnacího hřídele) k úhlové rychlosti členu hnaného (hnaného hřídele):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_{k1}}{\eta \cdot M_{k2}} \quad (1)$$

kde:

$\omega_{1,2}$  – úhlová rychlost hnacího / hnaného členu [ $s^{-1}$ ]

$n_{1,2}$  – frekvence otáček hnacího / hnaného členu [ $\text{min}^{-1}$ ]

$M_{k1,2}$  – skutečné kroutící momenty na hnacím / hnaném členu [Nm]

$\eta$  – účinnost převodu (v některých úvahách se užívá zjednodušeného předpokladu, že převodových mechanismus je bezztrátový – ideální, pak  $\eta = 1$ ) [-]

Převodový poměr  $i$  může kolísat u převodů s třecí vazbou a za určitých okolností i u převodů s vazbou tvarovou (u ozubených kol). Pro vyjádření určitosti převodu tvarové vazby, tedy převodu bez skluzu, se pro ozubená soukolí vyjadřuje převodové číslo:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2)$$

kde:

$z_{1,2}$  – počty zubů hnacího / hnaného kola [-]

$d_{1,2}$  – průměry roztečné kružnice pastorku (menší ozubené kolo) a kola [mm]



Pak u ideálního převodu je

$$u = i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{k1}}{M_{k2}} \quad (3)$$

za podmínek stejné obvodové rychlosti  $v$  [m.s<sup>-1</sup>] na obou kružnicích, které se v kinematickém modelu po sobě bez skluzu odvalují a za stejného vstupního a výstupního výkonu -  $P_1 = P_2$ .

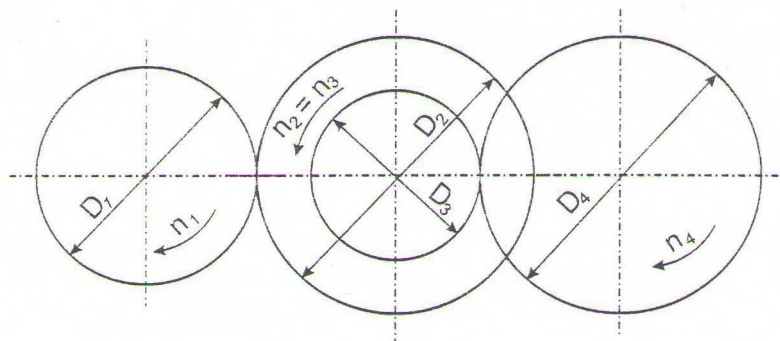
Uspořádáním několika jednoduchých převodů za sebou vzniká převod složený (Obr. 5). Jsou-li  $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$  dílčí převodové poměry jednotlivých převodových stupňů, pak pro výsledný převodový poměr platí:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n \quad (4)$$

$$i = \frac{n_1}{n_n} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \dots \cdot \frac{D_n}{D_{n-1}} \quad (5)$$

respektive převodové číslo

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n \quad (6)$$

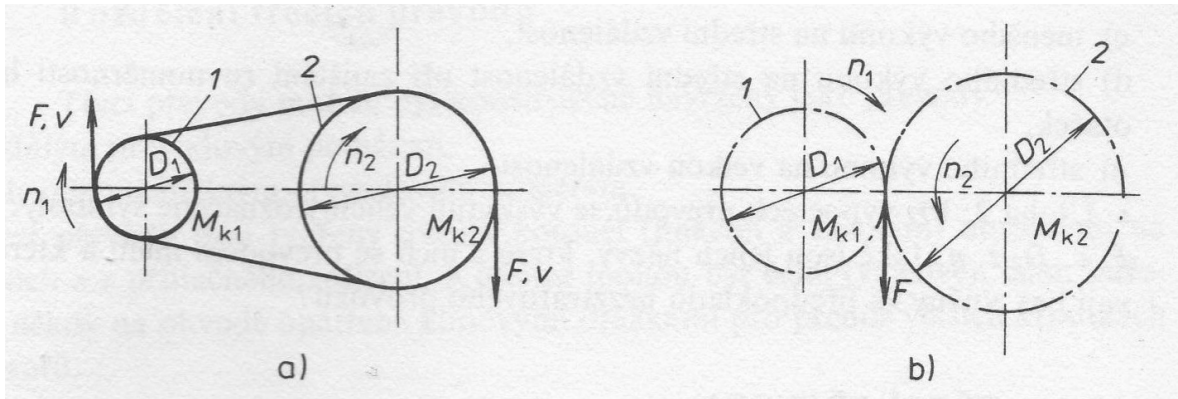


Obr. 5. Složený převod

[1], [5]

## 1.4 Silové poměry v převodech

Při přenášení výkonu z hnacího na hnaný hřídel musí být obvodová síla na obou kolech (hnacím i hnaném) stejná, jinak by muselo dojít k poruše převodu (Obr. 6). [3]



Obr. 6. Silové poměry v převodech – a) převod řemeny; b) převod ozubenými koly

Velikost obvodové síly lze vyjádřit vztahem:

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v} \quad (7)$$

kde:

$P$  – přenášený výkon [W]

$v$  – obvodová rychlost [m/s]

Obvodová rychlost má pak velikost:

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 \quad (8)$$

[3]

Obvodové síly v jednotlivých převodech:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2} \quad F_2 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} \quad F_3 = \frac{2 \cdot M_{k3}}{D_5} \quad M_{k3} = F_2 \cdot \frac{D_4}{2} \quad (9)$$

Takže poměr obvodových sil v jednotlivých převodech:

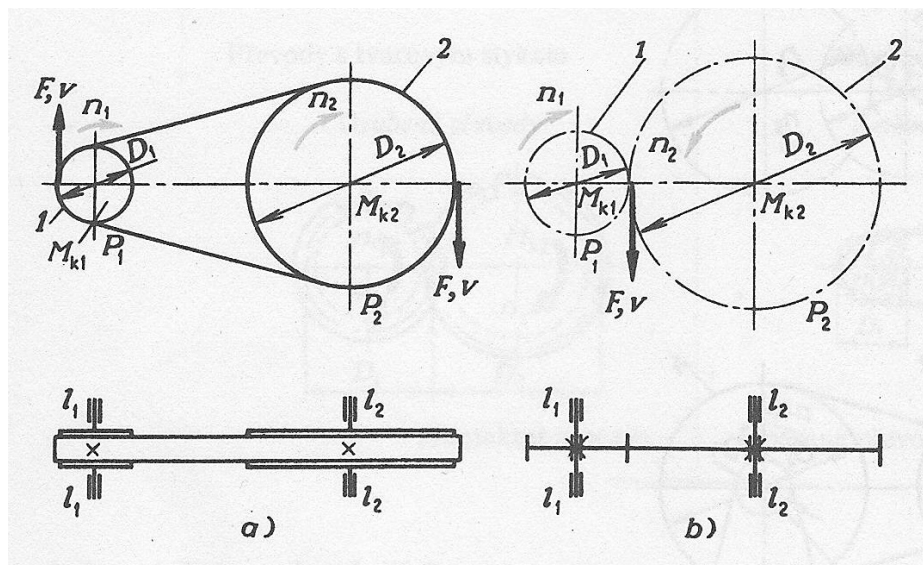
$$F_1 : F_2 : F_3 : \dots = 1 : \frac{D_2}{D_3} : \frac{D_2}{D_3} \cdot \frac{D_4}{D_5} : \dots \quad (10)$$

[2]

## 1.5 Ztráty a účinnost

Ztráty převodů se ve výpočtech vyjadřují obvykle účinností, kterou lze rozdělit na tři složky (Obr. 7):

- ztráty třením v ložiskách hnacího hřídele – účinnost  $\eta_{l1}$
- ztráty třením v ložiskách hnaného hřídele – účinnost  $\eta_{l2}$
- ztráty ve vlastním převodu – účinnost  $\eta_p$



Obr. 7. Jednoduchý převod – a) řemenový, b) ozubenými koly

Pak pro účinnost jednoduchého převodu platí vztah:

$$\eta_{1,2} = \eta_{l1} \cdot \eta_p \cdot \eta_{l2} \quad (11)$$

A pro účinnost složeného převodu:

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdots \eta_{(1-n),n} \quad (12)$$

Ztráty ve vlastním převodu jsou u silového přenosu *skluz*, u tvarového přenosu *tření* mezi tvarovými elementy přenosu.

Přenášený výkon se teoreticky nemění. Ve skutečnosti se zmenší o ztráty v převodu:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2} \quad (13)$$

Výkony  $P_1$  na vstupu a  $P_2$  na výstupu patří k základním parametrům převodu a jejich poměr vyjadřuje již zmíněnou celkovou účinnost:

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

kde:

$P_T$  – ztrátový výkon [kW]

$\xi$  – součinitel ztrát [-]

Na přemáhání ztrát se spotřebuje část přenášené mechanické energie, takže skutečný kroutící moment hnaného hřídele bude:

$$M'_{k2} = M_{k2} \eta_{1,2} \quad (14)$$

Má-li být na hnaném hřídeli kroutící moment  $M_{k2}$ , musí být na hnacím hřídeli kroutící moment:

$$M'_{k1} = \frac{M_{k2}}{\eta_{1,2} \cdot i_{1,2}} \quad (15)$$

Podle údajů výrobců je možno ve výpočtech použít těchto středních hodnot účinností (jmenovitá účinnost):

jednostupňová převodovka čelní a kuželová	$\eta = 0,985$
dvoustupňová převodovka čelní	$\eta = 0,975$
dvoustupňová převodovka kuželočelní	$\eta = 0,970$
třístupňová převodovka čelní	$\eta = 0,965$
třístupňová převodovka kuželočelní	$\eta = 0,960$
šneková převodovka $i = 10$	$\eta = 0,92$
šneková převodovka $i = 50$	$\eta = 0,77$
šneková převodovka $i = 500$	$\eta = 0,64$
šneková převodovka $i = 3000$	$\eta = 0,33$

[1], [4], [5]

## 2 OZUBENÉ PŘEVODY – PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Ozubenými převody představují nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů. Převádí otáčivý pohyb a mechanickou energii z jednoho hřídele na druhý nuceně a bez skluzu. Používají se pro převody, u kterých se jedná o stálý nebo stupňovitě měnitelný převodový poměr a tam, kde se jedná o malé vzdálenosti os. Ozubené převody se vyznačují velkou účinností, spolehlivou funkcí, velkou životností, kompaktním uspořádáním a jednoduchou obsluhou. Naopak výroba ozubených kol vyžaduje speciální nástroje a obráběcí stroje. Převod ozubenými koly může být jednoduchý nebo složený. Jednoduchý převod se skládá z jednoho páru kol, zpravidla z kol malého a velkého průměru, při čemž se menší kolo nazývá pastorkem a větší kolem. U složeného převodu je v záběru více párů ozubených kol. Dvě spoluzabírající kola se také nazývají jednoduchým soukolím, je-li v záběru více párů kol, soukolím složeným. [1], [2], [3], [5]

Převody ozubenými koly mají splňovat tyto požadavky:

- při rovnoměrném otáčení hnacího kola se má i hnané kolo otáčet rovnoměrně, či-li převodový poměr musí být během jedné otáčky konstantní
- na převodový poměr nesmí mít vliv tolerovaná výrobní úchylky od teoreticky přesné vzdálenosti hřídelí
- nástroje a stroje na výrobu ozubení mají být jednoduché, výroba i kontrola ozubení levná a přesná
- ztráty třením a opotřebením zubů mají být co nejmenší

Uvedené požadavky mají vliv na volbu profilu boku zubu. Dnes se používá převážně ozubení s evolventními body zubů, výjimečně ve speciálních případech o s cykloidními nebo kruhovými boky.

Požadavku stálosti převodového poměru vyhovuje evolventa i cykloida, požadavku na necitlivost k úchytkám od teoretické vzdálenosti os vyhovuje evolventa. Výrobní nástroj je jednodušší pro zuby evolventní. Cykloidní zuby zase mají menší opotřebení a nižší ztráty třením. Rozdíly v účinnosti a trvanlivosti ozubení však nejsou velké a nedostatky evolventního ozubení se dají vhodnou korekcí zmírnit. Rozhodující je tedy jednoduchost výroby, takže použití evolventního ozubení převažuje. [1]

## 2.1 Rozdělení

Ozubený převod je trojčlenný mechanismus, složený z rámu a dvou ozubených kol. Ozubené převody – soukolí – lze dělit podle nejrůznějších hledisek – např.:

Podle relativního pohybu základních těles na:

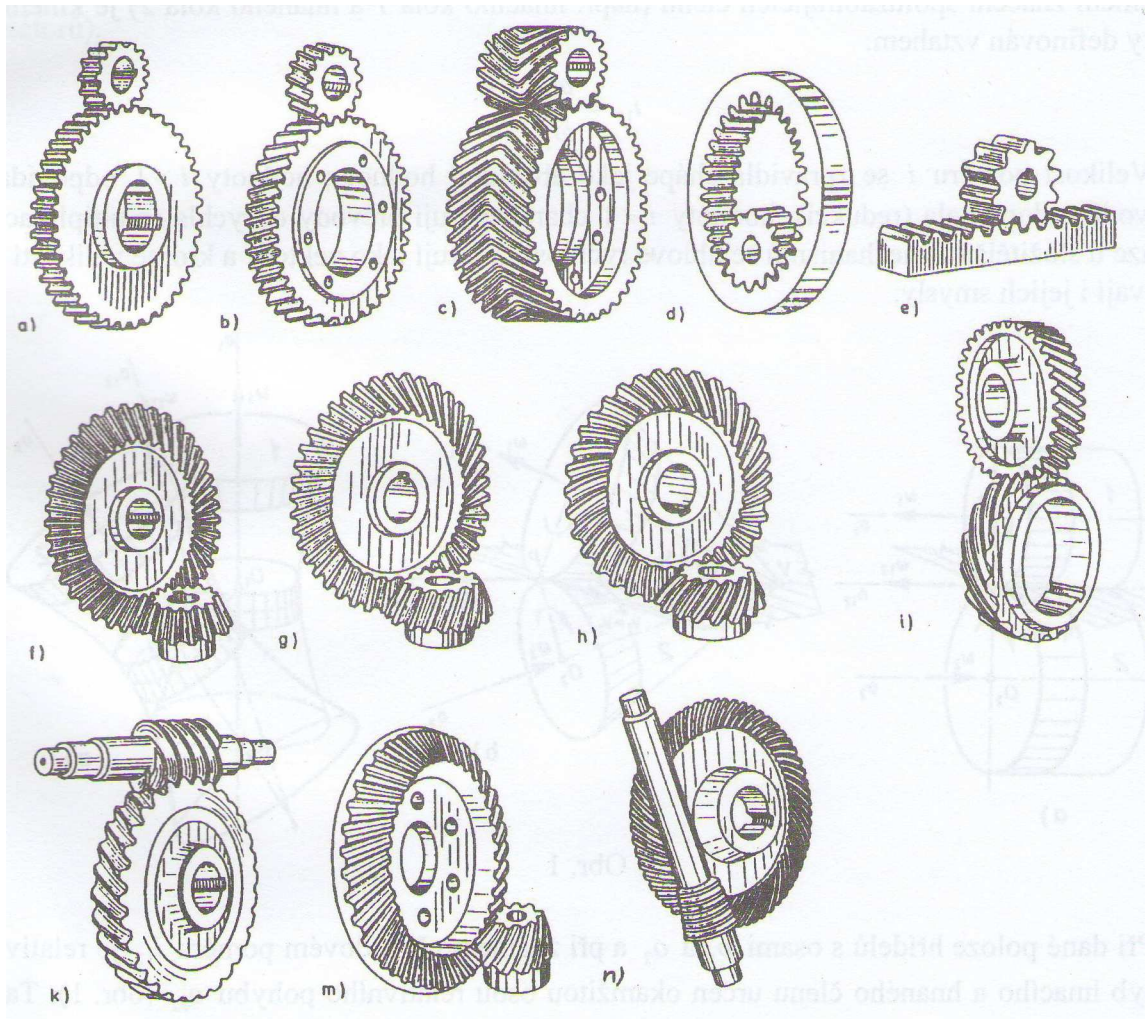
- soukolí valivá
- soukolí šroubová

Podle vzájemné polohy se uplatňují:

- a) při osách rovnoběžných – soukolí valivá válcová se zuby
  - přímými (Obr.8a, d, e)
  - šikmými (Obr. 8b)
  - šípovými (Obr. 8c)
- b) při osách různoběžných – soukolí valivá kuželová se zuby
  - přímými (Obr.8f)
  - šikmými (Obr. 8g)
  - zakřivenými (Obr. 8h)
- c) při osách mimoběžných
  - soukolí šroubová válcová (Obr. 8i)
  - soukolí šneková (Obr. 8k)
  - soukolí šroubová kuželová - hypoidní (Obr. 8m)
  - soukolí spiroidní (Obr. 8n)

Podle vzájemné polohy spolu zabírajících kol jsou:

- soukolí se záběrem vnějším (Obr. 8a)
- soukolí se záběrem vnitřním (Obr. 8d)



Obr. 8. Rozdělení ozubených převodů

Podle velikosti obvodové rychlosti  $v$  se ozubená soukolí dělí na:

- pomaloběžná .....  $v \leq 3 \text{ m.s}^{-1}$
- o středních rychlostech .....  $3 < v < 15 \text{ m.s}^{-1}$
- rychloběžná .....  $v > 15 \text{ m.s}^{-1}$

Podle velikosti převodového poměru  $i$ :

- převody do pomala (reduktory) ..... při  $i > 1$
- převody do rychla (multiplikátory) ..... při  $i < 1$

Ozubené mechanismy vznikají sériovým nebo i paralelním řazením jednoduchých převodů.

Rozdělují se podle několika hledisek:

1. Podle počtů převodových stupňů na:
  - jednostupňové
  - dvoustupňové a více stupňové
2. Podle prostorového pohybu os na:
  - obyčejné (poloha os se vůči rámu nemění)
  - planetové (některé osy konají krouživý pohyb)
3. Podle konstrukčního provedení:
  - otevřené (nezakryté)
  - uzavřené (ve skříni), které se dále dělí na:
    - vestavěné (do motoru nebo do pracovního stroje)
    - samostatné převodovky s konstantním nebo stupňovitě proměnlivým převodovým poměrem
4. Podle použití na:
  - silové (přenos význačných kroutících momentů)
  - kinematické (kroutící moment je zanedbatelný) [6]

## 2.2 Základní teorie ozubení

### 2.2.1 Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr

Hnací ozubené válcové kolo je správné, jestliže při stálé úhlové rychlosti udílí hnanému kolu rovněž stálou úhlovou rychlost.

Na obrázku 9 se křivky  $p_1$  a  $p_2$  boků dvou zubů dotýkají v bodě  $A$ . Má-li hnací kolo  $I$  úhlovou rychlost  $\omega_1$ , pak obvodová rychlost bodu  $A$  při otáčení kola  $I$  kolem středu  $O_1$  je:

$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1 \quad (16)$$

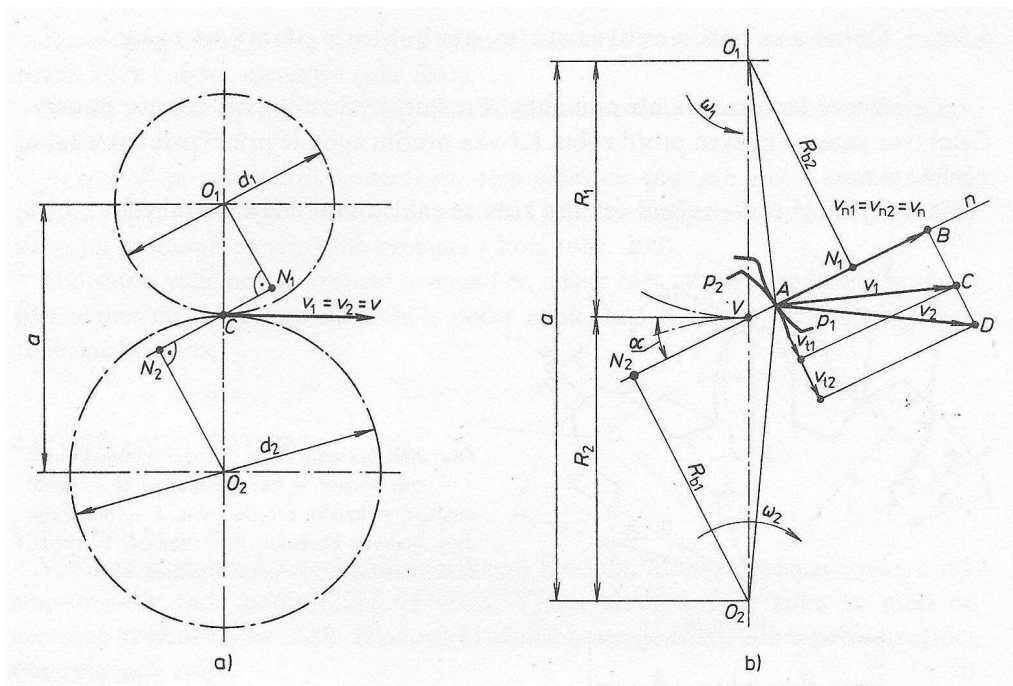


Uvažujeme-li jako střed otáčení bod  $O_2$ , má týž bod A, ale příslušný kolu 2, obvodovou rychlost:

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2 \quad (17)$$

Z podobnosti trojúhelníka  $O_1N_1A \sim ABC$ ,  $O_2N_2A \sim ABD$ , vychází vztah:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = konst. \quad (18)$$



Obr. 9. Obvodové rychlosti soukolí a jejich složky

Definice tohoto zákona:

Dva body zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem, jestliže jejich společná normála  $n$  procházející valivým bodem  $V$  dělí úsečku  $O_1O_2$  v opačném poměru úhlových rychlostí obou kol.

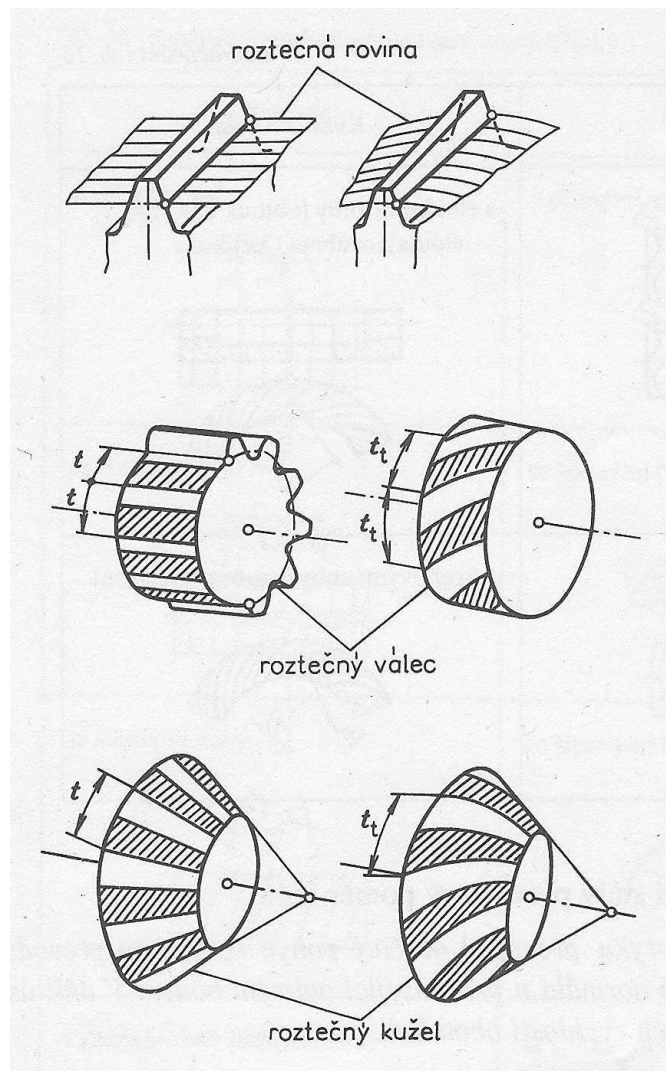
### 2.2.2 Čára záběru

Podmínice konstantního převodového poměru vyhovují jen určité druhy křivek  $p_1$  a  $p_2$ . Spoluzabírající profily, které mají tvar těchto křivek, nazýváme přiřazené profily. Při otáčení profilů kolem středů  $O_1$  a  $O_2$  se jednotlivé body profilů postupně dotýkají. Geometrické místo dotyku obou profilů se nazývá čára záběru (její tvar vychází z tvaru křivky profilu zubů).

### 2.2.3 Boční křivky

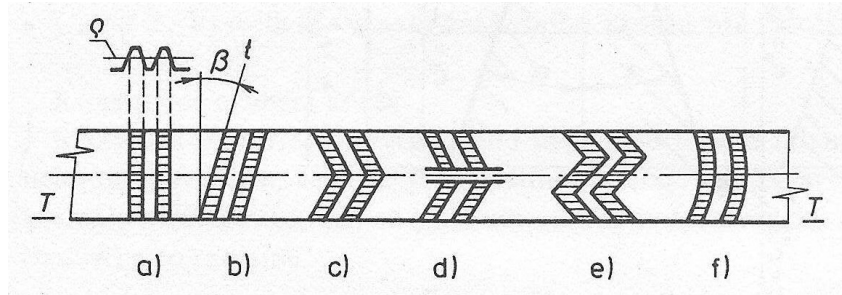
Boční křivka zubů (Obr. 10) je průsečnice:

- boku zubu hřebene nebo základního kola s roztečnou rovinou
- boku zubu kola s roztečným válcem nebo s roztečným kuželem



Obr. 10. Boční křivka zubu

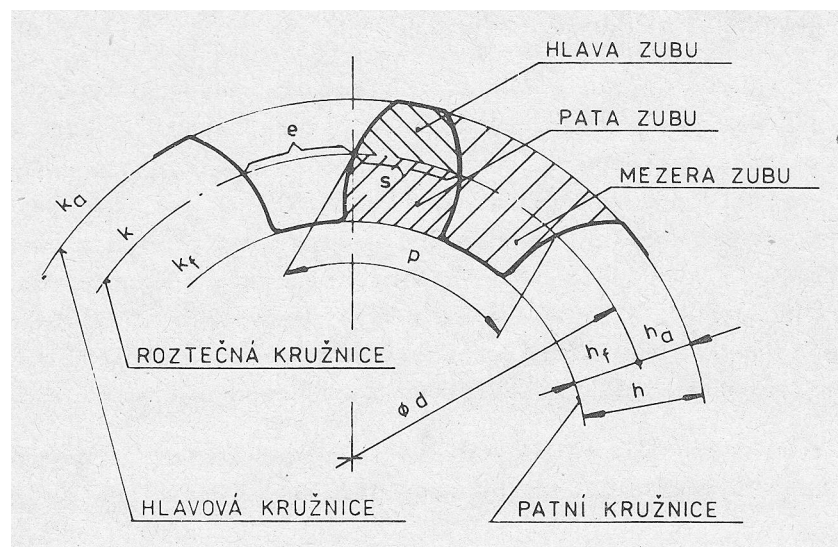
Rozdělení ozubení podle průběhu bočních křivek zubů udává ČSN 01 4602. Mezi hlavní druhy patří přímé zuby (Obr. 11a), šikmé zuby (Obr. 11b), šípové zuby (Obr. 11c), dvojnásobně šikmé zuby (Obr. 11d), dvojnásobně šípové zuby (Obr. 11e), kruhové zuby (Obr. 11f). [3], [5]



Obr. 11. Tvary bočních křivek zubů

### 2.3 Čelní soukolí s přímými zuby

Základní vztažnou plochou čelního ozubeného kola je roztečný válec (Obr. 12), který je u nekorigovaných kol totožný s válcem valivým. Vzájemný pohyb dvou ozubených kol se může nahradit bezskluzovým válením valivých válců po sobě. Ozubení je omezeno hlavovým a patním válcem. Část zubu mezi válcem roztečným a hlavovým se nazývá hlava zubu, část mezi válcem roztečným a patním patou zubu. Zubní mezera je omezena hlavovým a patním válcem s dvěma nestejnolehlými boky sousedních zubů.



Obr. 12. Základní rozměry ozubeného kola

Veškeré vyšetřování ozubeného kola se provádí v tzv. normálovém řezu ozubeného kola, to je v řezu kolmém na roztečnou boční křivku zubu. Tím se jeví u čelních kol s přímými zuby veškeré souosé válce jako souosé kružnice.

Základními rozměry ozubeného kola jsou rozteč  $p$ , to je vzdálenost dvou stejnohlých boků sousedních zubů měřená na roztečné kružnici a průměr roztečné kružnice  $d$ . Vzájem-

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

$$\pi \cdot d = z \cdot p \quad (19)$$

odtud:

$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z \quad (20)$$

Poměr mezi roztečí  $p$  a  $\pi$  se nazývá modulem ozubení  $m$ . Normalizované hodnoty modulů ozubení udává tabulka 1.

*Tab. 1. Normalizované hodnoty modulů ozubení [mm]*

0,12	0,4	(0,9)	2	(3,25)	5	8	14	25	45
0,16	0,5	1	2,25	3,5	(5,5)	9	16	28	50
0,2	0,6	1,25	2,50	(3,75)	6	10	18	32	56
0,25	(0,7)	1,5	2,75	4	(6,5)	11	20	36	63
0,3	0,8	1,75	3	4,5	7	12	22	40	70

V závislosti na velikosti modulu ozubení  $m$  se určují i další rozměry běžného ozubení na základně geometrické podobnosti (Obr.13):

Výška zubu:

$$h = 2,25 \cdot m \quad (21)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m \quad (22)$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m \quad (23)$$

Průměr hlavové kružnice:

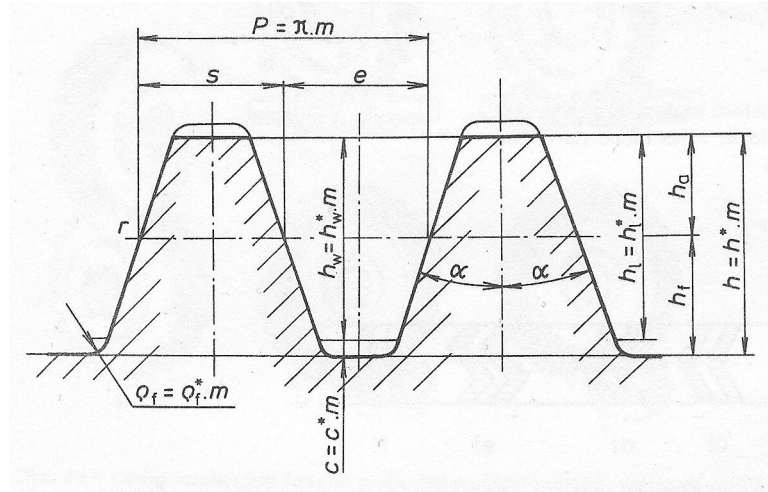
$$d_a = d + 2 \cdot h_a = m \cdot z + 2 \cdot m = m \cdot (z + 2) \quad (24)$$

Průměr patní kružnice:

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = m \cdot z - 2 \cdot 1,25 \cdot m = m \cdot (z - 2,5) \quad (25)$$

Teoretická tloušťka zubu a zubové mezery:

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (26)$$



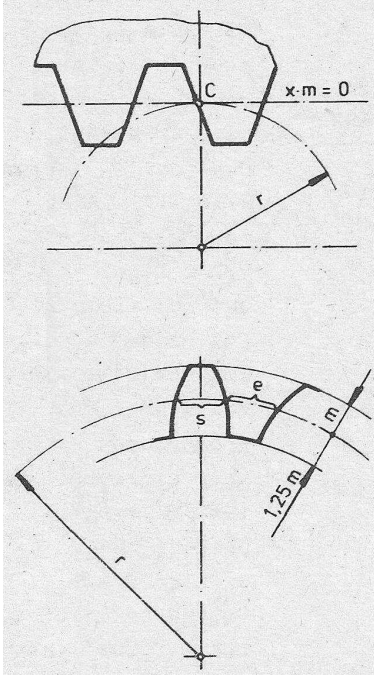
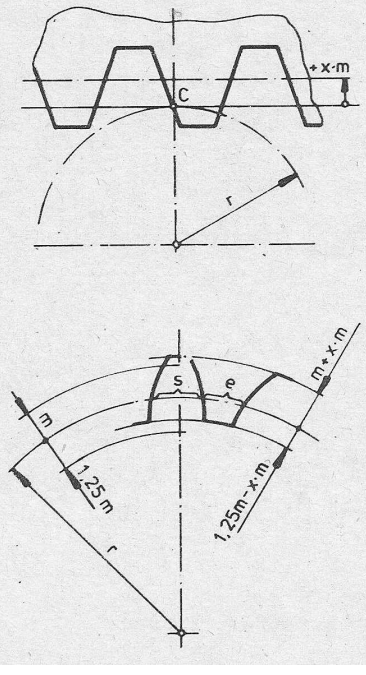
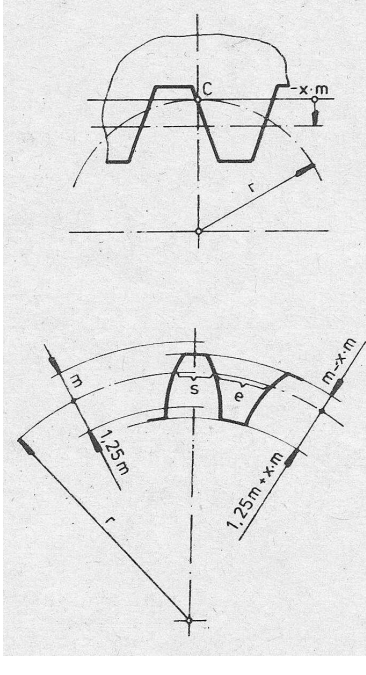
Obr. 13. Základní profil evolventního ozubení

[1], [3]

### 2.3.1 Druhy kol a jejich rozměry

Podle vzájemné polohy roztečné přímky základního profilu a roztečné kružnice vyráběného ozubeného kola mohou vzniknout při výrobě tyto druhy kol: N, +V, -V. Velikost tohoto posunutí vyjadřujeme součinem  $x \cdot m$ , kde  $x$  je jednotkové posunutí (pro modul  $m = 1$ ) a  $m$  je již zmíněný modul nástroje. Posunutím nástroje se mění profil a rozměry zubu kola, ale nemění se základní kružnice a evolventa. Posunutí základního profilu je buď nulové nebo kladné, tj. od středu kola, nebo záporné, tj. do středu kola. Dostáváme tak ozubená kola s nekorigovaným ozubením – kola N nebo korigovaným ozubením: kola s kladným posunutím profilu – kola +V a kola se záporným posunutím profilu – kola -V (Tab. 2). [1], [5]

Tab. 2. Druhy kol a jejich rozměry

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

### 2.3.2 Druhy soukolí

Podle druhu spoluzabírajících kol mohou vzniknout různé druhy soukolí (Tab. 3). Soukolí VN a V se používá je-li třeba zkorigovat profil zubů jednoho nebo obou kol tak, aby nedošlo k podříznutí zubů při výrobě. Taktéž proto, aby mělo ozubení co nejvýhodnější vlastnosti, tj. mají-li být zuby co nejpevnější, má-li mít soukolí co největší trvanlivost, velkou účinnost a tichý chod, a nebo také proto, že je třeba dosáhnout předepsané vzdálenosti os, která je větší než vzdálenost os u normálního soukolí N. [3], [5]

Tab. 3. Druhy soukolí

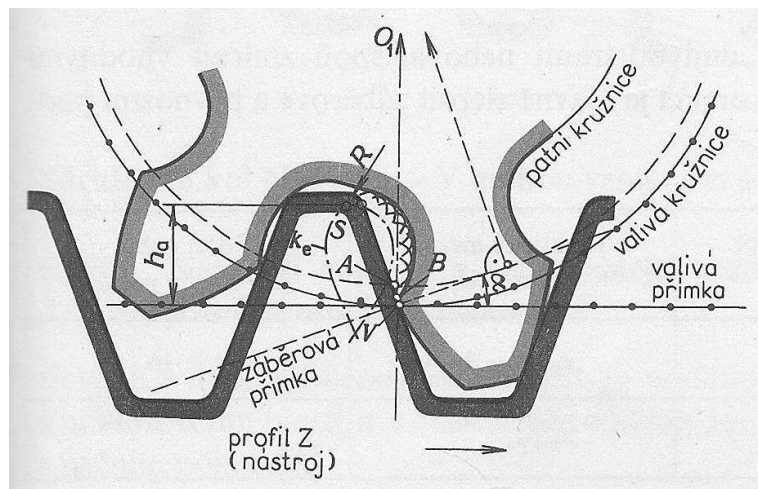
PASTOREK	KOLO	SOUKOLÍ	OSOVÁ VZDÁLENOST
N	N	N	$a = r_1 + r_2$
+V	-V	VN	$a = r_1 + r_2$
+V	N (+V)	V	$a > r_1 + r_2$

### 2.3.3 Podřezání zubu

Jestliže výrobní hřeben zasahuje příliš hluboko do věnce vyráběného kola, uřízne hlava zubu výrobního hřebene při výstupu z mezery část evolventy, která byla dohotovena v předchozí fázi záběru, tím vznikne zub s podřezanou patou (Obr. 14).

Toto podřezání zubu je nežádoucí, protože:

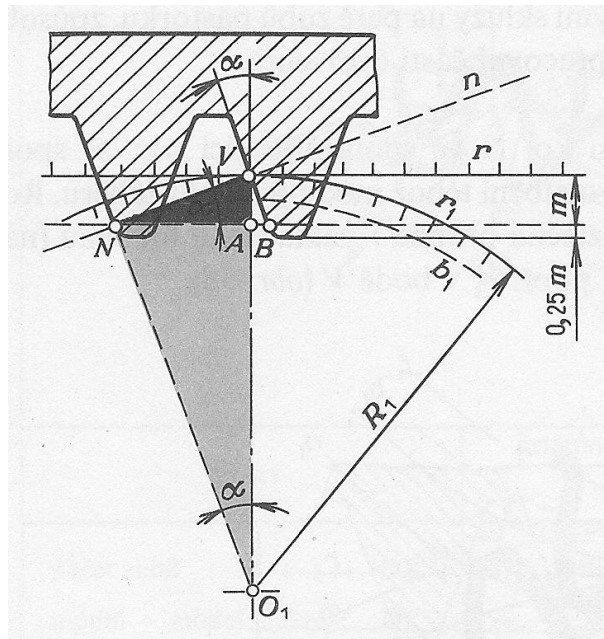
- zeslabuje zub v místě vetknutí, čímž snižuje jeho ohybovou pevnost
- odstraňuje část evolventy, která by se mohla aktivně zúčastnit záběru (tedy zkracuje dráhu záběru) [7]



Obr. 14. Podřezaný zub

### 2.3.4 Mezní počet zubů

U normálních kol se dosáhne hranice nepodřezaného zubu v mezním případě, který nastává při teoretickém mezním počtu zubů  $z_r$ . V tomto případě je totiž okrajový bod záběrové čáry  $N$  právě na výši koncového bodu  $B$  přímkového ostří nože, který je ve vzdálenosti  $m$  pod roztečnou přímkou (Obr. 15).



Obr. 15. Poměry u mezního kola

$$OV = R = \frac{z_t \cdot m}{2} \quad (27)$$

$$\text{z } \triangle ONV \Rightarrow NV = R \cdot \sin \alpha = \frac{z_t \cdot m}{2} \cdot \sin \alpha \quad (28)$$

$$\text{z } \triangle NAV \Rightarrow NV = \frac{m}{\sin \alpha} \quad (29)$$

z rovnic 28 a 29 je tedy mezní počet zubů roven:

$$z_t = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (30)$$

Připustíme-li nepatrné podřezání zubu, které není na závadu, pak můžeme použít praktický mezní počet zubů:

$$z_p = \frac{5}{6} z_t \quad (31)$$

[5]



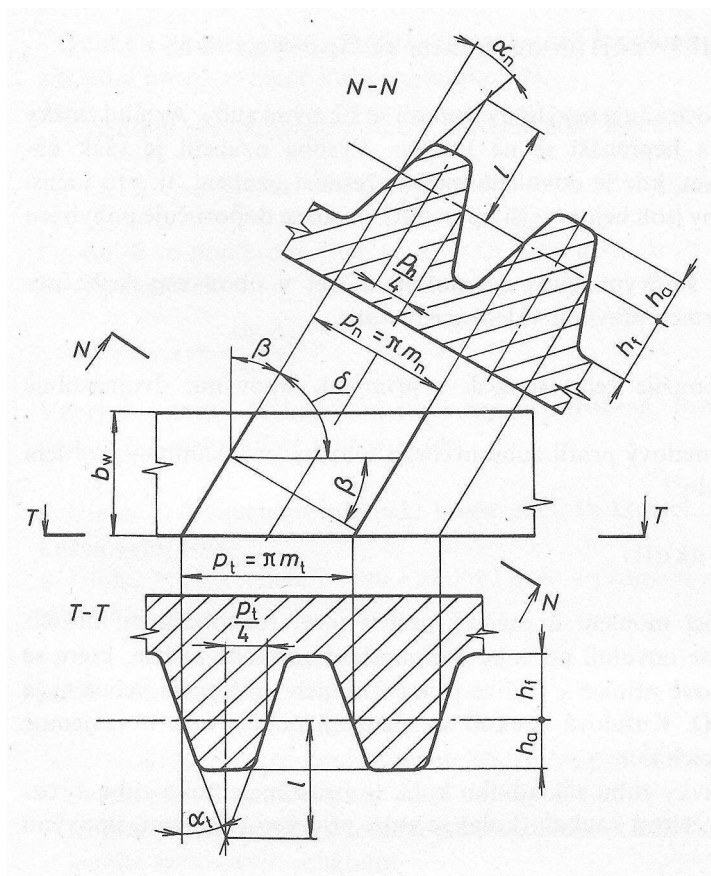
## 2.4 Čelní soukolí se šikmými zuby

Toto soukolí se skládá z pastorku a kola, které mají šikmé zuby. Proti soukolí s přímými zuby má několik výhod. Šikmé zuby přecházejí a vycházejí ze záběru postupně, jsou v záběru déle než přímé zuby, soukolí má klidnější a tišší chod než soukolí s přímými zuby.

Nevýhodou jsou axiální síly působící na kola ve směru jejich os otáčení, které je nutno zachytit v ložiskách.

Při popisu tohoto soukolí je opět nejvýhodnější vyjít od hřebene (Obr. 16). Boční křivky zubů jsou šikmé přímky  $t$ , které svírají s rovinou kolmou na čelní rovinu  $T-T$  úhel sklonu zubu  $\beta$ . Hřeben se šikmými zuby má normálový profil zubů, tj. profil v normálové rovině  $N-N$ , kolmé na boční přímku  $t$ , který je totožný s normalizovaným základním profilem  $Z$ , nebo čelní profil zubů, tj. profil zubů v čelní rovině  $T-T$ .

Jsou-li v záběru dvě čelní kola  $N$  se šikmými zuby mající stejný normalizovaný profil  $Z$ , stejný úhel sklonu  $\beta$  a různý směr stoupání šroubovice, vznikne čelní soukolí  $N$  s vnějším ozubením.



Obr. 16. Čelní soukolí se šikmými zuby

Vzdálenost os:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m_t = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (32)$$

U čelních soukolí N se šikmými zuby lze dosáhnout libovolné vzdálenosti os bez korekce ozubení změnou úhlu  $\beta$ . [3]

#### 2.4.1 Základní rozměry

$$D_t = m_t \cdot z = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z \quad (33)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (34)$$

$$h_a = m_n \quad (35)$$

$$h_f = 1,25m_n \quad (36)$$

$$h = h_a + h_f \quad (37)$$

$$s_t = s_{ut} = \frac{P_t}{2} = \frac{\pi \cdot m_t}{2} \quad (38)$$

## 2.5 Kuželové soukolí

Přenos kroutícího momentu mezi různoběžnými hřídeli (hnací a hnáný) se obvykle provádí kuželovými koly. U kuželového soukolí se odvalují po sobě dva myšlené roztečné kužele, které se stýkají v povrchové přímce. Jejich společným vrcholem je průsečík os obou kol  $V$ .

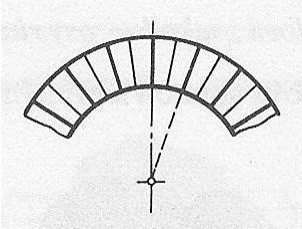
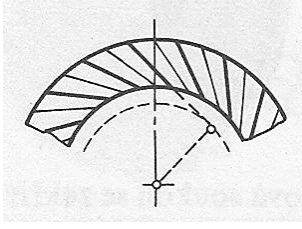
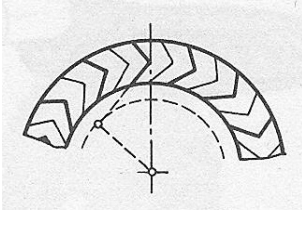
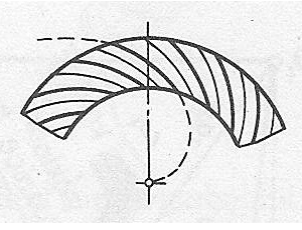
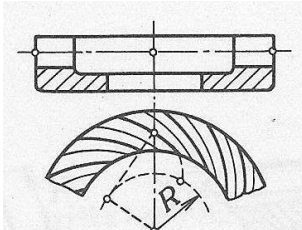
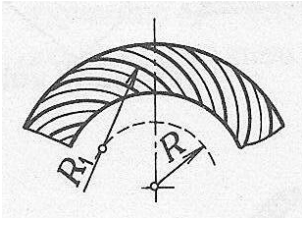
Mezi hlavní výhodu patří jejich poměrně vysoká účinnost (až  $\eta = 96\%$ ). Bohužel je zde i řada nevýhod, jako drahá výroba (nutnost speciálních strojů a nástrojů), složitější konstrukční uspořádání (nutno dodržovat určité zásady při jejich uložení) a kromě délkových úchylek je nutné sledovat i úchytky úhlové.

Kuželová kola se rozdělují podle vzájemné polohy os (Tab. 4) a podle tvaru křivky boku zubu (Tab. 5). [3], [5], [7]

Tab. 4. Rozdělení kuželových soukolí podle vzájemné polohy os

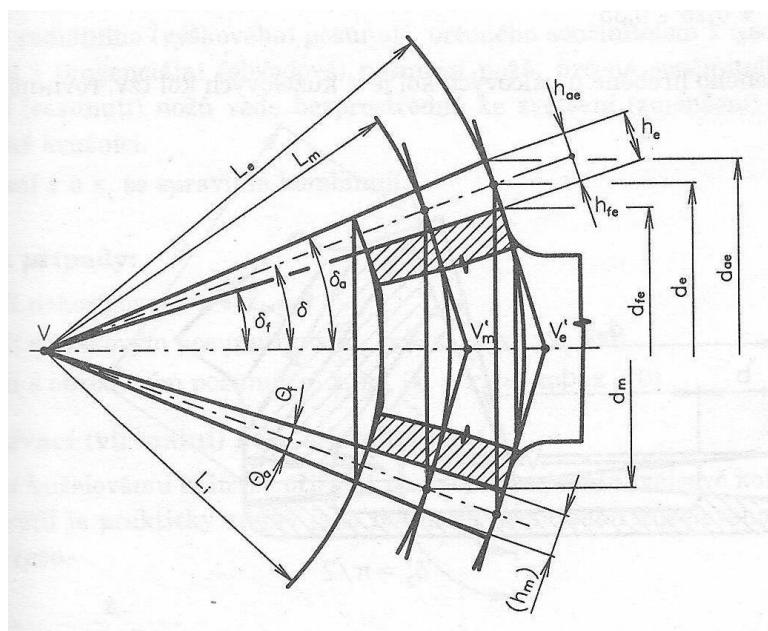
Název	Vyobrazení	Poznámka
Soukolí s vnějším ozubením - kosohlé		$\varepsilon \neq 90^\circ$
Soukolí s vnějším ozubením - pravohlé		$\varepsilon = 90^\circ$ V praxi se vyskytuje nejčastěji.
Soukolí základní s rovinným (základním) kolem		Základní (rovinné) kolo- kolo s úhlem roztečného kužele $\delta_2 = 90^\circ$ - kužel přechází v rovinu. Je obdobou hřebenového ozubení.
Soukolí s vnitřním ozubením		

Tab. 5. Rozdělení kuželových soukolí podle tvaru boční křivky

<p>S přímými zuby</p> 	<p>Se šikmými (tangenciálními) zuby</p> 	<p>Se šípovými zuby</p> 
<p>Se spirálními zuby</p> 	<p>S paloidními/eloidními zuby</p> 	<p>S kruhovými zuby</p> 

**2.5.1 Rozměry a geometrie ozubení**

Geometrický základ soukolí tvoří dvojice komolých kuželů patního a hlavového (a mezi nimi kužel roztečný). Ozubení kuželových kol se vytváří podobně jako u kol čelních s tím rozdílem, že místo odvalování válců se zde odvalují kužele.



Obr. 17. Kuželové kolo

U kuželového soukolí se rozměry počítají na největším průměru kužele.

$$h_{ae} = m \quad (39)$$

$$h_{fe} = 1,25.m \quad (40)$$

$$d_e = m.z \quad (41)$$

$$d_{ea} = d_e + 2.m.\cos \delta \quad (42)$$

$$d_{fe} = d_e - 2.1,25.m.\cos \delta \quad (43)$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{L_m \cdot \sin \delta_2}{L_m \cdot \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (44)$$

[7]

## 2.6 Konstrukce a materiály ozubených kol

Je-li počet zubů kola malý, zhotoví se zuby kola zpravidla přímo na hřídeli, např. u pastorku. Pastorek může být vyroben vcelku s hřídelí nebo k hřídeli přivařený.

Větší kola, s větším počtem zubů, se obvykle vyrábějí samostatně a při montáži se na hřídel nasazují. Menší kola mají zpravidla tvar kotoučem větší kola se skládají z náboje, věnce a kotouče.

U kol velkých průměrů je věnec s nábojem spojen rameny. Náboj musí být tuhý a dostatečně dlouhý. Průřez ramen bývá eliptický, profilu T, křížový, u značně namáhaných kol profilu U nebo I.

Některá velká kola bývají dělená. Toto řešení usnadňuje dopravu i montáž. U složených kol se zuby zhotovují na zvláštním věnci, který se na odlité těleso nalisuje nebo nasadí za tepla. Po opotřebení se vymění jen věnec kola.

Tvar kuželového kola závisí především na počtu zubů, na materiálu kola a na jeho tepelném zpracování. Kola jsou většinou samostatná, uložená na čepu nebo na drážkovém hřídeli.

Materiál ozubených kol se volí podle přenášených sil a obvodových rychlostí, požadované životnosti a bezpečnosti, ceny a hmotnosti, počtu vyráběných kusů, vlivu pracovního prostředí, přípustné hlučnosti apod.

Šedá litina a ocel na odlitky jsou nejčastěji používaným materiálem pro tělesa velkých a složených kol. Malá kola ze šedé litiny mají tvrdý povrch boků, který dobře odolává opotřebení, má dobré kluzné vlastnosti a nekoroduje. Nevýhodou tohoto materiálu je nutnost ponechání tlustých stěn a velkých přídavek na obrábění.

Kola z konstrukční oceli se zhotovují z výkovků, výlisků nebo se svařují. Má-li se dosáhnout vysoké meze únavy v ohyby při velké houževnatosti, zhotovují se buď celá kola, nebo aspoň věnec (u složených kol) z ocelí (např. 12 020), nejčastěji legovaných k zušlechťování, např. z oceli 14 220 a 14 221. Do průměru 400 mm se používají kola s cementovanými boky, pro kola větších průměrů je levnější povrchové kalení nebo nitrídování. Malá kola se vyrábějí též ze slinutých kovových prášků buď ocelových, nebo bronzových.

Při větších obvodových rychlostech kovová kola hlučí a přenášejí chvění z hnacího stroje na hnaný. Přenos chvění se značně utlumí, zhotoví-li se velké kolo z plastů, malé kolo z oceli. Výhodou těchto materiálů jsou: malý součinitel tření, malé opotřebení, dobrý útlum, jednoduchá výroba kol.

Nekovové materiály používané na ozubená kola jsou tvrzené tkaniny, polyamidy, polykarbonáty, polyformaldehydy a plasty na bázi uhlovodíků. [3], [5]

## 2.7 Mazání

Mazivo používané k mazání ozubených převodů zmenšuje tření mezi zuby a současně odvádí teplo vznikající v záběru zubů a v ložiskách kol. Při dokonalém mazání jsou spoluzabírající boky zubů odděleny souvislou vrstvou maziva.

Nezakrytá, málo zatížená soukolí s obvodovou rychlostí  $v \leq 0,6 m \cdot s^{-1}$  se mažou ručně hustým minerálním olejem, který se nanáší v tenké vrstvě na boky zubů.

Při rozstříkovacím mazání se brodí zuby velkého kola olejovou lázní ve spodku skříně. Rozstříkovací olej maže zuby kol a valivá ložiska a stéká zpět do olejové lázně.

Oběhové mazání umožňuje čerpadlo, které nasává olej ve spodku skříně a vytlačuje jej do ložisek a do trubky, ze které tryská do začátku záběru zubů. Tohoto způsobu mazání se používá o převodů, které přenášejí velké výkony a pracují s velkými obvodovými rychlostmi ( $v > 8 m \cdot s^{-1}$ ).

Správná volba druhu a množství maziva má podstatný význam. Ozubené soukolí se mažou převážně mazacími oleji, které dobře zatékají mezi zuby, odvádějí teplo, snadno se vyměňují a jsou při nich menší ztráty třením. Základním hlediskem pro volbu druhu maziva je jeho viskozita a odolnost proti stárnutí, dále je nutno přihlížet k druhu soukolí, materiálu a způsobu výroby ozubení, k obvodové rychlosti, k průběhu přenášeného zatížení, k provozní teplotě převodu a ke spotřebě maziva. Vhodný olej se vybere podle katalogu výrobce převodovek.

Teplota oleje ve skříní nesmí přesáhnout:

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

[3], [5],

### 3 PŘEVODOVKY

Převodovky jsou jak jednoduchá, tak složitější zařízení, která vznikají sériovým nebo paralelním řazením jednoduchých převodových prvků. Převodovka se vkládá mezi motor (hnačí stroj) a výstupní člen, který má různou funkci. Nedílnou součástí převodovky je i její rám (skříň), který často plní o další funkce.

Základním úkolem převodovky je dosažení změny úhlové rychlosti a změny kroutících momentů z hřídele motoru na výstupní člen převodovky (pracovní stroj).

Základními funkčními parametry převodovky jsou:

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

Převodovky se často vyrábějí a dodávají jako komponenty. Jsou to typizované převodovky vyráběné ve specializovaném závodě. Ulehčují a zefektivňují práci konstruktéra a zjednodušují výrobu některých výrobních závodů tím, že nemusí mít strojní vybavení pro jejich výrobu.

Jejich základní parametry jsou:

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



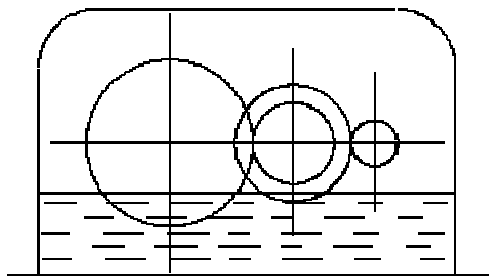
Dochází-li na výstupu převodovky ke snížení otáček a zvýšení momentů, nazýváme je reduktory. Naopak při zvyšování otáček a snížení kroutících momentů ji nazýváme multiplikátory. [7]

### 3.1 Provoz, údržba, opravy

Z provozního hlediska musí uživatel převodovky v první řadě zajistit a sledovat:

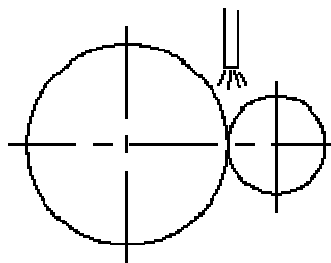
- mazání převodových prvků a ložisek
- u převodovek, kde jsou vysoké obvodové rychlosti, rovněž chlazení

Způsoby mazání byly popsány v kapitole 2.7 Mazání. U převodovek, kde je použito *rozstříkovací mazání* (Obr. 18), je nutné sledovat potřebnou hladinu oleje v převodové skříni. Ve skříni proto musí být buď tzv. olejznak nebo měrka pro měření oleje.



Obr. 18. Rozstříkovací mazání

Převody s *oběhovým mazáním* (Obr. 19) jsou vybaveny speciálním hydraulickým obvodem - hydromotor, filtr, dávkovač oleje, pojistný ventil, lednička. Dodávaný olej kromě mazání slouží hlavně ke chlazení.



Obr. 19. Oběhové mazání

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

Kromě olejového hospodaření je dále nutné sledovat *hlučnost převodové skříně*. Zvýšení hlučnosti signalizuje možnost poruchy (v uložení nebo v některém převodu).

Opravy převodových skříní lze rozdělit do dvou skupin:

- oprava některé součásti (např. přebroušení ozubeného kola)
- výměna porušené součásti (např. otlačené pero, kolík, ulomený zub ozubeného převodu, silně poškozené ložisko)

Další důležitou opravou může být nové nastavení potřebných vůlí v ozubených převodech nebo v uložení. [7]

### 3.2 Výroba, montáž

Převodovky se skládají z:

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

Rám (převodovou skříň) je možné provést jako:

- odlitek
- svařenec

Pro volbu rámu (odlitek nebo svařenec) je důležité, jestli se jedná o sériovou výrobu (odlitek) nebo o menší počet kusů (svařenec). Rozhodují tedy ekonomické vlastnosti.

Rám musí mít takovou konstrukci, aby bylo možné provést montáž, opravy a demontáž. Z toho vyplývají požadavky na dělicí rovinu, otvory pro montáž, demontáž a případné kontrolní otvory. [7]

## 4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Hřídelové spojky patří mezi základní strojní části a jejich vývoj zasahuje daleko do minulosti. Původní prosté spojování tyčí a hřídelí se s rozvojem hnacího a hnaného stroje postupně zdokonalovalo a z jednoduché spojky se vyvinula pro některé zvláštní účely velmi složitá strojní součást. Některé ze starších typů spojek se po příslušných konstrukčních úpravách dodnes používají.

Moderní technika, která stále směřuje k vyšším výkonům a větším pracovním rychlostem při současném zkracování výrobní doby a zvětšování výrobní přesnosti, vyžaduje dálkové ovládání, mechanizaci a automatizaci pracovních pochodů. Z tohoto požadavku vyplývají pro techniku pohonů a i pro hřídelové spojky rozsáhlé úkoly. Jsou dány především zdokonalováním a novými konstrukcemi spojek u ovládaných a regulačních ústrojí. Komplikované a těžkopádné pákový převody, jimiž se spojky ovládaly, musely ustoupit elektrickému, hydraulickému nebo pneumatickému ovládání, které umožňuje pohotovému a pohodlnému řízení z jednoho místa.

Spojka je důležitým mezičlánkem mezi hnacím a hnaným strojem a musí splňovat požadavky, které jsou na ni kladeny oběma těmito stroji. Je to strojní součást, která slouží k trvalému nebo dočasnému spojování hřídelí, popřípadě k přímému spojování hřídele s řemenicí, ozubeným kolem apod. Kromě této základní úlohy přenosu kroutícího momentu z jedné hřídele na druhou plní spojka i další funkce, jako bránění přetížení pracovního stroje, vyrovnávání tepelné deformace, tlumení rázů, umožňování postupného zatěžování hnacího stroje aj.

Časem se z rozmanitých požadavků praxe vyvinul velký počet různých spojek, od jednoduchých tuhých až po složitá, plně automatizovaná zařízení. Hromadná výroba si vynutila u některých druhů spojek, popřípadě jejich součástí důslednou normalizaci. [8]

### 4.1 Nepružné spojky

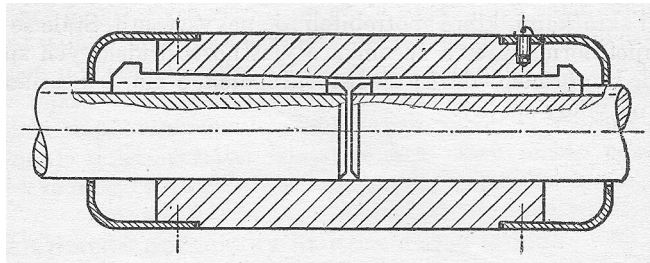
Slouží obvykle k trvalému spojení hřídelí. Tyto spojky se proto hodí pro přenášení pokud možno stálého kroutícího momentu. Většina nepružných spojek vyžaduje pečlivé uložení strojů a důsledné proměření souososti hřídelí před montáží. Každá úchylna souososti hřídelí pak způsobuje značnou přídavnou namáhání hřídelí a ložisek, a proto je třeba věnovat uložení hřídele větší péči než např. u pružných spojek.

#### 4.1.1 Tuhé (pevné) spojky

Tuhé spojky nedovolují axiální zatížení ani radiální posuv hřídelí. Slouží pouze k pevnému a trvalému spojení.

##### 4.1.1.1 Trubková spojka

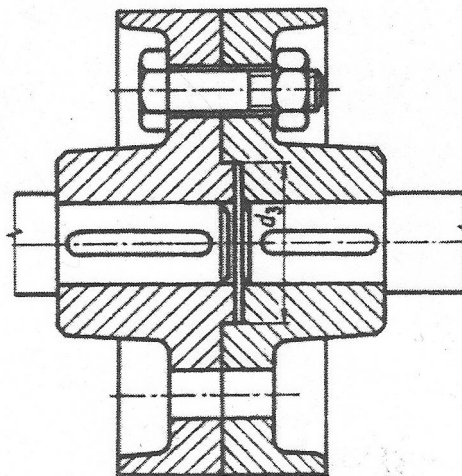
Nejjednodušším typem tuhé spojky je spojka trubková (Obr. 20). Hřídele jsou s trubkou spojeny klíny s nosem. Nos se musí z bezpečnostních důvodů zakrýt krytem. Spojka se hodí jen pro spojení hřídelí stejného průměru, pro malý počet otáček a přenášení malého kroutícího momentu.



Obr. 20. Trubková spojka

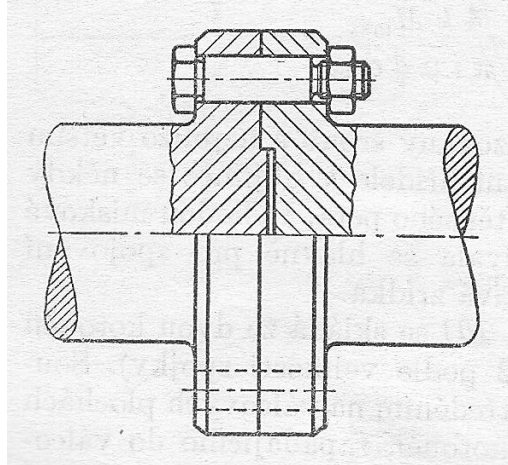
##### 4.1.1.2 Kotoučová spojka

Kotoučová spojka (Obr. 21) se skládá ze dvou kotoučů pevně spojených šrouby. Souosost kotoučů spojky se zajišťuje středěním na válcových plochách (válcového výstupku na jednom kotouči zapadajícího do válcového vybrání na kotouči druhém).



Obr. 21. Kotoučová spojka

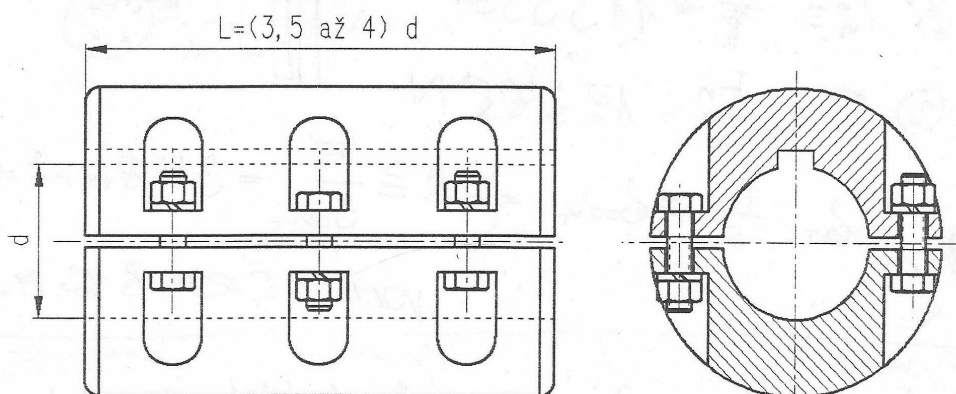
Tato spojka zaručuje pevné a bezpečné spojení hřídelí. Používá se pro přenos velkých výkonů za současného působení axiálních sil nebo pro rázové zatížení se místo nasazených kotoučů vykovávají na koncích křídel příruby, které se spojují zalícovanými šrouby s válcovými nebo kuželovými dřívky (Obr. 22).



Obr. 22. Přírubová spojka

#### 4.1.1.3 Korýtková spojka

Skládá se ze dvou dostatečně tuhých částí spojených čtyřmi až osmi šrouby (Obr. 23). Počet šroubů a jejich průměr závisí na velikosti spojky a na přenášeném krouticím momentu. Oba konce hřídelí musí spojka svírat tak, aby hřídel ve spojce neklouzala. Proti prokluzování hřídele v objímce se někdy také u tohoto typu spojky použije těsného pera. Výhodou korýtkové spojky je snadná montáž. Dnes se ovšem používá zřídka.

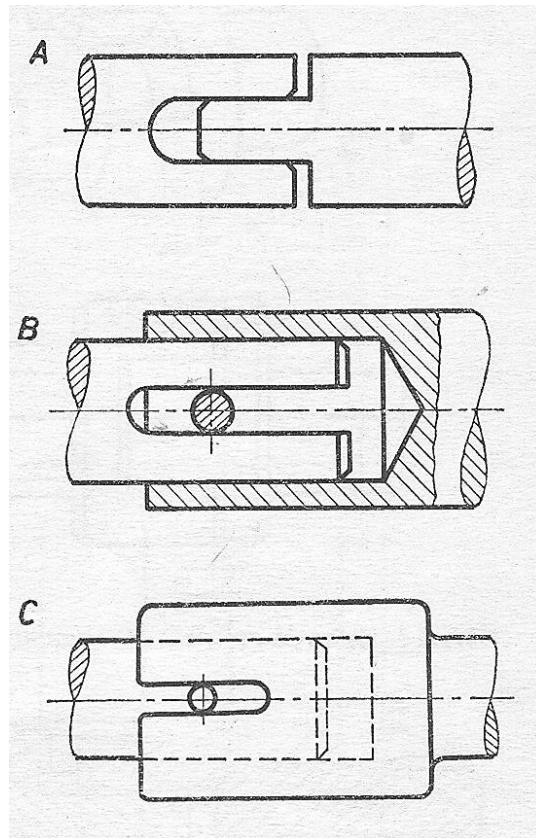


Obr. 23. Korýtková spojka

#### 4.1.2 Roztaživé (dilatační) spojky

Roztažlivé spojky umožňují axiální posuv hřídele, způsobený např. změnou teploty. Některé typy těchto spojek mohou vyrovnávat i menší nesouosost hřídelí.

K přenášení malých kroutících momentů jsou vhodné spojky podle obrázku 24. Používají se zejména u malých čerpadel, přístrojů, pomocných zařízení, kuchyňských strojů apod.

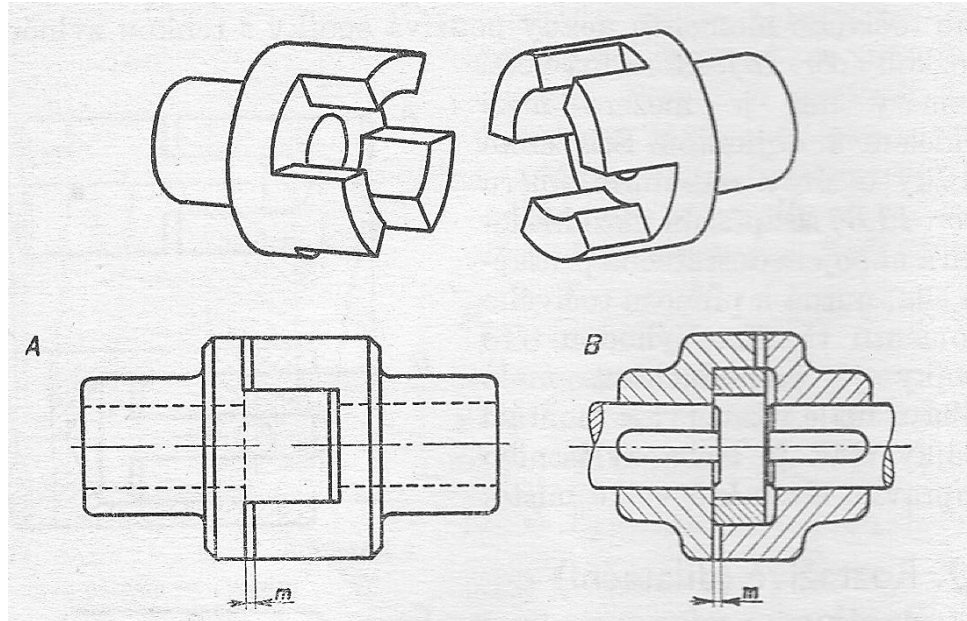


Obr. 24. Dilatační spojky pro přenos malých kroutících momentů

##### 4.1.2.1 Zubová spojka

Zubová spojka (Obr. 25) se skládá ze dvou kotoučů pevně nasazených na konci hřídelí. Kotouče mají tři až pět zubů, které do sebe vzájemně zapadají. Aby měla spojka klidný chod, musí být stykové plochy zubů pečlivě obrobena. Souosost hřídelí se zajišťuje tím, že buď konec jednoho hřídele zasahuje do díry náboji druhého kotouče, nebo se mezi oba kotouče vkládá středící kroužek (Obr. 25b). Axiální mezera mezi zuby  $m$  se určuje se zřetelem na roztažení volných délek hřídelí vlivem teploty.

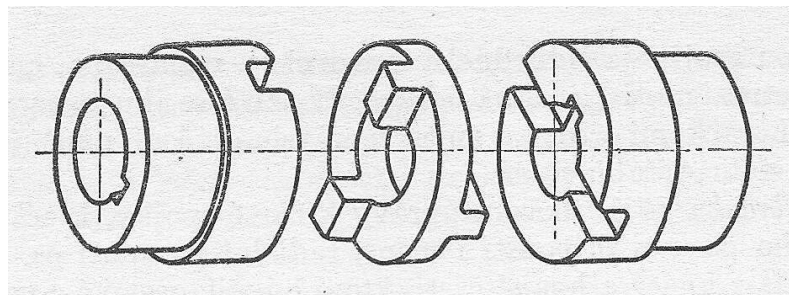
Výhodou spojky je jednoduchá konstrukce, malá váha, malý moment setrvačnosti a snadná údržba. Používá se u zařízení s pomalými otáčkami a častou změnou směru otáčení (např. u válcovacích stolic, jeřábů apod.).



Obr. 25. Zubová spojka – a) bez středící vložky; b) se středícím kroužkem

#### 4.1.2.2 Křížová spojka

Křížová spojka (Obr. 26) umožňuje kromě axiálního posuvu i menší radiální posunutí os. Spojka se skládá z hnací a hnané části, které bývají ocelové a rozměrově stejné, a středícího kusu z oceli nebo plastické hmoty.



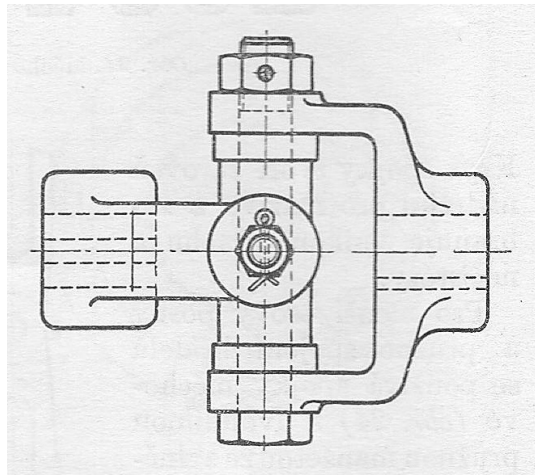
Obr. 26. Křížová spojka



### 4.1.3 Kloubové spojky

Kloubových spojek (Obr. 27) se používá pro spojování různoběžných nebo i rovnoběžných hřídelí. Úhel vychýlení hřídelí závisí na přípustné nerovnoměrnosti chodu hnaného hřídele a na druhu spojky.

Kloubové spojky se hodí pro přenos malých a středních momentů, zejména u vozidel, jeřábů, obráběcích, hospodářských a papírenských strojů aj. Nevýhodou těchto spojek je nerovnoměrnost chodu hnaného hřídele, která je úměrná úhlové vychýlce hřídelí. [8]



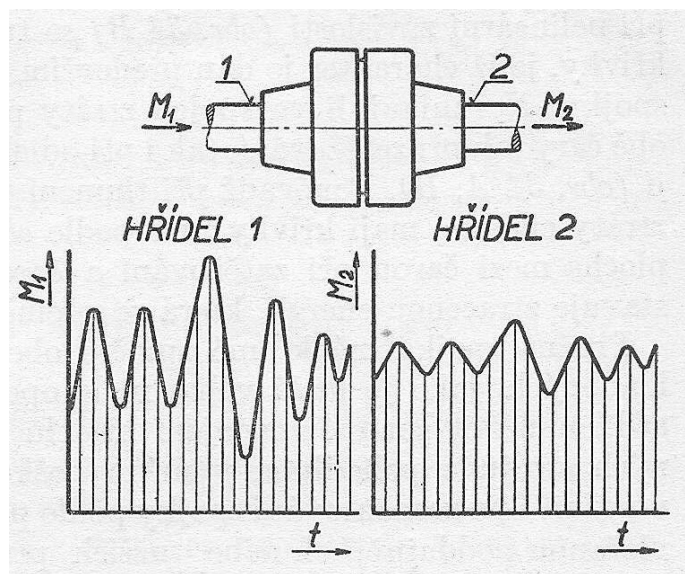
Obr. 27. Kloubová spojka s křížovým unášečem

## 4.2 Pružné spojky

U pružných spojek jsou hřídele spojeny prostřednictvím pružné vložky. Podle typu, velikosti a deformační schopnosti pružných vložek může spojka kromě přenášení kroutícího momentu plnit tyto funkce:

- vyrovnávat úhlové vychýlení a radiální nebo axiální posunutí hřídelí způsobené nepřesností výroby a montáže, tepelnou dilatací, pružnou deformací apod.
- tlumit rázy přenášené z jednoho hřídele na druhý
- chránit zařízení před nežádoucím kmitáním (volbou spojky s vhodnými dynamickými vlastnostmi lze dosáhnout posunutí vlastního kmitočtu systému mimo oblast provozních otáček)

Kolísá-li kroutící moment  $M_1$  přiváděný hřídelí 1 od hnacího stroje, pak se tento moment u tuhé spojky přenáší prakticky beze změny, kdežto u pružných spojek se amplituda jednotlivých kmitů na hřídeli 2 hnaného stroje zmenší (Obr.28). Snížení amplitud závisí především na schopnosti pružných vložek akumulovat mechanickou energii nebo ji měnit v energii tepelnou. Akumulovaná energie se pak s určitým zpožděním uvolňuje a předává na hnaný hřídel. Ta část energie, která se přeměnila v energii tepelnou jednak účinkem vnitřního tření v pružné vložce a jednak vnějším třením ve stykových plochách vložek a spojky, se odvádí do okolí.

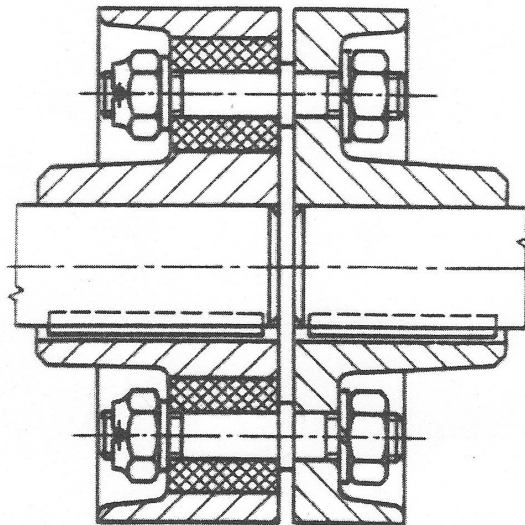


Obr. 28. Průběh momentu na hnací a hnané hřídeli  
u pružné spojky

Pružná spojka má kromě splnění obecných požadavků na ni kladených, jako je malá váha, malé opotřebení, velká životnost atd., umožnit snadné rozpojení hřídelí bez demontáže spojovaných strojů a pohodlnou výměnu poškozených vložek. Má též umožnit i po zamontování spojky podle potřeby změnit její tuhost vložení poddajnějších nebo tužších pružných vložek. Zatížení jednotlivých pružných vložek má být pokud možno stejné i při nesusostnosti spojovaných hřídelí.

#### 4.2.1 Čepová spojka

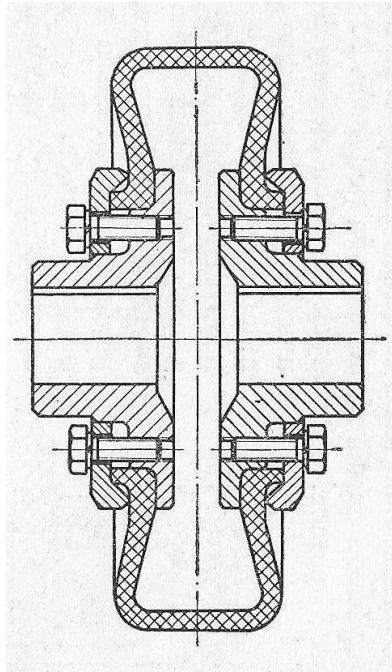
Čepová spojka (Obr. 29) je konstrukčně jednoduchá a hodí se pro přenos menších i větších kroutících momentů. Skládá se ze dvou kotoučů s čepy, na nichž jsou navlečena pryžová pouzdra nebo pryžové vložky. Vložky a pouzdra mají vnější průměr o 1 až 1,5% větší než je průměr příslušné díry. Čepy bývají někdy z důvodů výrobních uloženy střídavě v obou kotoučích spojky, aby byly shodné.



Obr. 29. Čepová spojka

#### 4.2.2 Spojka s pryžovou obručí (Periflex)

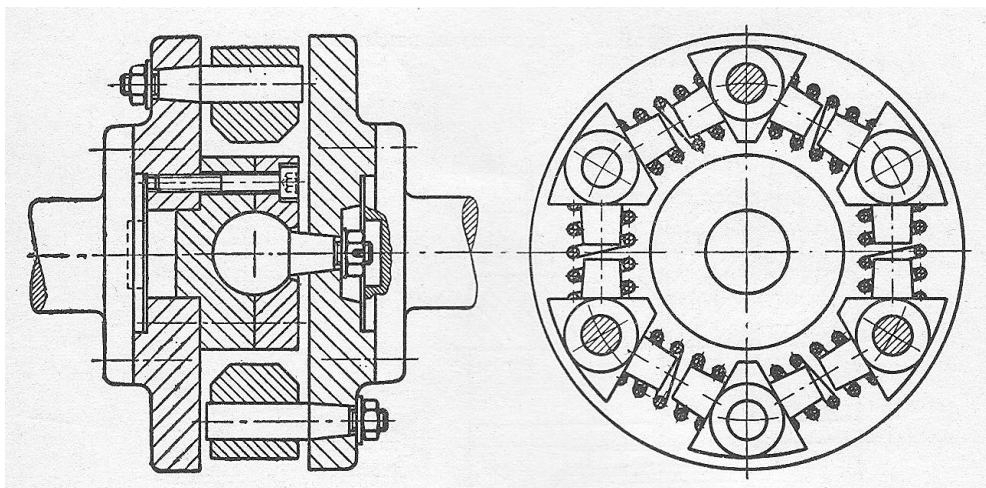
Tam, kde je požadována malá montážní délka, používá se pružné spojky s pryžovou obručí (Obr. 30). Upevnění obruče pomocí přitlačných prstenců stažených šrouby umožňuje snadnou montáž a demontáž spojky. Velikost vzájemného pootočení kotoučů spojky a posunutí hřídelí, které může spojka bezpečně vyrovnat, závisí především na tvaru a velikosti pryžové obruče. Pryžová obruč má nosnou konstrukci z textilních vložek nebo z ocelových drátů. Pro spojku je charakteristický velký úhel pootočení, což umožňuje zachytit i poměrně velké změny kroutícího momentu.



Obr. 30. Spojka s pryžovou obručí

#### 4.2.3 Pružná spojka se šroubovitými pružinami

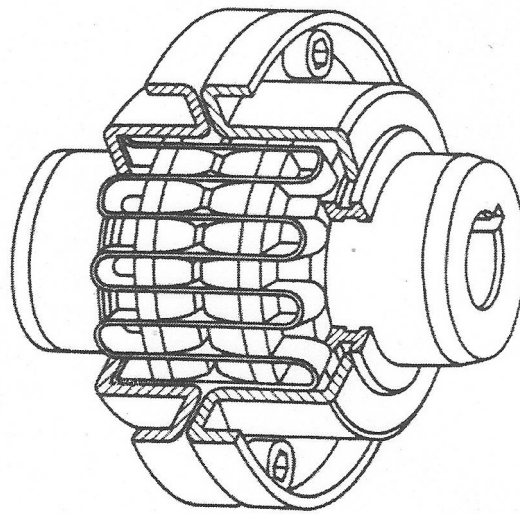
U pružinové spojky se šroubovitými pružinami (Obr. 231) se obvodová síla přenáší pružinami nasunutými na protilehlé čepy hnané a hnací části spojky. Tyto čepy zabraňují vysmeknutí pružiny. Délka pružiny se volí tak, aby čepy při přetížení na sebe dosedly a pružiny se nepoškodily.



Obr. 31. Pružná spojka se šroubovitými pružinami

#### 4.2.4 Spojka s plochou pružinou

Spojka s plochou pružinou (Obr. 32) je vhodná pro spojování hřídelí přenášejících malé i velké kroutící momenty za nejnepříznivějších provozních podmínek, jako kolísavý kroutící moment, rázové zatížení, časté obracení chodu apod. Spojka dovoluje menší nesouosost hřídelí, připouští malou dilataci v axiálním směru, tlumí rázy a kmity při proměnném momentu, rozběhu nebo reverzaci chodu, snižuje nerovnoměrnost chodu a má velkou životnost. Spojka se skládá ze dvou shodných kotoučů, které na vnějším povrchu mají axiální drážky, do nichž se vkládá pružina z ploché oceli. [8]



Obr. 32. Spojka s plochou pružinou

### 4.3 Výsuvné spojky

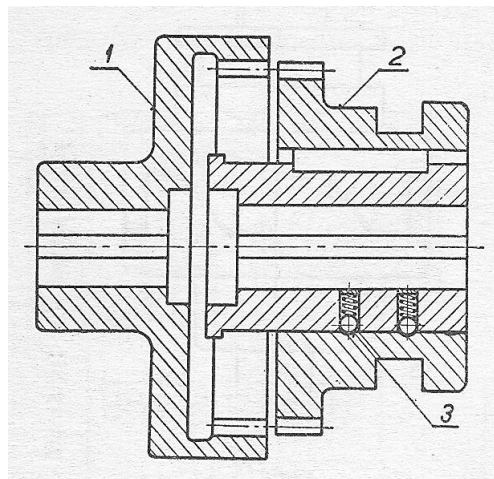
Slouží k dočasnému přenosu kroutícího momentu a umožňují spojení a rozpojení hřídelí buď za klidu, nebo za otáčení při plném zatížení. U zubových výsuvných spojek lze hřídele spojit a rozpojit jen za klidu (v případě nutnosti lze hřídele rozpojit i při pomalém běhu a v odlehčeném stavu). Výsuvné spojky zapínané a vypínané za provozu jsou buď třecí, nebo indukční.

U třecích spojek se moment přenáší třením mezi pracovními plochami částí spojky vzájemně na sebe přitlačovanými. U indukčních spojek se moment přenáší prostřednictvím magnetického pole bez mechanického dotyku hnací a hnané části.

Ovládání výsuvných spojek je podle typu spojky, velikosti přenášeného momentu, četnosti zapnutí, umístění ovládacího ústrojí apod. mechanické, hydraulické (popř. pneumatické) nebo elektromagnetické.

#### 4.3.1 Zubové spojky

Kroutící moment se u zubových spojek přenáší boky zubů nebo zářezů navzájem do sebe zapadajících. Tvar a velikost zubů nebo zářezů jsou různé podle velikosti a konstrukce spojky a podle velikosti přenášeného momentu. Zubové spojky vyžadují dobrou sousost hřídelí. Výhodou je snadná montáž a malé rozměry.



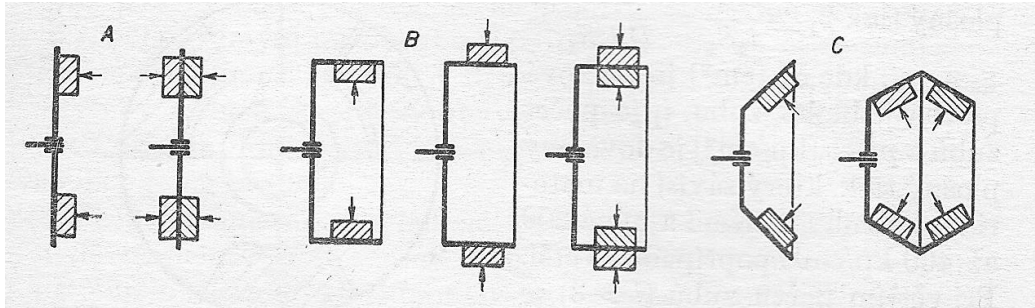
*Obr. 33. Zubová výsuvná spojka  
s vnějším, popř. vnitřním ozubením*

U zubové výsuvné spojky (Obr. 33) má hnací kotouč 1 vnitřní ozubení a hnaný kotouč 2 ozubení vnější. Posuvný kotouč 2 se v krajních polohách zajišťuje západkami 3.

#### 4.3.2 Třecí spojky

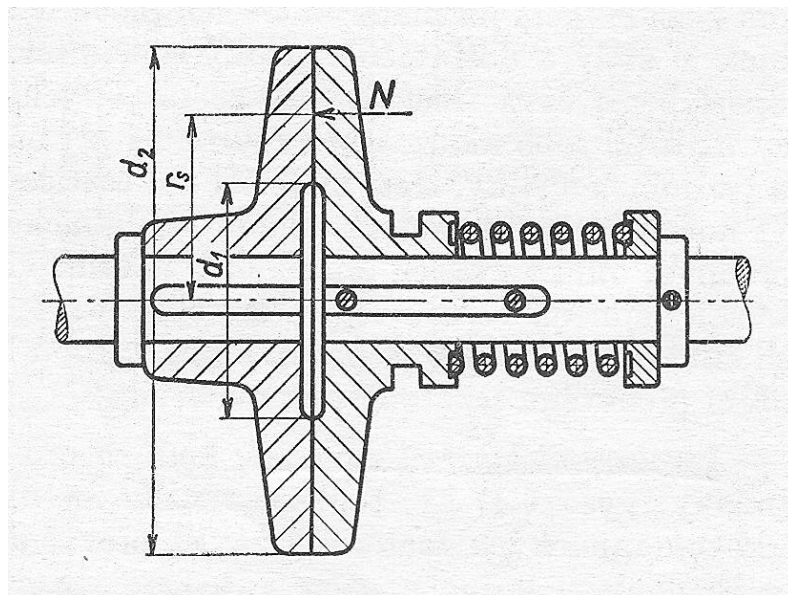
Třecí spojky umožňují snadné spojení a rozpojení hřídelí s různými otáčkami a při plném zatížení. Při přetížení spojka prokluzuje a zabraňuje tak poškození hnacího, popř. hnaného stroje. Při rozběhu umožňuje prokluzování spojky klidný a plynulý záběr. Podle polohy a směru přítláčivé síly vzhledem k třecí ploše (Obr. 34) rozeznáváme třecí spojky:

- a) spojky s třením na čelní ploše (Obr. 34A)
- b) spojky s třením na válcové ploše (Obr. 34B)
- c) spojky s třením na kuželové ploše (Obr. 34C)



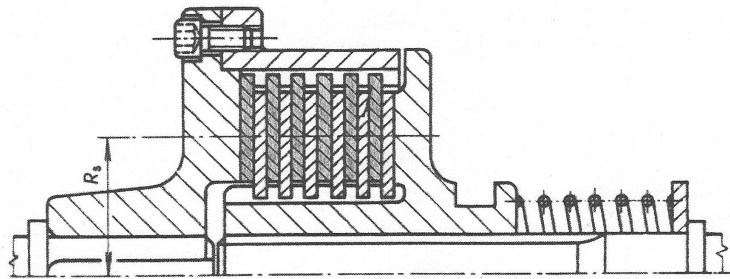
Obr. 34. Schéma třecích spojek s třením na ploše čelní, válcové a kuželové

Nejjednodušší konstrukce třecí spojky s jednou dvojicí třecích ploch je na obrázku 35. Spojka se skládá ze dvou kotoučů, z nichž jeden je pevně spojen s hnací hřídelí a druhý je posuvný po hnané hřídeli. Pro přenos větších kroutících momentů by měla spojka velké rozměry, proto se zvětšuje počet dvojic třecích ploch použitím několika desek (lamel).



Obr. 35. Třecí spojka s jednou třecí plochou

Lamelová spojka (Obr. 36) má na vnitřním povrchu pláště spojeného s hnací hřídelí drážky, v nichž se mohou volně posouvat hnací lamely. Mezi hnací lamely jsou vloženy lamely hnané volně posuvné v drážkách na vnějším povrchu náboje pevně spojeného s hnanou hřídelí. Aby při běhu naprázdno lamely na sobě nelpěly a nevznikalo tak nežádoucí tření a opotřebení, bývá lamela směrem ke středu vydutá nebo při vnitřním okraji vlnovitě prohýbaná. Lamelové spojky jsou jednoduché a mají i pro velké výkony poměrně malé rozměry. Používá se jich velmi často např. u obráběcích strojů, kompresorů, lisů, tiskařských strojů, dopravníků apod. [8]



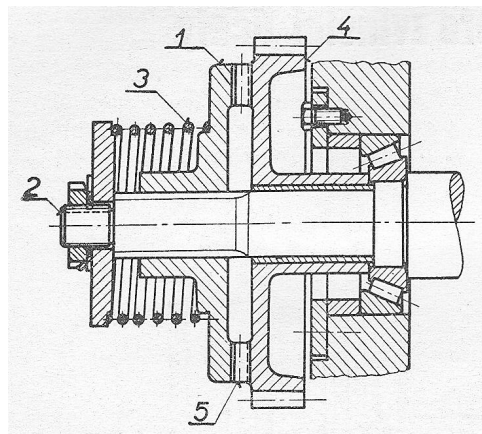
Obr. 36. Lamelová spojka

## 4.4 Pojistné spojky

Pojistné spojky chrání zařízení před nepředvídatelnými rázy a přetížením, které by mohly způsobit trvalé deformace součástí nebo i jejich porušení. Překročí-li kroutící moment předem nastavenou hodnotu, přeruší pojistná spojka spojení obou hřídelí a nastává vzájemné pootočení hnací a hnané části. Jakmile zvýšený kroutící moment poklesne, pojistná spojka buď hřídele opět spojí (spojky zubové, kuličkové, třecí) nebo je třeba zapojením spojky nahradit porušenou pojistnou součást (spojka kolíková).

### 4.4.1 Pojistná spojka zubová

Pojistná zubová spojka (Obr. 37) se skládá z části 1, která je posuvná na drážkované hnací hřídeli 2 a je přitlačována pružinou 3 k části 4. Část 4 je volně otočná na hřídeli a s částí 1 se dotýká prostřednictvím jemného čelního ozubení 5 s vrcholovým úhlem  $90^\circ$ . Maximální kroutící moment přenášený touto pojistnou spojkou závisí na přitlačné síle pružiny a na výšce a tvaru zubů.

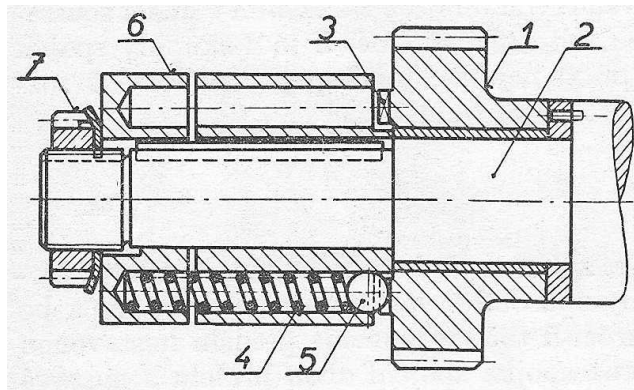


Obr. 37. Pojistná spojka zubová



#### 4.4.2 Pojistná spojka kuličková

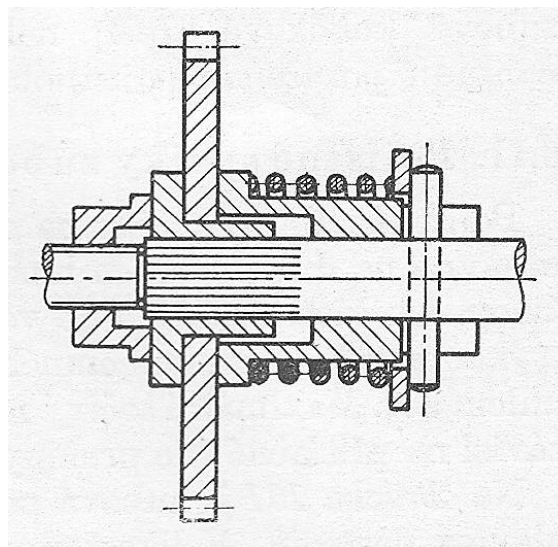
U kuličkové spojky (Obr. 38) je ozubené kolo 1 volně otočné na hřídeli 2. Na čelní ploše ozubeného kola jsou radiální zářezy 3, do kterých jsou pružinami 4 vtlačovány kuličky 5. Poloha posuvné části 6 na hřídeli 2 je zajištěna hřídelovou maticí 7. Při přetížení nebo rázu zatlačí zuby kuličky do příslušných otvorů, pružiny se stlačí a spojka se začne protáčet.



Obr. 38. Pojistná spojka kuličková

#### 4.4.3 Třecí pojistná spojka

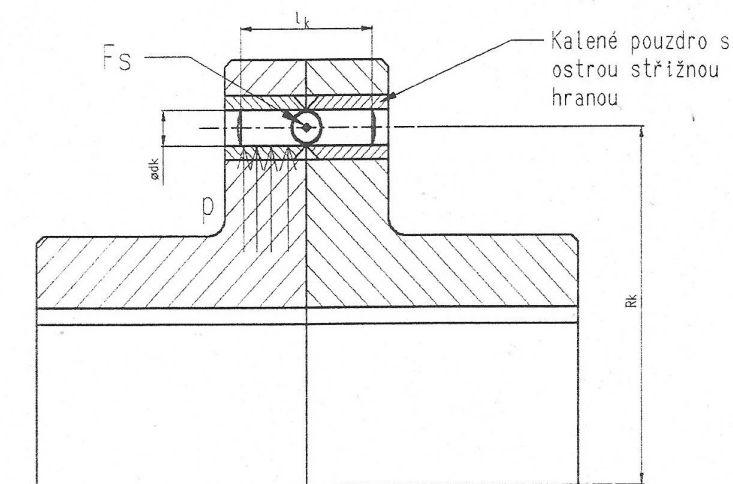
Jednoduchá třecí pojistná spojka s čelní třecí plochou je zobrazena na obrázku 39. Kotouč ozubeného kola je působením pružiny svírán mezi pouzdro a objímku. Spojka se hodí pro malý točivý moment a používá se zejména v přesné mechanice. Pro přenos větších momentů se používá lamelových nebo kuželových třecích spojek.



Obr. 39. Jednoduchá třecí pojistná spojka

#### 4.4.4 Kolíková spojka

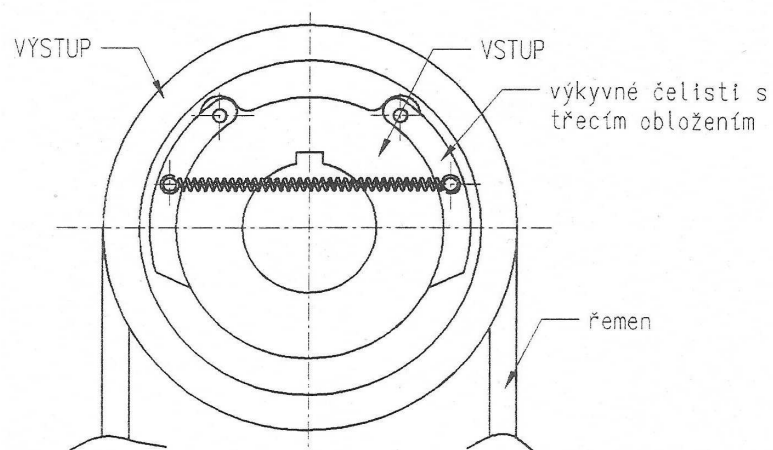
Jednoduchá pojistná kolíková spojka (Obr. 40) se skládá ze dvou kotoučů spojených kolíkem, jehož průřez je volen tak, aby se při překročení daného kroutícího momentu přestříhl. Celá obvodová síla se přenáší jedním nebo u velkých momentů i několika kolíky. Kolíky jsou ocelové, popř. mosazné, a jsou uloženy v kalených ocelových pouzdrech. Nevýhodou těchto spojek je, že po přetížení vyřazují stroj dočasně z provozu. Používají se u vrtaček, míchačů, kuchyňských strojů apod. [8]



Obr. 40. Kolíková spojka

#### 4.5 Rozběhové spojky

Rozběhové spojky (Obr. 41) zajišťují plynulý a nenáhlý rozběh hnaného stroje tím, že se spojka samočinně zvolna zapíná až při určitých otáčkách hnací hřídele. Rozběhových spojek se používá zejména pro spojení některých strojů s elektromotory s kotvou nakrátko, které jsou jednoduché a levné, avšak rozbíhají-li se zatížené, způsobují značné proudové rázy v síti. Použijeme-li k spojení hřídelí tuhé spojky, rozbíhá se motor plně zatížený a pod dobu, než dosáhne svých provozních otáček, odebírá ze sítě velký proud. Použijeme-li rozběhové spojky, dosáhne motor v kratší době provozních otáček, zatímco otáčky hnané hřídele se při menším proudu pozvolna zvětšují. [8]



Obr. 41. Rozběhová spojka

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

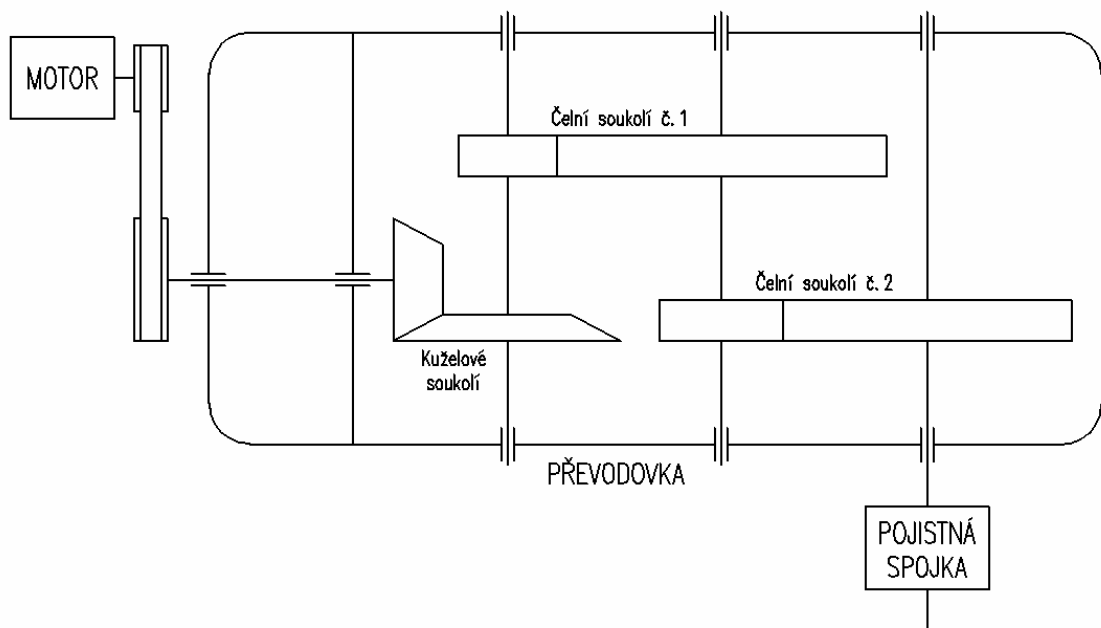
## 5 ZADÁNÍ

Cílem práce je návrh a výpočet hnací jednotky s převodovkou s kuželovými koly a pojistnou spojkou.

Zadané hodnoty:

- výkon:  $P = 10kW$
- výstupní otáčky:  $n = 50\text{min}^{-1}$
- životnost ložiska:  $L_H = 20000\text{hod}$

### 5.1 Schéma



Obr. 42. Schéma hnací jednotky

## 6 VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

### 6.1 Volba motoru

Volím elektromotor 4 pólový trojfázový asynchronní nízkonapěťový nakrátko od firmy SIEMENS IMA7 166-4BB [11], který má parametry:

- o jmenovitý výkon:  $P_p = 13,5kW$
- o otáčky:  $n_0 = 1455 \text{ min}^{-1}$
- o účinnost:  $\eta_E = 0,89$

Skutečný výkon elektromotoru:

$$P_{ef} = P_p \cdot \eta_E = 13500 \cdot 0,89 = 12015W$$

### 6.2 Parametry řemenice

Výpočet malého průměru řemenice

$$P_j = P_{ef} \cdot c_2 = 12015 \cdot 1,2 = 14418W$$

Z grafu závislosti  $\eta$  na  $P_j$ :

$$d_p = 112 \div 180mm$$

⇒ Dle [9] volím  $d_p = 140mm$  (řemenice typu SPZ).

Převodový poměr:

$$i_{0,1} = \frac{n_0}{n_1} = \frac{1455}{1000} = 1,455$$

Výpočet obvodové rychlosti:

$$v = \frac{d_p \cdot n_0}{19100} = \frac{140 \cdot 1455}{19100} = 10,665m/s$$

Výpočet velkého průměru řemenice:

$$D_p = i_{0,1} \cdot d_p = 1,455 \cdot 140 = 203,7mm$$

Přibližná osová vzdálenost řemenic:

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

$$0,7 \cdot (230,7 + 140) \leq A \leq 2 \cdot (230,7 + 140)$$

$$259,49 \text{ mm} \leq A \leq 741,4 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } A = 500 \text{ mm}$$

Úhel opásání malé řemenice:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A} = \frac{230,7 - 140}{2 \cdot 500} = 0,091 \Rightarrow \beta = 169,592^\circ$$

$$\alpha = 90 - \frac{\beta}{2} = 90 - \frac{169,592}{2} = 5,204^\circ$$

Délka klínového řemene:

$$\begin{aligned} L_p &= 2A \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{\pi \cdot \alpha}{180} (D_p - d_p) = \\ &= 2 \cdot 500 \cdot \sin \frac{169,592}{2} + \frac{\pi}{2} (230,7 + 140) + \frac{\pi \cdot 5,204}{180} (230,7 - 140) = 1586,410 \text{ mm} \end{aligned}$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $L_p = 1600 \text{ mm}$ .

Skutečná osová vzdálenost:

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

$$p = 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p) = 0,25 \cdot 1600 - 0,393(230,7 + 140) = 254,315 \text{ mm}$$

$$q = 0,125(D_p - d_p)^2 = 0,125(230,7 - 140)^2 = 1028,311 \text{ mm}$$

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 254,315 + \sqrt{254,315^2 - 1028,311} = 506,6 \text{ mm}$$

Počet řemenů:

$$z = \frac{P_{ef} \cdot c_2}{P_1 \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{12015,1,2}{3820 \cdot 0,99,1} = 3,812$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím 4x Řemen SPZ 1600  $L_p$  ČSN 02 3112.

Ohybová frekvence:

$$f_0 = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_p} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 10,665}{1600} = 13,331 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla:

$$F = \frac{P_j}{v} = \frac{14418}{10,665} = 1351,899 \text{ N}$$

Pracovní předpětí řemene:

$$F_u = (1,5 \div 2) \cdot F = 1,75 \cdot 1351,899 = 2365,823 \text{ N}$$

Výpočet mezního seřízení osové vzdálenosti:

$$x \geq 0,03L_p = 0,03 \cdot 1600 = 48 \text{ mm}$$

$$y \geq 0,015L_p = 0,015 \cdot 1600 = 24 \text{ mm}$$



## 7 NÁVRH PŘEVODOVKY

### 7.1 Volba jednotlivých převodů

Vstupní otáčky v převodovce budou  $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$  a výstupní  $n_4 = 50 \text{ min}^{-1}$ . Převodový poměr v převodovce bude tedy:

$$i_{1,4} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1000}{50} = 20$$

Dle zadání volím jedno kuželové soukolí a dvě soukolí čelní s přímými zuby.

Převodové poměry volím:

- kuželové soukolí:  $i_{1,2} = 2$
- čelní soukolí č. 1:  $i_{2,3} = 4$
- čelní soukolí č. 2:  $i_{3,4} = 2,5$

Kontrola:  $i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4} = 2 \cdot 4 \cdot 2,5 = 20$

### 7.2 Otáčky převodů

$$n_1 = \frac{n_0}{i_{0,1}} = \frac{1455}{1,455} = 1000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1000}{2} = 500 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{2,3}} = \frac{500}{4} = 125 \text{ min}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{3,4}} = \frac{125}{2,5} = 50 \text{ min}^{-1}$$

### 7.3 Kroucí momenty

$$M_{k0} = \frac{P_j \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_0} = \frac{14418 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1455} = 94,627 Nm$$

$$M_{k1} = i_{0,1} \cdot M_{k0} = 1,455 \cdot 94,627 = 137,682 Nm$$

$$M_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} = 2 \cdot 137,682 = 275,364 Nm$$

$$M_{k3} = i_{2,3} \cdot M_{k2} = 4 \cdot 275,364 = 1101,456 Nm$$

$$M_{k4} = i_{3,4} \cdot M_{k3} = 2,5 \cdot 1101,456 = 2753,640 Nm$$

### 7.4 Výpočet kuželového soukolí

#### 7.4.1 Materiál

Volím materiály:

- pastorek: 12 050 povrchově kaleno
- kolo: 42 2661 povrchově kaleno

#### 7.4.2 Počty zubů

Volím  $z_1 = 20$ .

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 2 \cdot 20 = 40$$

#### 7.4.3 Modul

Dle [10] volím  $c = 8,5 MPa$  ( $7,0 MPa \div 10 MPa$ ),  $\psi = 15$

$$m_{1,2} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k1}}{c \cdot \psi \cdot z_1}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{137682}{8,5 \cdot 15 \cdot 20}} = 3,25 mm$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $m_{1,2} = 6 mm$ .

#### 7.4.4 Hlavní rozměry

Úhel roztečného kužele – kolo:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{20} \Rightarrow \delta_1 = 63,435^\circ$$

Úhel roztečného kužele – pastorek:

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 63,435^\circ = 26,565^\circ$$

Průměry roztečných kružnic:

- pastorek:  $D_1 = m_{1,2} \cdot z_1 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ mm}$
- kolo:  $D_2 = m_{1,2} \cdot z_2 = 6 \cdot 40 = 240 \text{ mm}$

Výška hlavy zuby:

$$h_{a1,2} = m_{1,2} = 6 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_{f1,2} = 1,25 \cdot m_{1,2} = 1,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic:

- pastorek:  $D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_{a1,2} \cdot \cos \delta_1 = 120 + 2 \cdot 6 \cdot \cos 63,435^\circ = 125,367 \text{ mm}$
- kolo:  $D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_{a1,2} \cdot \cos \delta_2 = 240 + 2 \cdot 6 \cdot \cos 26,565^\circ = 250,733 \text{ mm}$

Průměry patních kružnic:

- pastorek:  $D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_{f1,2} \cdot \cos \delta_1 = 120 - 2 \cdot 7,5 \cdot \cos 63,435^\circ = 113,292 \text{ mm}$
- kolo:  $D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_{f1,2} \cdot \cos \delta_2 = 240 - 2 \cdot 7,5 \cdot \cos 26,565^\circ = 226,584 \text{ mm}$

Šířka ozubení:

$$b_{1,2} = 0,25 \cdot Re = 0,25 \cdot 0,5 \cdot m_{1,2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,25 \cdot 0,5 \cdot 6 \cdot \sqrt{20^2 + 40^2} = 33,541 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$t_{1,2} = \pi \cdot m_{1,2} = \pi \cdot 6 = 18,85 \text{ mm}$$

## 7.5 Výpočet čelního soukolí č. 1

### 7.5.1 Materiál

Volím materiály:

- pastorek: 12 050 povrchově kaleno
- kolo: 42 2661 povrchově kaleno

### 7.5.2 Počty zubů

Volím  $z_3 = 20$ .

$$i_{2,3} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = i_{2,3} \cdot z_3 = 4 \cdot 20 = 80$$

### 7.5.3 Modul

Dle [10] volím  $c = 8,5MPa$  ( $7,0MPa \div 10MPa$ ),  $\psi = 15$

$$m_{3,4} = 0,86,3 \sqrt{\frac{M_{k2}}{c \cdot \psi \cdot z_3}} = 0,86,3 \sqrt{\frac{275364}{8,5 \cdot 15 \cdot 20}} = 4,095mm$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $m_{3,4} = 5mm$ .

### 7.5.4 Hlavní rozměry

Průměry roztečných kružnic:

- pastorek:  $D_3 = m_{3,4} \cdot z_3 = 5 \cdot 20 = 100mm$
- kolo:  $D_4 = m_{3,4} \cdot z_4 = 5 \cdot 80 = 400mm$

Výška hlavy zuby:

$$h_{a3,4} = m_{3,4} = 5mm$$

Výška paty zuby:

$$h_{f3,4} = 1,25 \cdot m_{3,4} = 1,25 \cdot 5 = 6,25mm$$

Průměry hlavových kružnic:

○ pastorek:  $D_{a3} = D_3 + 2.h_{a3,4} = 100 + 2.5 = 110mm$

○ kolo:  $D_{a4} = D_4 + 2.h_{a3,4} = 400 + 2.5 = 410mm$

Průměry patních kružnic:

○ pastorek:  $D_{f3} = D_3 - 2.h_{f3,4} = 100 - 2.6,25 = 87,5mm$

○ kolo:  $D_{f4} = D_4 - 2.h_{f3,4} = 400 - 2.6,25 = 387,5mm$

Šířka ozubení:

$$b_{3,4} = \psi.m_{3,4} = 15.5 = 75mm$$

Rozteč:

$$t_{3,4} = \pi.m_{3,4} = \pi.5 = 15,708mm$$

Tloušťka zubu:

$$s_{3,4} = \frac{\pi.m_{3,4}}{2} = \frac{\pi.5}{2} = 7,854mm$$

Šířka zubové mezery:

$$s_{u3,4} = \frac{\pi.m_{3,4}}{2} = \frac{\pi.5}{2} = 7,854mm$$

## 7.6 Výpočet čelního soukolí č. 2

### 7.6.1 Materiál

Volím materiály:

- pastorek: 15 241
- kolo: 42 2661 povrchově kaleno

### 7.6.2 Počty zubů

Volím  $z_5 = 20$ .

$$i_{3,4} = \frac{z_6}{z_5} \Rightarrow z_6 = i_{3,4} \cdot z_5 = 2,5 \cdot 20 = 50$$

### 7.6.3 Modul

Dle [10] volím  $c = 8,5MPa$  ( $7,0MPa \div 10MPa$ ),  $\psi = 15$

$$m_{5,6} = 0,86,3 \sqrt{\frac{M_{k3}}{c \cdot \psi \cdot z_5}} = 0,86,3 \sqrt{\frac{1101456}{8,5 \cdot 15 \cdot 20}} = 6,501mm$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $m_{5,6} = 8mm$ .

### 7.6.4 Hlavní rozměry

Průměry roztečných kružnic:

- pastorek:  $D_5 = m_{5,6} \cdot z_5 = 8 \cdot 20 = 160mm$
- kolo:  $D_6 = m_{5,6} \cdot z_6 = 8 \cdot 50 = 400mm$

Výška hlavy zuby:

$$h_{a5,6} = m_{5,6} = 8mm$$

Výška paty zubu:

$$h_{f5,6} = 1,25 \cdot m_{5,6} = 1,25 \cdot 8 = 10mm$$

Průměry hlavových kružnic:

- pastorek:  $D_{a5} = D_5 + 2 \cdot h_{a5,6} = 160 + 2 \cdot 8 = 176mm$
- kolo:  $D_{a6} = D_6 + 2 \cdot h_{a5,6} = 400 + 2 \cdot 8 = 416mm$

Průměry patních kružnic:

- pastorek:  $D_{f5} = D_5 - 2 \cdot h_{f5,6} = 160 - 2 \cdot 10 = 140mm$
- kolo:  $D_{f6} = D_6 - 2 \cdot h_{f5,6} = 400 - 2 \cdot 10 = 380mm$

Šířka ozubení:

$$b_{5,6} = \psi \cdot m_{5,6} = 15,8 = 120mm$$

Rozteč:

$$t_{5,6} = \pi \cdot m_{5,6} = \pi \cdot 8 = 25,133mm$$

Tloušťka zubu:

$$s_{5,6} = \frac{\pi \cdot m_{5,6}}{2} = \frac{\pi \cdot 8}{2} = 12,566mm$$

Šířka zubové mezery:

$$s_{u5,6} = \frac{\pi \cdot m_{5,6}}{2} = \frac{\pi \cdot 8}{2} = 12,566mm$$

## 7.7 Obvodové síly

### 7.7.1 Kuželové soukolí

$$F_{1,2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 137682}{120} = 2294,7N$$

### 7.7.2 Čelní soukolí č. 1

$$F_{3,4} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 275364}{100} = 5507,28N$$

### 7.7.3 Čelní soukolí č. 2

$$F_{5,6} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{D_5} = \frac{2 \cdot 1101456}{160} = 13768,2N$$

## 7.8 Pevnostní kontrola soukolí

### 7.8.1 Kuželové soukolí

Kontrola dle ČSN 01 4686 spočívá v kontrole zubů pastorku a kola na ohyb a na otláčení (dotyk).

#### 7.8.1.1 Pastorek (12 050 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{D_{o1}} = 95MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{D_{d1}} = 31MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o1} = 0,335$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d1} = 0,34$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o1} = 1,65$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d1} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{D_{o1}} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} = \frac{95 \cdot 0,335}{1,65} = 19,288MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{D_{d1}} \cdot r_{d1}}{y_{d1}} = \frac{31 \cdot 0,34}{1,65} = 6,388MPa$$



### 7.8.1.2 Kolo (42 2661 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do2} = 90MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd2} = 28MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o2} = 0,44$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d2} = 0,44$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o2} = 4,4$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d2} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} = \frac{90 \cdot 0,44}{4,4} = 9MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{y_{d2}} = \frac{28 \cdot 0,44}{1,65} = 7,467MPa$$

### 7.8.1.3 Dovolené zatížení

$$F_{D1,2} = c_{\min} \cdot b_{1,2} \cdot t_{1,2} = c_{\min} \cdot b_{1,2} \cdot \pi \cdot m_{1,2} = 6,388 \cdot 33,541 \cdot \pi \cdot 6 = 4038,704N$$

$\Rightarrow$  navržené soukolí vyhovuje  $F_{D1,2} > F_{1,2}$  ( $4038,704N > 2294,7N$ )

## 7.8.2 Čelní soukolí č. 1

### 7.8.2.1 Pastorek (12 050 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do3} = 95MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd3} = 31MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o3} = 0,335$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

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

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o3} = 1,65$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d3} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o3} = \frac{\sigma_{Do3} \cdot r_{o3}}{y_{o3}} = \frac{95,0,335}{1,65} = 19,288MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d3} = \frac{\sigma_{Dd3} \cdot r_{d3}}{y_{d3}} = \frac{31,0,34}{1,65} = 6,388MPa$$

### 7.8.2.2 Kolo (42 2661 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do4} = 90MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd4} = 28MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o4} = 0,44$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d4} = 0,44$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o4} = 4,4$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d4} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o4} = \frac{\sigma_{Do4} \cdot r_{o4}}{y_{o4}} = \frac{90,0,44}{4,4} = 9MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d4} = \frac{\sigma_{Dd4} \cdot r_{d4}}{y_{d4}} = \frac{28,0,44}{1,65} = 7,467MPa$$

### 7.8.2.3 Dovolené zatížení

$$F_{D3,4} = c_{\min} \cdot b_{3,4} \cdot t_{3,4} = c_{\min} \cdot b_{3,4} \cdot \pi \cdot m_{3,4} = 6,388,75 \cdot \pi \cdot 5 = 7525,685N$$

$\Rightarrow$  navržené soukolí vyhovuje  $F_{D3,4} > F_{3,4}$  ( $7525,685N > 5507,28N$ )

## 7.8.3 Čelní soukolí č. 2

### 7.8.3.1 Pastorek (15241)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do5} = 225MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd5} = 38,5MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o5} = 0,6$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d5} = 0,66$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o5} = 5$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d5} = 1,22$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o5} = \frac{\sigma_{Do5} \cdot r_{o5}}{y_{o5}} = \frac{225 \cdot 0,6}{5} = 27MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d5} = \frac{\sigma_{Dd5} \cdot r_{d5}}{y_{d5}} = \frac{38,5 \cdot 0,66}{1,22} = 20,828MPa$$

### 7.8.3.2 Kolo (42 2661 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do6} = 90MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd6} = 28MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o6} = 0,44$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d6} = 0,44$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o6} = 4,4$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d6} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o6} = \frac{\sigma_{Do6} \cdot r_{o6}}{y_{o6}} = \frac{90,0,44}{4,4} = 9MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d6} = \frac{\sigma_{Dd6} \cdot r_{d6}}{y_{d6}} = \frac{28,0,44}{1,65} = 7,467MPa$$

### 7.8.3 Dovolené zatížení

$$F_{D5,6} = c_{\min} \cdot b_{5,6} \cdot t_{5,6} = c_{\min} \cdot b_{5,6} \cdot \pi \cdot m_{5,6} = 7,467 \cdot 120 \cdot \pi \cdot 8 = 22519,941N$$

$\Rightarrow$  navržené soukolí vyhovuje  $F_{D5,6} > F_{5,6}$  ( $22519,941N > 13768,2N$ )

## 7.9 Výpočet hřídelí a ložisek

### 7.9.1 Hřídel č. 1

Volím materiál 11 500 ( $\tau_{DK} = 300MPa$ ,  $\sigma_{Do} = 90MPa$ ).

**Průměr konce hřídele:**

$$\tau = \frac{M_{k1}}{W_K} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{k1}^3} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_{k1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 137682}{\pi \cdot 300}} = 13,271mm$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $d_{k1} = 30mm$ .

**Návrh pera na konci hřídele:**

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k1} = T_1 \cdot \frac{d_{k1}}{2} \Rightarrow T_1 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{k1}} = \frac{2 \cdot 137682}{30} = 9178,8 N$$

Délka pera z podmínky ve stříhu:

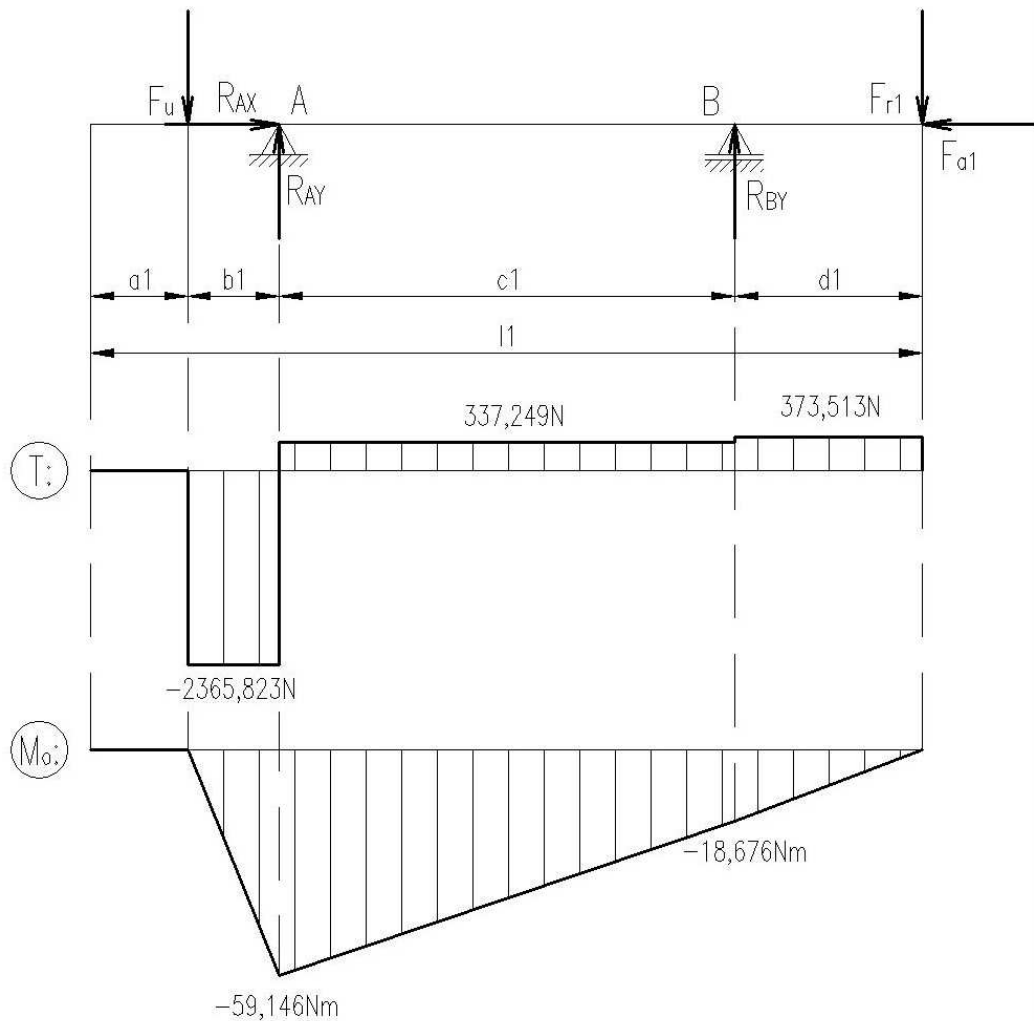
$$\tau_s = \frac{T_1}{b_{p1} \cdot l_{p1}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p1} \geq \frac{T_1}{b_{p1} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{9178,8}{8,85} = 13,498 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_1}{t_{1p1} \cdot l_{p1}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p1} \geq \frac{T_1}{t_{1p1} \cdot p_{DOV}} = \frac{9178,8}{2,9 \cdot 100} = 31,651 mm$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím PERO 8e7 x 7 x 36.

Určení reakcí, posouvajících sil a ohybových momentů:



Obr. 43. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 1

Délkové rozměry hřídele:

$$a_1 = 33\text{mm}$$

$$d_1 = 50\text{mm}$$

$$b_1 = 25\text{mm}$$

$$l_1 = 228\text{mm}$$

$$c_1 = 120\text{mm}$$

Síly od pastorku kuželového soukolí:

- radiální síla:  $F_{r1} = F_{1,2} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 2294,7 \cdot \text{tg} 20^\circ \cdot \cos 63,435^\circ = 373,513\text{N}$
- axiální síla:  $F_{a1} = F_{1,2} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 2294,7 \cdot \text{tg} 20^\circ \cdot \sin 63,435^\circ = 747,028\text{N}$

Výpočet reakcí:

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

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

$$R_{AX} = F_{a1} = 747,028N$$

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

$$F_u - R_{AY} - R_{BY} + F_{r1} = 0$$

$$R_{AY} = F_u - R_{BY} + F_{r1} = 2365,823 - 36,264 + 373,513 = 2703,072N$$

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

$$F_u \cdot b_1 + R_{BY} \cdot c_1 - F_{r1} \cdot (c_1 + d_1) = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1} \cdot (c_1 + d_1) - F_u \cdot b_1}{c_1} = \frac{373,513 \cdot (120 + 50) - 2365,823 \cdot 25}{120} = 36,264N$$

Průběh posouvajících sil v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_1$$

$$T_I(x_1) = 0N$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_1$$

$$T_{II}(x_2) = -F_u = -2365,823N$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_1$$

$$T_{III}(x_3) = -F_u + R_{AY} = -2365,823 + 2703,072 = 337,249N$$



- úsek IV:

$$0 \leq x_4 \leq d_1$$

$$T_{IV}(x_4) = -F_u + R_{AY} + R_{BY} = -2365,823 + 2703,072 + 36,264 = 373,513N$$

Průběh ohybového momentu v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_1$$

$$M_I(x_1) = 0Nm$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_1$$

$$M_{II}(x_2) = -F_u \cdot x_2$$

$$M_{II}(0) = -2365,823 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_{II}(0,025) = -2365,823 \cdot 0,025 = -59,146Nm$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_1$$

$$M_{III}(x_3) = -F_u \cdot (b_1 + x_3) + R_{AY} \cdot x_3$$

$$M_{III}(0) = -2365,823 \cdot (0,025 + 0) + 2703,072 \cdot 0 = -59,146Nm$$

$$M_{III}(0,12) = -2365,823 \cdot (0,025 + 0,12) + 2703,072 \cdot 0,12 = -18,676Nm$$

- úsek IV:

$$0 \leq x_4 \leq d_1$$

$$M_{IV}(x_4) = -F_u \cdot (b_1 + c_1 + x_4) + R_{AY} \cdot (c_1 + x_4) + R_{BY} \cdot x_4$$

$$M_{IV}(0) = -2365,823 \cdot (0,025 + 0,12 + 0) + 2703,072 \cdot (0,12 + 0) + 36,264 \cdot 0 = -18,676Nm$$

$$M_{IV}(0,05) = -2365,823 \cdot (0,025 + 0,12 + 0,05) + 2703,072 \cdot (0,12 + 0,05) + 36,264 \cdot 0,05 = 0Nm$$

**Průměr hřídele pod pastorkem kuželového soukolí:**

$$M_{OMAX1} = F_u \cdot b_1 = 2365,823 \cdot 0,025 = 59,146 Nm$$

$$M_{ORED1} = \sqrt{M_{OMAX1}^2 + 0,75(0,8 \cdot M_{k1})^2} = \sqrt{59,146^2 + 0,75(0,8 \cdot 137,682)^2} = 112,238 Nm$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED1}}{W_O} = \frac{M_{ORED1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED1}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 112238}{\pi \cdot 90}} = 23,333 mm$$

⇒ Dle [9] volím  $d_1 = 35 mm$ .

**Návrh pera pod pastorkem kuželového soukolí:**

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k1} = T_2 \cdot \frac{d_1}{2} \Rightarrow T_2 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 137682}{35} = 7867,543 N$$

Délka pera z podmínky ve stříhu:

$$\tau_S = \frac{T_2}{b_{p2} \cdot l_{p2}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p2} \geq \frac{T_2}{b_{p2} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{7867,543}{8,85} = 11,570 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_2}{t_{1p2} \cdot l_{p2}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p2} \geq \frac{T_2}{t_{1p2} \cdot p_{DOV}} = \frac{7867,543}{3,3 \cdot 100} = 23,841 mm$$

⇒ Dle [9] volím PERO 10e7 x 8 x 36

**Volba ložisek:**

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě A, kde působí větší radiální reakce než v místě B, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel 1 jen pro tuto větší reakci.

Dle [9] volím  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

$$F_{EA} = R_{AY} \cdot X + R_{AX} \cdot Y = 2703,072 \cdot 1 + 747,028 \cdot 0 = 2703,072 N$$

Životnost v otáčkách:

$$L_{NA} = \left( \frac{C_A}{F_{EA}} \right)^3$$

Životnost v hodinách:

$$L_{HA} = \frac{L_{NA} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n_1}{60}}$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost má tedy tvar:

$$C_A = \sqrt[3]{\frac{L_{HA} \cdot 3600 \cdot n_1}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{EA}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 1000}{10^6 \cdot 60} \cdot 2703,072^3} = 28724,426N$$

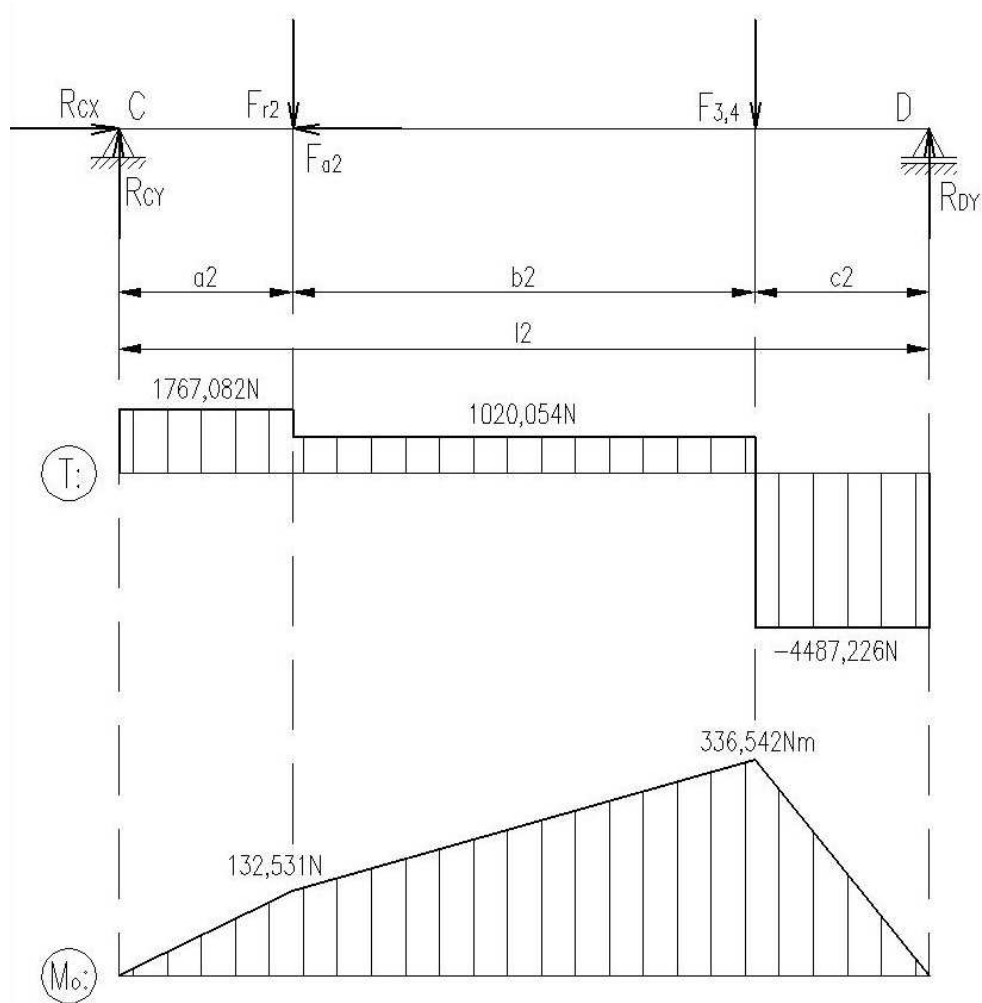
Z důvodu působící axiální síly od kuželového soukolí volím dvě kuželíková ložiska jednoradá, která mají dynamickou únosnost  $C = 35500N$  :

⇒ Dle [9] volím 2x Ložisko 30208 ČSN 02 4720 ( $d_A = 40mm$ ,  $D_A = 80mm$ ,  $B_A = 18mm$ ).

### 7.9.2 Hřídel č. 2

Volím materiál 11 500 ( $\tau_{DK} = 300MPa$ ,  $\sigma_{D0} = 90MPa$ ).

**Určení reakcí, posouvajících sil a ohybových momentů:**



Obr. 44. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 2

Délkové rozměry hřídele:

$$a_2 = 75\text{mm}$$

$$c_2 = 75\text{mm}$$

$$b_2 = 200\text{mm}$$

$$l_2 = 350\text{mm}$$

Síly od kola kuželového soukolí:

○ radiální síla:  $F_{r2} = F_{1,2} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 2294,7 \cdot \text{tg} 20 \cdot \cos 26,565 = 747,028\text{N}$

○ axiální síla:  $F_{a2} = F_{1,2} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 2294,7 \cdot \text{tg} 20 \cdot \sin 26,565 = 373,513\text{N}$

Výpočet reakcí:

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

$$R_{CX} - F_{a2} = 0$$

$$R_{CX} = F_{a2} = 373,513\text{N}$$

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

$$-R_{CY} + F_{r2} + F_{3,4} - R_{DY} = 0$$

$$R_{CY} = F_{r2} + F_{3,4} - R_{DY} = 747,028 + 5507,28 - 4487,226 = 1767,082\text{N}$$

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

$$-F_{r2} \cdot a_2 - F_{3,4} \cdot (a_2 + b_2) + R_{DY} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0$$

$$R_{DY} = \frac{F_{r2} \cdot a_2 + F_{3,4} \cdot (a_2 + b_2)}{a_2 + b_2 + c_2} = \frac{747,028 \cdot 75 + 5507,28 \cdot (75 + 200)}{75 + 200 + 75} = 4487,226\text{N}$$

Průběh posouvajících sil v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_2$$

$$T_I(x_1) = R_{CY} = 1767,082\text{N}$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_2$$

$$T_{II}(x_2) = R_{CY} - F_{r_2} = 1767,082 - 747,028 = 1020,054N$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_2$$

$$T_{III}(x_3) = R_{CY} - F_{r_2} - F_{3,4} = 1767,082 - 747,028 - 5507,28 = -4487,226N$$

Průběh ohybového momentu v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_2$$

$$M_I(x_1) = R_{CY} \cdot x_1$$

$$M_I(0) = 1767,082 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_I(0,075) = 1767,082 \cdot 0,075 = 132,531Nm$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_2$$

$$M_{II}(x_2) = R_{CY} \cdot (a_2 + x_2) - F_{r_2} \cdot x_2$$

$$M_{II}(0) = 1767,082 \cdot (0,075 + 0) - 747,028 \cdot 0 = 132,531Nm$$

$$M_{II}(0,2) = 1767,082 \cdot (0,075 + 0,2) - 747,028 \cdot 0,2 = 336,542Nm$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_2$$

$$M_{III}(x_3) = R_{CY} \cdot (a_2 + b_2 + x_3) - F_{r_2} \cdot (b_2 + x_3) - F_{3,4} \cdot x_3$$

$$M_{III}(0) = 1767,082 \cdot (0,075 + 0,2 + 0) - 747,028 \cdot (0,2 + 0) - 5507,28 \cdot 0 = 336,542Nm$$

$$M_{III}(0,075) = 1767,082 \cdot (0,075 + 0,2 + 0,075) - 747,028 \cdot (0,2 + 0,075) - 5507,28 \cdot 0,075 = 0Nm$$

**Průměr hřídele pod kolem kuželového soukolí a pod pastorkem čelního soukolí č. 1:**

$$M_{OMAX2} = R_{DY} \cdot C_2 = 4487,226.0,075 = 336,542Nm$$

$$M_{ORED2} = \sqrt{M_{OMAX2}^2 + 0,75(0,8 \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{336,542^2 + 0,75(0,8 \cdot 275,364)^2} = 386,855Nm$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED2}}{W_O} = \frac{M_{ORED2}}{\frac{\pi \cdot d_{2,3}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_{2,3} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED2}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 386855}{\pi \cdot 90}} = 35,245mm$$

⇒ Dle [9] volím  $d_2 = 55mm$  a  $d_3 = 55mm$ .

**Návrh pera pod kolem kuželového soukolí:**

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k2} = T_3 \cdot \frac{d_2}{2} \Rightarrow T_3 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 275364}{55} = 10013,236N$$

Délka pera z podmínky ve stříhu:

$$\tau_S = \frac{T_3}{b_{p3} \cdot l_{p3}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p3} \geq \frac{T_3}{b_{p3} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{10013,236}{16,85} = 7,363mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_3}{t_{1p3} \cdot l_{p3}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p3} \geq \frac{T_3}{t_{1p3} \cdot p_{DOV}} = \frac{10013,236}{3,8 \cdot 100} = 26,351mm$$

⇒ Dle [9] volím PERO 16e7 x 10 x 36.

**Návrh pera pod pastorkem čelního soukolí č. 1:**

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k2} = T_4 \cdot \frac{d_3}{2} \Rightarrow T_4 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 275364}{55} = 10013,236N$$

Délka pera z podmínky ve stříhu:

$$\tau_S = \frac{T_4}{b_{p4} \cdot l_{p4}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p4} \geq \frac{T_4}{b_{p4} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{10013,236}{16,85} = 7,363mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_4}{t_{1p4} \cdot l_{p4}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p3} \geq \frac{T_4}{t_{1p4} \cdot p_{DOV}} = \frac{10013,236}{3,8 \cdot 100} = 26,351 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím PERO 16e7 x 10 x 40.

### Volba ložisek:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě D, kde působí větší radiální reakce než v místě C, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel 2 jen pro tuto větší reakci.

Dle [9] volím  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

$$F_{ED} = R_{DY} \cdot X + R_{DX} \cdot Y = 4487,226 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 4487,226 \text{ N}$$

Životnost v otáčkách:

$$L_{ND} = \left( \frac{C_D}{F_{ED}} \right)^3$$

Životnost v hodinách:

$$L_{HD} = \frac{L_{ND} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n_2}{60}}$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost má tedy tvar:

$$C_D = \sqrt[3]{\frac{L_{HD} \cdot 3600 \cdot n_2}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{ED}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 500}{10^6 \cdot 60} \cdot 4487,226^3} = 37846,730 \text{ N}$$

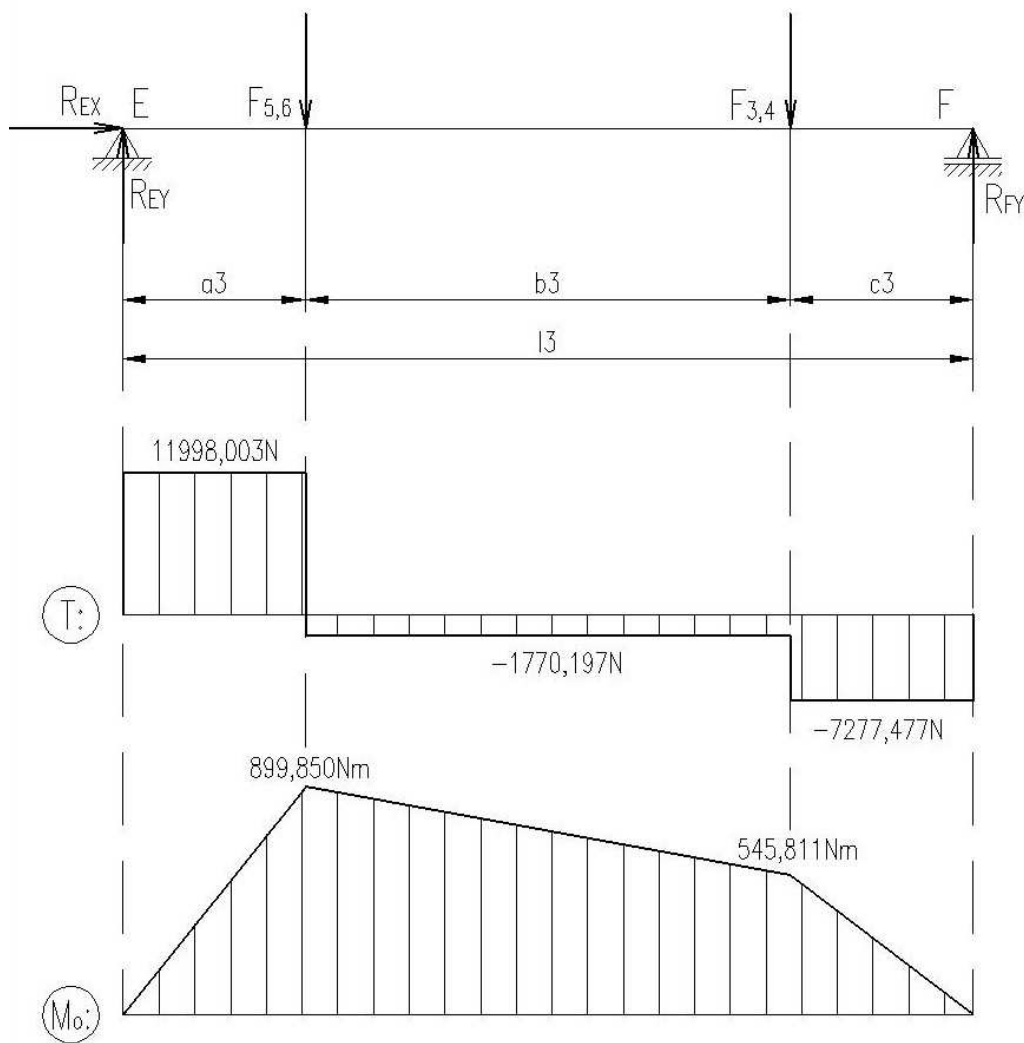
Z důvodu působící axiální síly od kuželového soukolí volím dvě kuželíková ložiska jednořadá, která mají dynamickou únosnost  $C = 40000 \text{ N}$ :

$\Rightarrow$  Dle [9] volím 2x Ložisko 30209 ČSN 02 4720 ( $d_D = 45 \text{ mm}$ ,  $D_D = 85 \text{ mm}$ ,  $B_D = 19 \text{ mm}$ ).

## 7.9.3 Hřídel č. 3

Volím materiál 11 500 ( $\tau_{DK} = 300MPa$ ,  $\sigma_{DO} = 90MPa$ ).

Určení reakcí, posouvajících sil a ohybových momentů:



Obr. 45. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 3

Délkové rozměry hřídele:

$$a_3 = 75mm$$

$$c_3 = 75mm$$

$$b_3 = 200mm$$

$$l_3 = 350mm$$



Výpočet reakcí:

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

$$R_{EX} = 0$$

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

$$-R_{EY} + F_{5,6} + F_{3,4} - R_{FY} = 0$$

$$R_{EY} = F_{5,6} + F_{3,4} - R_{FY} = 13768,2 + 5507,28 - 7277,477 = 11998,003N$$

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

$$-F_{5,6} \cdot a_3 - F_{3,4} \cdot (a_3 + b_3) + R_{FY} \cdot (a_3 + b_3 + c_3) = 0$$

$$R_{FY} = \frac{F_{5,6} \cdot a_3 + F_{3,4} \cdot (a_3 + b_3)}{a_3 + b_3 + c_3} = \frac{13768,2 \cdot 75 + 5507,28 \cdot (75 + 200)}{75 + 200 + 75} = 7277,477N$$

Průběh posouvajících sil v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_3$$

$$T_I(x_1) = R_{EY} = 11998,003N$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_3$$

$$T_{II}(x_2) = R_{EY} - F_{5,6} = 11998,003 - 13768,2 = -1770,197N$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_3$$

$$T_{III}(x_3) = R_{EY} - F_{5,6} - F_{3,4} = 11998,003 - 13768,2 - 5507,28 = -7277,477N$$

Průběh ohybového momentu v jednotlivých polích:

- o úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_3$$

$$M_I(x_1) = R_{EY} \cdot x_1$$

$$M_I(0) = 11998,003 \cdot 0 = 0 Nm$$

$$M_I(0,075) = 11998,003 \cdot 0,075 = 899,850 Nm$$

- o úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_3$$

$$M_{II}(x_2) = R_{EY} \cdot (a_3 + x_2) - F_{5,6} \cdot x_2$$

$$M_{II}(0) = 11998,003 \cdot (0,075 + 0) - 13768,2 \cdot 0 = 899,850 Nm$$

$$M_{II}(0,2) = 11998,003 \cdot (0,075 + 0,2) - 13768,2 \cdot 0,2 = 545,811 Nm$$

- o úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_3$$

$$M_{III}(x_3) = R_{EY} \cdot (a_3 + b_3 + x_3) - F_{5,6} \cdot (b_3 + x_3) - F_{3,4} \cdot x_3$$

$$M_{III}(0) = 11998,003 \cdot (0,075 + 0,2 + 0) - 13768,2 \cdot (0,2 + 0) - 5507,28 \cdot 0 = 545,811 Nm$$

$$M_{III}(0,075) = 11998,003 \cdot (0,075 + 0,2 + 0,075) - 13768,2 \cdot (0,2 + 0,075) - 5507,28 \cdot 0,075 = 0 Nm$$

**Průměr hřídele pod kolem čelního soukolí č. 1 a pod pastorkem čelního soukolí č. 2:**

$$M_{OMAX3} = R_{EY} \cdot a_3 = 11998,003 \cdot 0,075 = 899,850 Nm$$

$$M_{ORED3} = \sqrt{M_{OMAX3}^2 + 0,75(0,8 \cdot M_{k3})^2} = \sqrt{899,850^2 + 0,75(0,8 \cdot 1101,456)^2} = 1179,860 Nm$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED3}}{W_O} = \frac{M_{ORED3}}{\frac{\pi \cdot d_{4,5}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_{4,5} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED3}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1179860}{\pi \cdot 90}} = 51,113 mm$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $d_4 = 55 mm$  a  $d_5 = 55 mm$ .

**Návrh pera pod kolem čelního soukolí č. 1:**

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k3} = T_5 \cdot \frac{d_4}{2} \Rightarrow T_5 = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_4} = \frac{2 \cdot 1101456}{55} = 40052,945 N$$

Délka pera z podmínky ve střihu:

$$\tau_s = \frac{T_5}{b_{p5} \cdot l_{p5}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p5} \geq \frac{T_5}{b_{p5} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{40052,945}{16,85} = 29,451 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_5}{t_{1p5} \cdot l_{p5}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p5} \geq \frac{T_5}{t_{1p5} \cdot p_{DOV}} = \frac{40052,945}{3,8 \cdot 100} = 105,402 mm$$

⇒ Dle [9] volím 2x PERO 16e7 x 10 x 63.

**Návrh pera pod pastorkem čelního soukolí č. 2:**

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k3} = T_6 \cdot \frac{d_5}{2} \Rightarrow T_6 = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_5} = \frac{2 \cdot 1101456}{55} = 40052,945 N$$

Délka pera z podmínky ve střihu:

$$\tau_s = \frac{T_6}{b_{p6} \cdot l_{p6}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p6} \geq \frac{T_6}{b_{p6} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{40052,945}{16,85} = 29,451 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_6}{t_{1p6} \cdot l_{p6}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p6} \geq \frac{T_6}{t_{1p6} \cdot p_{DOV}} = \frac{40052,945}{3,8 \cdot 100} = 105,402 mm$$

⇒ Dle [9] volím PERO 16e7 x 10 x 110.

**Volba ložisek:**

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě E, kde působí větší radiální reakce než v místě F, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel 3 jen pro tuto větší reakci.

Dle [9] volím  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

$$F_{EE} = R_{EY} \cdot X + R_{EX} \cdot Y = 11998,003 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 11998,003 N$$

Životnost v otáčkách:

$$L_{NE} = \left( \frac{C_E}{F_{EE}} \right)^3$$

Životnost v hodinách:

$$L_{HE} = \frac{L_{NE} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n_3}{60}}$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost má tedy tvar:

$$C_E = \sqrt[3]{\frac{L_{HE} \cdot 3600 \cdot n_3}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{EE}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 125}{10^6 \cdot 60} \cdot 11998,003^3} = 63748,904N$$

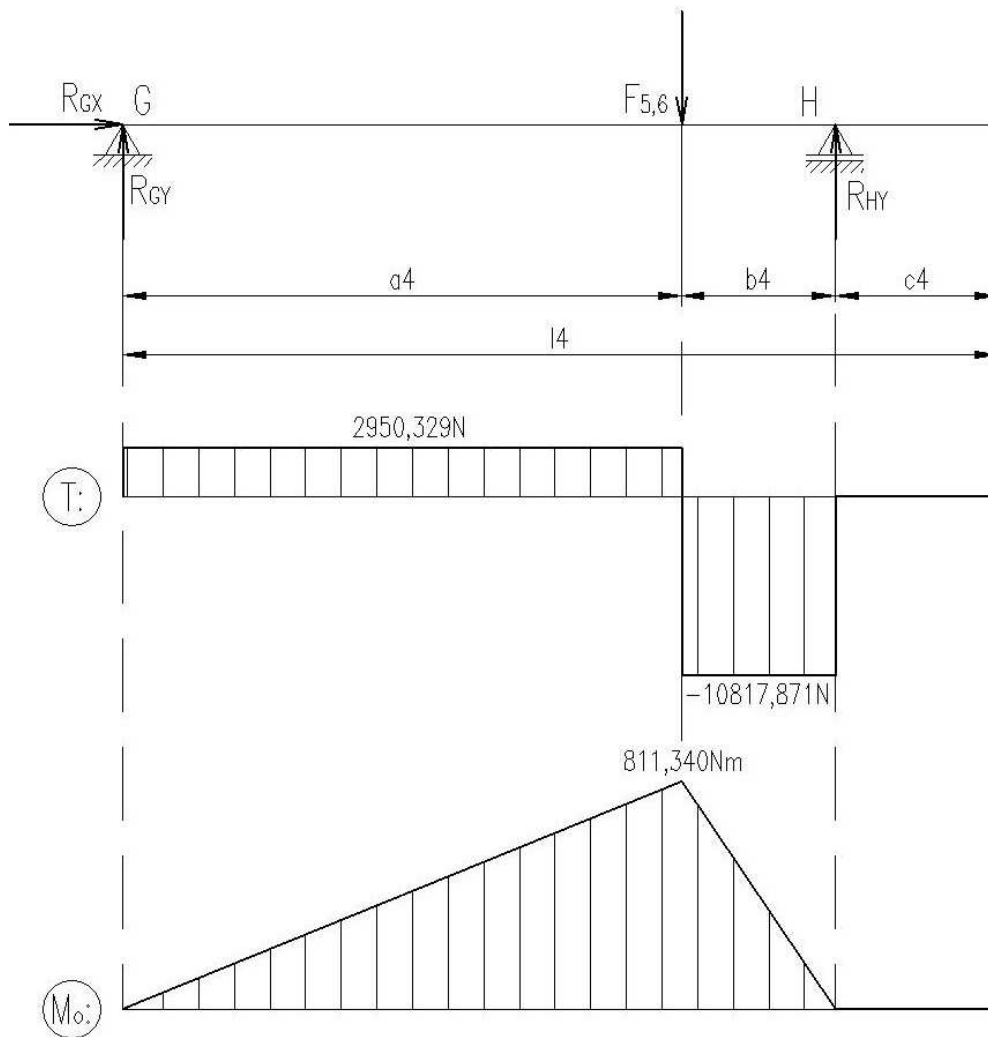
Volím dvě kuličková ložiska jednořadá rozměrové skupiny 04, která mají dynamickou únosnost  $C = 67000N$  :

$\Rightarrow$  Dle [9] volím 2x Ložisko 6410 ČSN 02 4630 ( $d_E = 50mm$ ,  $D_E = 130mm$ ,  $B_E = 31mm$ ).

## 7.9.4 Hřídel č. 4

Volím materiál 11 500 ( $\tau_{DK} = 300\text{MPa}$ ,  $\sigma_{DO} = 90\text{MPa}$ ).

Určení reakcí, posouvajících sil a ohybových momentů:



Obr. 46. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 4

Délkové rozměry hřídele:

$$a_4 = 275\text{mm}$$

$$c_4 = 80\text{mm}$$

$$b_4 = 75\text{mm}$$

$$l_4 = 430\text{mm}$$

Výpočet reakcí:

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

$$R_{GX} = 0$$

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

$$-R_{GY} + F_{5,6} - R_{HY} = 0$$

$$R_{GY} = F_{5,6} - R_{HY} = 13768,2 - 10717,871 = 2950,329N$$

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

$$-F_{5,6} \cdot a_4 + R_{HY} \cdot (a_4 + b_4) = 0$$

$$R_{HY} = \frac{F_{5,6} \cdot a_4}{a_4 + b_4} = \frac{13768,2 \cdot 275}{275 + 75} = 10817,871N$$

Průběh posouvajících sil v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_4$$

$$T_I(x_1) = R_{GY} = 2950,329N$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_4$$

$$T_{II}(x_2) = R_{GY} - F_{5,6} = 2950,329 - 13768,2 = -10817,871N$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_4$$

$$T_{III}(x_3) = R_{GY} - F_{5,6} + R_{HY} = 2950,329 - 13768,2 + 10817,871 = 0N$$

Průběh ohybového momentu v jednotlivých polích:

- o úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_4$$

$$M_I(x_1) = R_{GY} \cdot x_1$$

$$M_I(0) = 2950,329 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_I(0,275) = 2950,329 \cdot 0,275 = 811,340Nm$$

- o úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_4$$

$$M_{II}(x_2) = R_{GY} \cdot (a_4 + x_2) - F_{5,6} \cdot x_2$$

$$M_{II}(0) = 2950,329 \cdot (0,275 + 0) - 13768,2 \cdot 0 = 811,340Nm$$

$$M_{II}(0,075) = 2950,329 \cdot (0,275 + 0,075) - 13768,2 \cdot 0,075 = 0Nm$$

- o úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_4$$

$$M_{III}(x_3) = R_{GY} \cdot (a_4 + b_4 + x_3) - F_{5,6} \cdot (b_4 + x_3) + R_{HY} \cdot x_3$$

$$M_{III}(0) = 2950,329 \cdot (0,275 + 0,075 + 0) - 13768,2 \cdot (0,075 + 0) + 10817,871 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_{III}(0,08) = 2950,329 \cdot (0,275 + 0,075 + 0,08) - 13768,2 \cdot (0,075 + 0,08) + 10817,871 \cdot 0,08 = 0Nm$$

**Průměr hřídele pod kolem čelního soukolí č. 2:**

$$M_{OMAX4} = R_{GY} \cdot a_4 = 2950,329 \cdot 0,275 = 811,340Nm$$

$$M_{ORED4} = \sqrt{M_{OMAX4}^2 + 0,75(0,8 \cdot M_{k4})^2} = \sqrt{811,340^2 + 0,75(0,8 \cdot 2753,640)^2} = 2073,135Nm$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ORED4}}{W_o} = \frac{M_{ORED4}}{\frac{\pi \cdot d_6^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_6 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED4}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2073135}{\pi \cdot 90}} = 61,678mm$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $d_6 = 63mm$ .

**Návrh pera pod kolem čelního soukolí č. 2:**

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k4} = T_7 \cdot \frac{d_6}{2} \Rightarrow T_7 = \frac{2 \cdot M_{k4}}{d_6} = \frac{2 \cdot 2.2753640}{63} = 87417,143N$$

Délka pera z podmínky ve střihu:

$$\tau_s = \frac{T_7}{b_{p7} \cdot l_{p7}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p7} \geq \frac{T_7}{b_{p7} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{87417,143}{18.85} = 57,135mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_7}{t_{1p7} \cdot l_{p7}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p7} \geq \frac{T_7}{t_{1p7} \cdot p_{DOV}} = \frac{87417,143}{4,2 \cdot 100} = 171,034mm$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím 2x PERO 18e7 x 11 x 80.

**Volba ložisek:**

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě H, kde působí větší radiální reakce než v místě G, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel 4 jen pro tuto větší reakci.

Dle [9] volím  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

$$F_{EH} = R_{HY} \cdot X + R_{HX} \cdot Y = 10817,871 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 10817,871N$$

Životnost v otáčkách:

$$L_{NH} = \left( \frac{C_H}{F_{EH}} \right)^3$$

Životnost v hodinách:

$$L_{HH} = \frac{L_{NH} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n_4}{60}}$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost má tedy tvar:

$$C_H = \sqrt[3]{\frac{L_{HH} \cdot 3600 \cdot n_4}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{EE}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 50}{10^6 \cdot 60} \cdot 10817,871^3} = 42350,533N$$

Volím dvě kuličková ložiska jednořadá rozměrové skupiny 03, která mají dynamickou únosnost  $C = 47500N$ :

$\Rightarrow$  Dle [9] volím 2x Ložisko 6310 ČSN 02 4630 ( $d_H = 50mm$ ,  $D_H = 110mm$ ,  $B_H = 27mm$ ).



**Drážkovaný konec hřídele:**

$$\tau = \frac{M_{k4}}{W_K} = \frac{M_{k4}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{k2}^3} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_{k2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2753640}{\pi \cdot 300}} = 36,023 \text{ mm}$$

Konec hřídele volím drážkovaný z důvodu značného zatížení. Dle [9] volím  $i_{k2} = 8$ ,  
 $d_{k2} = 42 \text{ mm}$ ,  $D_{k2} = 48 \text{ mm}$ .

Tečná síla působící na drážku hřídele:

$$M_{k4} = T_8 \cdot \frac{d_{k2} + D_{k2}}{4} \Rightarrow T_8 = \frac{4 \cdot M_{k4}}{d_{k2} + D_{k2}} = \frac{4 \cdot 2753640}{42 + 48} = 122384 \text{ N}$$

Délka drážkování z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_8}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_{k2} - d_{k2}}{2} \cdot J_8} \leq p_{DOV} \Rightarrow$$

$$l_8 \geq \frac{T_8}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_{k2} - d_{k2}}{2} \cdot p_{DOV}} = \frac{122384}{0,75 \cdot 8 \cdot \frac{48 - 42}{2} \cdot 100} = 67,991 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } l_8 = 70 \text{ mm}$$

Konec hřídele bude mít tedy ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 42g7 x 48a11 x 8f7.

## 7.10 Skříň převodovky

Skříň převodovky volím z litiny 42 2420. Skříň ze šedé litiny tlumí hluk a vyplatí se i při malém počtu kusů.

Při návrhu skříňe z šedé litiny používáme tyto rozměry:

- o tloušťka stěny spodku skříňe:

$$s_1 = 0,025 \cdot a_w + 5 = 0,025 \cdot 280 + 5 = 12 \text{ mm}$$

- o tloušťka stěny víka:

$$s_2 = 0,02 \cdot a_w + 5 = 0,02 \cdot 280 + 5 = 10,6 \text{ mm} \doteq 11 \text{ mm}$$

- o tloušťka žeber na spodku skříňe:

$$c_{s1} = (0,9 + 1) \cdot s_1 = 0,95 \cdot 12 = 11,4 \text{ mm} \doteq 12 \text{ mm}$$

- tloušťka žeber na víku:

$$c_{s_2} = (0,9 \div 1) \cdot s_2 = 0,95 \cdot 10,6 = 10,07 \text{ mm} \doteq 11 \text{ mm}$$

- tloušťka příruby spodku skříně:

$$h = (1,5 \div 1,75) \cdot s_1 = 1,625 \cdot 12 = 19,5 \text{ mm} \doteq 20 \text{ mm}$$

- tloušťka příruby na víku:

$$h_1 = (1,5 \div 1,7) \cdot s_2 = 1,6 \cdot 10,6 = 16,96 \text{ mm} \doteq 17 \text{ mm}$$

- tloušťka spodku skříně:

$$t_1 = s_1 = 12 \text{ mm}$$

- tloušťka patky spodku skříně:

$$t = 1,5 \cdot s_1 = 1,5 \cdot 12 \text{ mm} = 18 \text{ mm}$$

- minimální vzdálenost mezi vrcholovou kružnicí kola a stěnou skříně:

$$v_2 = 2,5 \cdot s_1 = 2,5 \cdot 12 = 30 \text{ mm}$$

- minimální vzdálenost mezi vrcholovou kružnicí kola a dnem skříně:

$$v_3 = (4 \div 5) \cdot s_1 = 4,5 \cdot 12 = 54 \text{ mm}$$

- ponoření kola v olejové lázni:

$$v_1 = \frac{a_w}{25} + 30 = \frac{280}{25} + 30 = 41,2 \text{ mm}$$

- průměr děr pro šrouby pro základy:

$$d_s = (1,5 \div 2) \cdot s_1 = 1,75 \cdot 12 = 21 \text{ mm} \doteq 24 \text{ mm}$$

- průměr děr pro šrouby na přírubách u hřídelí:

$$d_{s_1} \geq 0,75 \cdot d_s = 0,75 \cdot 21 = 15,75 \text{ mm} \doteq 16 \text{ mm}$$

- průměr děr pro šrouby na přírubách:

$$d_{s_2} = 0,5 \cdot d_s = 0,5 \cdot 21 = 10,5 \text{ mm} \doteq 12 \text{ mm}$$

- o celkový počet základových šroubů:

$$n_s = \frac{E + F}{(200 \div 300)} = \frac{384 + 1124}{250} = 6,032 \Rightarrow \text{volím } n_s = 8$$

- o průměr závěsných šroubů

Hmotnost vyráběných součástí je cca 350 kg. Celková hmotnost převodovky určitě nepřesáhne hodnotu 600 kg pro kterou šrouby počítám.

$$\sigma = \frac{G}{i_s \cdot \frac{\pi \cdot d_{z\check{s}}^2}{4}} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow d_{z\check{s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{i_s \cdot \pi \cdot \sigma_{DOV}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 600 \cdot g}{2 \cdot \pi \cdot 130}} = 5,369 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $d_{z\check{s}} = 8 \text{ mm}$ .

Délka závitové části:

$$p = \frac{G}{\pi \cdot d_{z\check{s}} \cdot H_1 \cdot z_{z\check{s}}} \leq p_{DOV} \Rightarrow$$

$$z_{z\check{s}} = \frac{G}{\pi \cdot d_{z\check{s}2} \cdot H_1 \cdot p_{DOV}} = \frac{G}{\pi \cdot d_{z\check{s}2} \cdot \frac{d_{z\check{s}} - D_{z\check{s}1}}{2} \cdot p_{DOV}} = \frac{600 \cdot g}{\pi \cdot 7,188 \cdot \frac{8 - 6,647}{2} \cdot 50} = 7,706$$

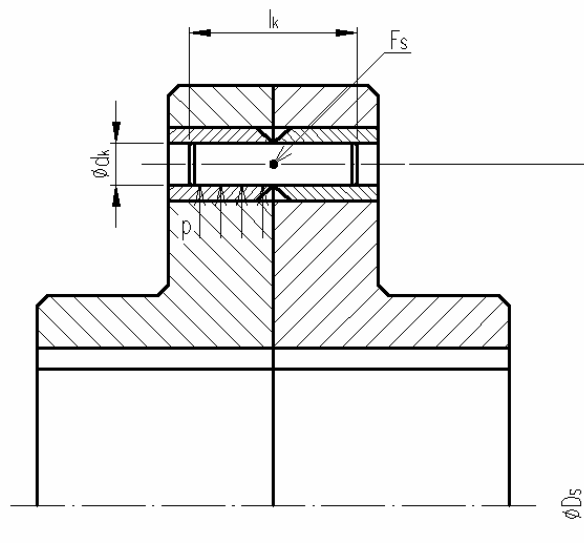
$$m_{z\check{s}} = z_{z\check{s}} \cdot P_{z\check{s}} = 7,706 \cdot 1,25 = 8,838 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím 2x ŠROUB M8 x 16 ČSN 02 1369.

## 8 VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY

Z důvodu velkého kroučícího momentu na výstupu z převodovky volím pojistnou spojku kolíkovou (Obr. 47), protože na spojky třecího typu (třecí spojka, lamelová spojka,...) by bylo potřeba vyvinout značnou přitlačnou sílu a spojka by tak měla velké rozměry.

Má-li spojka chránit hnané zařízení, musí dojít při dosažení pojistného kroučícího momentu k přerušení spojení mezi vstupem a výstupem – k přestřížení kolíku.



Obr. 47. Pojistná kolíková spojka

### Pojistný kroučící moment:

Pojistný kroučící moment volím o 10% větší než kroučící moment na výstupu z převodové skříně.

$$M_V = 1,1 \cdot M_{k4} = 1,1 \cdot 2753,640 = 3029,004 \text{ Nm}$$

### Střížná síla:

Volím roztečný průměr pro umístění kolíků  $D_S = 200 \text{ mm}$ .

$$M_V = F_S \cdot \frac{D_S}{2} \Rightarrow F_S = \frac{2 \cdot M_V}{D_S} = \frac{2 \cdot 3029,004}{200} = 30290,04 \text{ N}$$

### Průměr kolíků:

Volím 2 kolíky ( $i_k = 2$ ), materiál 11 110 ( $R_m \cong 450 \text{ MPa}$ ).

Při výpočtu nepoužíváme hodnotu dovoleného napětí ve stříhu  $\tau_{SDOV}$ , ale použijeme hodnotu napětí na mezi pevnosti  $\tau_{PS} \approx 0,8.R_m$ , protože chceme, aby byl kolík přestřížen při překročení pojistného kroutícího momentu.

$$\tau = \frac{F_S}{i_k \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} \leq \tau_{PS} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_S}{i_k \cdot \pi \cdot \tau_{PS}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30290,04}{2 \cdot \pi \cdot 360}} = 7,319 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  Dle [9] volím  $d_k = 8 \text{ mm}$  : KOLÍK 8 x 80 ISO 2338 – St.

**Přepočet nové polohy:**

$$F_S = \frac{i_k \cdot d_k^2 \cdot \pi \cdot \tau_{PS}}{4} = \frac{2 \cdot 8^2 \cdot \pi \cdot 360}{4} = 36191,147 \text{ N}$$

$$D_s = \frac{2 \cdot M_V}{F_S} = \frac{2 \cdot 3029004}{36191,147} = 167,389 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } D_s = 167,4 \text{ mm}$$

**Kontrola kolíku na otláčení:**

$$p = \frac{F_S}{d_k \cdot \frac{l_k}{2}} = \frac{36191,147}{8 \cdot \frac{80}{2}} = 113,097 \leq p_{DOV} (120 \text{ MPa})$$

## ZÁVĚR

Ve své práci jsem se zabýval návrhem konstrukce kuželočelní převodovky dle zadaných parametrů: výkon 10 kW a výstupní otáčky  $50 \text{ min}^{-1}$ .

Jako hnací jednotku jsem zvolil 4-pólový asynchronní motor od firmy Siemens s označením 1MA7 166-4BB, který dosahuje požadovaného výkonu.

První převod jsem navrhl jako řemenový z důvodu snadného dosažení určitých otáček na vstupu do převodovky. Dále jsem na základě výpočtů zvolil první soukolí kuželové a následující dvě soukolí jako čelní s přímými zuby. Všechny soukolí jsem zkontroloval dle platných ČSN norem. Pro tyto ozubené kola jsem nadimenzoval i hřídele.

Převodovou skříň jsem zkonstruoval jako dvoudílnou s dělicí rovinou ve výšce os hřídelí.

Jako pojistnou spojku jsem z důvodu velkého kroutícího momentu na výstupu z převodovky volil kolíkovou, kde dojde při překročení kroutícího momentu o 10% k porušení střížných kolíků.

V celém návrhu jsem respektoval ekonomický požadavek maximální využití normalizovaných součástí, které nám následně zjednoduší celou výrobu a montáž.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů III : Převody*. 2. upravené vydání. Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1987. 267 s.
- [2] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol.: *Části strojů*. 2. svazek. Praha : SNTL, 1990. 712 s.
- [3] HUŠKA, Z.: *Strojní součásti*. 1. vydání. Praha : SNTL, 1989. 152 s.
- [4] KOPÁČEK, J.: *Pohony a převody*. 1. vydání. Ostrava : VŠB v Ostravě, 1992. 171 s.
- [5] KRÍŽ, R. a kol.: *Stavba a provoz strojů II : Převody*. 1. vydání. Praha : SNTL, 1978. 176 s.
- [6] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů : Mechanické převody*. Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2003. 174 s.
- [7] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojního inženýra 2 : Převodové mechanismy*. 1. vydání. Praha : Computer Press, 2000. 198 s. ISBN 80-7226-202-5.
- [8] KLEPŠ, Z.: *Hřídelové spojky*. 1966. Praha : SNTL, 1966. 100 s.
- [9] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Praha : ALBRA, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [10] VOLEK, F.: *Základy konstruování a části strojů I*. 1. vydání. Zlín : Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. 168 s. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [11] *Elprim-tech s.r.o.* [online]. 2008 [cit. 2011-01-18]. Katalog K03 - 0202 CZ. Dostupné z WWW: <<http://www.elprim.cz/katalogy/1MA7.pdf>>.

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

A	Osová vzdálenost řemenic	mm
$a_w$	Největší osová vzdálenost	mm
$b_{1,2}$	Šířka ozubení kuželového soukolí	mm
$b_{3,4}$	Šířka ozubení čelního soukolí č. 1	mm
$b_{5,6}$	Šířka ozubení čelního soukolí č. 2	mm
$B_A$	Šířka ložiska v místě A	mm
$B_D$	Šířka ložiska v místě D	mm
$B_E$	Šířka ložiska v místě E	mm
$B_H$	Šířka ložiska v místě H	mm
$b_{p1}$	Šířka pera pod velkou řemenicí	mm
$b_{p2}$	Šířka pera pod pastorkem kuželového soukolí	mm
$b_{p3}$	Šířka pera pod kolem kuželového soukolí	mm
$b_{p4}$	Šířka pera pod pastorkem čelního soukolí č. 1	mm
$b_{p5}$	Šířka pera pod kolem čelního soukolí č. 1	mm
$b_{p6}$	Šířka pera pod pastorkem čelního soukolí č. 2	mm
$b_{p7}$	Šířka pera pod kolem čelního soukolí č. 2	mm
c	Součinitel materiálu	MPa
$c_1$	Součinitel úhlu opásání	-
$c_2$	Součinitel provozního zatížení	-
$c_3$	Součinitel délky klínového řemene	-
$C_A$	Dynamická únosnost ložiska v místě A	N
$C_D$	Dynamická únosnost ložiska v místě D	N
$c_{d1}$	Srovnávací hodnota pro otláčení pastorku kuželového soukolí	MPa
$c_{d2}$	Srovnávací hodnota pro otláčení kola kuželového soukolí	MPa



$c_{d3}$	Srovnávací hodnota pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 1	MPa
$c_{d4}$	Srovnávací hodnota pro otláčení kola čelního soukolí č. 1	MPa
$c_{d5}$	Srovnávací hodnota pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 2	MPa
$c_{d6}$	Srovnávací hodnota pro otláčení kola čelního soukolí č. 2	MPa
$C_E$	Dynamická únosnost ložiska v místě E	N
$C_H$	Dynamická únosnost ložiska v místě H	N
$c_{o2}$	Srovnávací hodnota pro ohyb pastorku kuželového soukolí	MPa
$c_{o2}$	Srovnávací hodnota pro ohyb kola kuželového soukolí	MPa
$c_{o3}$	Srovnávací hodnota pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 1	MPa
$c_{o4}$	Srovnávací hodnota pro ohyb kola čelního soukolí č. 1	MPa
$c_{o5}$	Srovnávací hodnota pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 2	MPa
$c_{o6}$	Srovnávací hodnota pro ohyb kola čelního soukolí č. 2	MPa
$c_{S1}$	Tloušťka žeber na spodku skříně	mm
$c_{S2}$	Tloušťka žeber na víku	mm
$D_1$	Průměr roztečné kružnice pastorku kuželového soukolí	mm
$d_1$	Průměr pod pastorkem kuželového soukolí	mm
$D_2$	Průměr roztečné kružnice kola kuželového soukolí	mm
$d_2$	Průměr hřídele pod kolem kuželového soukolí	mm
$D_3$	Průměr roztečné kružnice pastorku čelního soukolí č. 1	mm
$d_3$	Průměr hřídele pod pastorkem čelního soukolí č. 1	mm
$D_4$	Průměr roztečné kružnice kola čelního soukolí č. 1	mm
$d_4$	Průměr hřídele pod kolem čelního soukolí č. 1	mm
$D_5$	Průměr roztečné kružnice pastorku čelního soukolí č. 2	mm
$d_5$	Průměr hřídele pod pastorkem čelního soukolí č. 2	mm
$D_6$	Průměr roztečné kružnice kola čelního soukolí č. 2	mm

$d_6$	Průměr hřídele pod kolem čelního soukolí č. 2	mm
$d_A$	Malý průměr ložiska v místě A	mm
$D_A$	Velký průměr ložiska v místě A	mm
$D_{a1}$	Průměr hlavové kružnice pastorku kuželového soukolí	mm
$D_{a2}$	Průměr hlavové kružnice kola kuželového soukolí	mm
$D_{a3}$	Průměr hlavové kružnice pastorku čelního soukolí č. 1	mm
$D_{a4}$	Průměr hlavové kružnice kola čelního soukolí č. 1	mm
$D_{a5}$	Průměr hlavové kružnice pastorku čelního soukolí č. 2	mm
$D_{a6}$	Průměr hlavové kružnice kola čelního soukolí č. 2	mm
$d_D$	Malý průměr ložiska v místě D	mm
$D_D$	Velký průměr ložiska v místě D	mm
$d_E$	Malý průměr ložiska v místě E	mm
$D_E$	Velký průměr ložiska v místě E	mm
$D_{f1}$	Průměr patní kružnice pastorku kuželového soukolí	mm
$D_{f2}$	Průměr patní kružnice kola kuželového soukolí	mm
$D_{f3}$	Průměr patní kružnice pastorku čelního soukolí č. 1	mm
$D_{f4}$	Průměr patní kružnice kola čelního soukolí č. 1	mm
$D_{f5}$	Průměr patní kružnice pastorku čelního soukolí č. 2	mm
$D_{f6}$	Průměr patní kružnice kola čelního soukolí č. 2	mm
$d_H$	Malý průměr ložiska v místě H	mm
$D_H$	Velký průměr ložiska v místě H	mm
$D_k$	Průměr kolíku	mm
$d_{k1}$	Průměr konce hřídele č. 1	mm
$d_{k2}$	Malý průměr drážkované hřídele	mm
$D_{k2}$	Velký průměr drážkované hřídele	mm

$d_p$	Malý průměr řemenice	mm
$D_p$	Velký průměr řemenice	mm
$d_s$	Průměr děr pro šrouby pro základy	mm
$D_s$	Roztečný průměr pro umístění kolíků	mm
$d_{s1}$	Průměr děr pro šrouby na přírubách u hřídelí	mm
$d_{s2}$	Průměr děr pro šrouby na přírubách	mm
$d_{zš}$	Průměr závěsného šroubu	mm
$D_{zš1}$	Malý průměr závitu díry pro závěsný šroub	mm
$d_{zš2}$	Střední průměr závěsného šroubu	mm
$E$	Šířka převodové skříně	mm
$F$	Obvodová síla	N
$F$	Délka převodové skříně	mm
$f_0$	Ohybová frekvence	$s^{-1}$
$F_{1,2}$	Obvodová síla na kuželovém soukolí	N
$F_{3,4}$	Obvodová síla na čelním soukolí č. 1	N
$F_{5,6}$	Obvodová síla na čelním soukolí č. 2	N
$F_{a1}$	Axiální síla na pastorku kuželového soukolí	N
$F_{a2}$	Axiální síla na kole kuželového soukolí	N
$F_{D1,2}$	Dovolené zatížení kuželového soukolí	N
$F_{D3,4}$	Dovolené zatížení čelního soukolí č. 1	N
$F_{D5,6}$	Dovolené zatížení čelního soukolí č. 2	N
$F_{EA}$	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě A	N
$F_{ED}$	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě D	N
$F_{EE}$	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě E	N
$F_{EH}$	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě H	N

$F_{r1}$	Radiální síla na pastorku kuželového soukolí	N
$F_{r2}$	Radiální síla na kole kuželového soukolí	N
$F_S$	Střižná síla	N
$F_u$	Pracovní předpětí řemene	N
$G$	Tíhová síla	N
$g$	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$h$	Tloušťka příruby spodku skříně	mm
$h_1$	Tloušťka příruby na víku	mm
$h_{a1,2}$	Výška hlavy zubu kuželového soukolí	mm
$h_{a3,4}$	Výška hlavy zubu čelního soukolí č. 1	mm
$h_{a5,6}$	Výška hlavy zubu čelního soukolí č. 2	mm
$h_{f1,2}$	Výška paty zubu kuželového soukolí	mm
$h_{f3,4}$	Výška paty zubu čelního soukolí č. 1	mm
$h_{f5,6}$	Výška paty zubu čelního soukolí č. 2	mm
$i_{0,1}$	Převodový poměr řemenového převodu	-
$i_{1,2}$	Převodový poměr kuželového soukolí	-
$i_{1,4}$	Převodový poměr v převodovce	-
$i_{2,3}$	Převodový poměr čelního soukolí č. 1	-
$i_{3,4}$	Převodový poměr čelního soukolí č. 2	-
$i_k$	Počet kolíků	-
$i_{k2}$	Počet drážek na drážkované hřídeli	-
$i_{\check{s}}$	Počet závěsných šroubů	-
$l_8$	Délka drážkování na drážkované hřídeli	mm
$L_H$	Životnost ložiska	hod
$L_{HA}$	Životnost ložiska v místě A	hod

$L_{HD}$	Životnost ložiska v místě D	hod
$L_{HE}$	Životnost ložiska v místě E	hod
$L_{HH}$	Životnost ložiska v místě H	hod
$l_k$	Délka kolíku	mm
$L_{NA}$	Životnost ložiska v místě A	$10^6 \text{ min}^{-1}$
$L_{ND}$	Životnost ložiska v místě D	$10^6 \text{ min}^{-1}$
$L_{NE}$	Životnost ložiska v místě E	$10^6 \text{ min}^{-1}$
$L_{NH}$	Životnost ložiska v místě H	$10^6 \text{ min}^{-1}$
$L_p$	Délka klínového řemence	mm
$l_{p1}$	Délka pera pod velkou řemenicí	mm
$l_{p2}$	Délka pera pod pastorkem kuželového soukolí	mm
$l_{p3}$	Délka pera pod kolem kuželového soukolí	mm
$l_{p4}$	Délka pera pod pastorkem čelního soukolí č. 1	mm
$l_{p5}$	Délka pera pod kolem čelního soukolí č. 1	mm
$l_{p6}$	Délka pera pod pastorkem čelního soukolí č. 2	mm
$l_{p7}$	Délka pera pod kolem čelního soukolí č. 2	mm
$m_{1,2}$	Modul kuželového soukolí	mm
$m_{3,4}$	Modul čelního soukolí č. 1	mm
$m_{5,6}$	Modul čelního soukolí č. 2	mm
$M_I$	Ohybový moment v poli I	Nm
$M_{II}$	Ohybový moment v poli II	Nm
$M_{III}$	Ohybový moment v poli III	Nm
$M_{IV}$	Ohybový moment v poli IV	Nm
$M_{k0}$	Kroutící moment motoru	Nm
$M_{k1}$	Kroutící moment na hřídeli č. 1	Nm

$M_{k2}$	Kroutící moment na hřídeli č. 2	Nm
$M_{k3}$	Kroutící moment na hřídeli č. 3	Nm
$M_{k4}$	Kroutící moment na hřídeli č. 4	Nm
$M_{OMAX1}$	Maximální ohybový moment na hřídeli č. 1	Nm
$M_{OMAX2}$	Maximální ohybový moment na hřídeli č. 2	Nm
$M_{OMAX3}$	Maximální ohybový moment na hřídeli č. 3	Nm
$M_{OMAX4}$	Maximální ohybový moment na hřídeli č. 4	Nm
$M_{ORED1}$	Redukovaný moment na hřídeli č. 1	Nm
$M_{ORED2}$	Redukovaný moment na hřídeli č. 2	Nm
$M_{ORED3}$	Redukovaný moment na hřídeli č. 3	Nm
$M_{ORED4}$	Redukovaný moment na hřídeli č. 4	Nm
$M_V$	Pojistný kroutící moment	Nm
$m_{ZŠ}$	Délka závitu na závěsném šroubu	mm
$n$	Výstupní otáčky	$\text{min}^{-1}$
$n_0$	Otáčky motoru	$\text{min}^{-1}$
$n_1$	Otáčky na hřídeli č. 1	$\text{min}^{-1}$
$n_2$	Otáčky na hřídeli č. 2	$\text{min}^{-1}$
$n_3$	Otáčky na hřídeli č. 3	$\text{min}^{-1}$
$n_4$	Otáčky na hřídeli č. 4	$\text{min}^{-1}$
$n_S$	Počet základových šroubů	-
$P$	Výkon	W
$p$	Měrný tlak	MPa
$p_{DOV}$	Dovolený měrný tlak	MPa
$P_{ef}$	Skutečný výkon elektromotoru	W
$P_j$	Jmenovitý výkon	W

$P_P$	Jmenovitý výkon	W
$P_{Zš}$	Rozteč závitu na závěsném šroubu	mm
$R_{AX}$	Axiální reakce v místě A	N
$R_{AY}$	Radiální reakce v místě A	N
$R_{BY}$	Radiální reakce v místě B	N
$R_{CX}$	Axiální reakce v místě C	N
$R_{CY}$	Radiální reakce v místě C	N
$r_{d1}$	Rychlostní součinitel pro otažení pastorku kuželového soukolí	-
$r_{d2}$	Rychlostní součinitel pro otažení kola kuželového soukolí	-
$r_{d3}$	Rychlostní součinitel pro otažení pastorku čelního soukolí č. 1	-
$r_{d4}$	Rychlostní součinitel pro otažení kola čelního soukolí č. 1	-
$r_{d5}$	Rychlostní součinitel pro otažení pastorku čelního soukolí č. 2	-
$r_{d6}$	Rychlostní součinitel pro otažení kola čelního soukolí č. 2	-
$R_{DY}$	Radiální reakce v místě D	N
$R_{EX}$	Axiální reakce v místě E	N
$R_{EY}$	Radiální reakce v místě E	N
$R_{FY}$	Radiální reakce v místě F	N
$R_{GX}$	Axiální reakce v místě G	N
$R_{GY}$	Radiální reakce v místě G	N
$R_{HY}$	Radiální reakce v místě H	N
$R_m$	Pevnost v tahu	MPa
$r_{o1}$	Rychlostní součinitel pro ohyb pastorku kuželového soukolí	-
$r_{o2}$	Rychlostní součinitel pro ohyb kola kuželového soukolí	-
$r_{o3}$	Rychlostní součinitel pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 1	-
$r_{o4}$	Rychlostní součinitel pro ohyb kola čelního soukolí č. 1	-

$r_{o5}$	Rychlostní součinitel pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 2	-
$r_{o6}$	Rychlostní součinitel pro ohyb kola čelního soukolí č. 2	-
$s_1$	Tloušťka stěny spodku skříně	mm
$s_2$	Tloušťka stěny víka	mm
$s_{3,4}$	Tloušťka zubu čelního soukolí č. 1	mm
$s_{5,6}$	Tloušťka zubu čelního soukolí č. 2	mm
$s_{u3,4}$	Tloušťka zubové mezery čelního soukolí č. 1	mm
$s_{u5,6}$	Tloušťka zubové mezery čelního soukolí č. 2	mm
$t$	Tloušťka patky spodku skříně	mm
$T_1$	Tečná síla působící na pero pod velkou řemenicí	N
$t_1$	Tloušťka spodku skříně	mm
$t_{1,2}$	Rozteč kuželového soukolí	mm
$t_{1p1}$	Hloubka drážky v náboji pro pero pod velkou řemenicí	mm
$t_{1p2}$	Hloubka drážky v náboji pro pero pod pastorkem kuželového soukolí	mm
$t_{1p3}$	Hloubka drážky v náboji pro pero pod kolem kuželového soukolí	mm
$t_{1p4}$	Hloubka drážky pro pero pod pastorkem čelního soukolí č. 1	mm
$t_{1p5}$	Hloubka drážky v náboji pro pero pod kolem čelního soukolí č. 1	mm
$t_{1p6}$	Hloubka drážky v náboji pro pero pod pastorkem čelního soukolí č. 2	mm
$t_{1p7}$	Hloubka drážky v náboji pro pero pod kolem čelního soukolí č. 2	mm
$T_2$	Tečná síla působící na pero pod pastorkem kuželového soukolí	N
$T_3$	Tečná síla působící na pero pod kolem kuželového soukolí	N
$t_{3,4}$	Rozteč čelního soukolí č. 1	mm
$T_4$	Tečná síla působící na pero pod pastorkem čelního soukolí č. 1	N
$T_5$	Tečná síla působící na pero pod kolem čelního soukolí č. 1	N
$t_{5,6}$	Rozteč čelního soukolí č. 2	mm



$T_6$	Tečná síla působící na pero pod pastorkem čelního soukolí č. 2	N
$T_7$	Tečná síla působící na pero pod kolem čelního soukolí č. 2	N
$T_8$	Tečná síla působící na drážkovanou hřídel	N
$T_I$	Posouvající síla v poli I	N
$T_{II}$	Posouvající síla v poli II	N
$T_{III}$	Posouvající síla v poli III	N
$T_{IV}$	Posouvající síla v poli IV	N
$v$	Obvodová rychlost	$m.s^{-1}$
$v_1$	Ponoření kola v olejové lázni	mm
$v_2$	Minimální vzdálenost mezi vrcholovou kružnicí kola a stěnou skříně	mm
$v_3$	Minimální vzdálenost mezi vrcholovou kružnicí kola a dnem skříně	mm
$W_K$	Průřezový modul v krutu	$mm^3$
$W_O$	Průřezový modul v ohybu	$mm^3$
$x$	Mezní seřízení osové vzdálenosti	mm
$y$	Mezní seřízení osové vzdálenosti	mm
$y_{d1}$	Tvarový součinitel pro otláčení pastorku kuželového soukolí	-
$y_{d2}$	Tvarový součinitel pro otláčení kola kuželového soukolí	-
$y_{d3}$	Tvarový součinitel pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 1	-
$y_{d4}$	Tvarový součinitel pro otláčení kola čelního soukolí č. 1	-
$y_{d5}$	Tvarový součinitel pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 2	-
$y_{d6}$	Tvarový součinitel pro otláčení kola čelního soukolí č. 2	-
$y_{o1}$	Tvarový součinitel pro ohyb pastorku kuželového soukolí	-
$y_{o2}$	Tvarový součinitel pro ohyb kola kuželového soukolí	-
$y_{o3}$	Tvarový součinitel pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 1	-
$y_{o4}$	Tvarový součinitel pro ohyb kola čelního soukolí č. 1	-

$y_{05}$	Tvarový součinitel pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 2	-
$y_{06}$	Tvarový součinitel pro ohyb kola čelního soukolí č. 2	-
$z$	Počet řemenů	-
$z_1$	Počet zubů pastorku kuželového soukolí	-
$z_2$	Počet zubů kola kuželového soukolí	-
$z_3$	Počet zubů pastorku čelního soukolí č. 1	-
$z_4$	Počet zubů kola čelního soukolí č. 1	-
$z_5$	Počet zubů pastorku čelního soukolí č. 2	-
$z_6$	Počet zubů kola čelního soukolí č. 2	-
$z_{zš}$	počet závitů na závěsném šroubu	-
$\beta$	Úhel opásání malé řemenice	°
$\delta_1$	Úhel roztečného kužele kola kuželového soukolí	°
$\delta_2$	Úhel roztečného kužele pastorku kuželového soukolí	°
$\eta_E$	Účinnost elektromotoru	-
$\sigma_{Dd1}$	Základní dovolené napětí pro otláčení pastorku kuželového soukolí	MPa
$\sigma_{Dd2}$	Základní dovolené napětí pro otláčení kola kuželového soukolí	MPa
$\sigma_{Dd3}$	Základní dovolené napětí pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 1	MPa
$\sigma_{Dd4}$	Základní dovolené napětí pro otláčení kola čelního soukolí č. 1	MPa
$\sigma_{Dd5}$	Základní dovolené napětí pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 2	MPa
$\sigma_{Dd6}$	Základní dovolené napětí pro otláčení kola čelního soukolí č. 2	MPa
$\sigma_{DO}$	Dovolené napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{Do1}$	Základní dovolené napětí pro ohyb pastorku kuželového soukolí	MPa
$\sigma_{Do2}$	Základní dovolené napětí pro ohyb kola kuželového soukolí	MPa
$\sigma_{Do3}$	Základní dovolené napětí pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 1	MPa
$\sigma_{Do4}$	Základní dovolené napětí pro ohyb kola čelního soukolí č. 1	MPa

---

$\sigma_{D05}$	Základní dovolené napětí pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 2	MPa
$\sigma_{D06}$	Základní dovolené napětí pro ohyb kola čelního soukolí č. 2	MPa
$\sigma_O$	Napětí v ohybu	MPa
$\tau$	Napětí v krutu	MPa
$\tau_{DK}$	Dovolené napětí v krutu	MPa
$\tau_{PS}$	Mez pevnosti ve stříhu	MPa
$\tau_S$	Napětí ve stříhu	MPa
$\tau_{SDOV}$	Dovolené napětí ve stříhu	MPa
$\psi$	Součinitel přesnosti ozubení	-

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1. Zařazení převodu v soustrojí .....	13
Obr. 2. Rozdělení převodů .....	14
Obr. 3. Převody s přímým přenosem .....	15
Obr. 4. Převody ohebným členem přenosu .....	15
Obr. 5. Složený převod .....	17
Obr. 6. Silové poměry v převodech – a) převod řemeny; b) převod ozubenými koly .....	18
Obr. 7. Jednoduchý převod – a) řemenový, b) ozubenými koly .....	19
Obr. 8. Rozdělení ozubených převodů .....	23
Obr. 9. Obvodové rychlosti soukolí a jejich složky .....	25
Obr. 10. Boční křivka zubu .....	26
Obr. 11. Tvary bočních křivek zubů .....	27
Obr. 12. Základní rozměry ozubeného kola .....	27
Obr. 13. Základní profil evolventního ozubení .....	29
Obr. 14. Podřezaný zub .....	31
Obr. 15. Poměry u mezního kola .....	32
Obr. 16. Čelní soukolí se šikmými zuby .....	33
Obr. 17. Kuželové kolo .....	36
Obr. 18. Rozstříkovací mazání .....	41
Obr. 19. Oběhové mazání .....	41
Obr. 20. Trubková spojka .....	45
Obr. 21. Kotoučová spojka .....	45
Obr. 22. Přírubová spojka .....	46
Obr. 23. Korytková spojka .....	46
Obr. 24. Dilatační spojky pro přenos malých kroutcích momentů .....	47
Obr. 25. Zubová spojka – a) bez středící vložky; b) se středícím kroužkem .....	48
Obr. 26. Křížová spojka .....	48
Obr. 27. Kloubová spojka s křížovým unášečem .....	49
Obr. 28. Průběh momentu na hnací a hnané hřídeli u pružné spojky .....	50
Obr. 29. Čepová spojka .....	51
Obr. 30. Spojka s pryžovou obručí .....	52
Obr. 31. Pružná spojka se šroubovitými pružinami .....	52

---

Obr. 32. Spojka s plochou pružinou .....	53
Obr. 33. Zubová výsuvná spojka s vnějším, popř. vnitřním ozubením .....	54
Obr. 34. Schéma třecích spojek s třením na ploše čelní, válcové a kuželové.....	55
Obr. 35. Třecí spojka s jednou třecí plochou .....	55
Obr. 36. Lamelová spojka .....	56
Obr. 37. Pojistná spojka zubová .....	56
Obr. 38. Pojistná spojka kuličková .....	57
Obr. 39. Jednoduchá třecí pojistná spojka .....	57
Obr. 40. Kolíková spojka .....	58
Obr. 41. Rozběhová spojka.....	59
Obr. 42. Schéma hnací jednotky .....	61
Obr. 43. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 1.....	79
Obr. 44. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 2.....	83
Obr. 45. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 3.....	88
Obr. 46. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 4.....	93
Obr. 47. Pojistná kolíková spojka.....	100

**SEZNAM TABULEK**

Tab. 1. Normalizované hodnoty modulů ozubení [mm].....	28
Tab. 2. Druhy kol a jejich rozměry .....	30
Tab. 3. Druhy soukolí .....	31
Tab. 4. Rozdělení kuželových soukolí podle vzájemné polohy os .....	35
Tab. 5. Rozdělení kuželových soukolí podle tvaru boční křivky.....	36

## SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresová dokumentace:

BC – A0 – 000	Sestava převodovky
BC – A0 – 001	Spodní část převodové skříně
BC – A0 – 002	Horní část převodové skříně
BC – A3 – 003	Pastorek kuželového soukolí
BC – A3 – 004	Kolo kuželového soukolí
BC – A3 – 005	Pastorek čelního soukolí č. 1
BC – A3 – 006	Kolo čelního soukolí č. 1
BC – A3 – 007	Pastorek čelního soukolí č. 2
BC – A3 – 008	Kolo čelního soukolí č. 2
BC – A3 – 009	Hřídel č. 1
BC – A3 – 010	Hřídel č. 2
BC – A3 – 011	Hřídel č. 3
BC – A3 – 012	Hřídel č. 4
BC – A4 – 013	Víčko č. 1
BC – A4 – 014	Víčko č. 2
BC – A4 – 015	Víčko č. 3
BC – A4 – 016	Víčko č. 4
BC – A4 – 017	Víčko č. 5
BC – A4 – 018	Víčko č. 6
BC – A4 – 019	Víčko č. 7
BC – A4 – 020	Distanční kroužek č. 1
BC – A4 – 021	Distanční kroužek č. 2
BC – A4 – 022	Distanční kroužek č. 3

BC – A4 – 023	Distanční kroužek č. 4
BC – A4 – 024	Distanční kroužek č. 5
BC – A4 – 025	Distanční kroužek č. 6
BC – A4 – 026	Zátka