



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh pohonu dvouhřídelové drtičky
odpadu**

**Design of transmission system for twin shaft
shredder**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Milan Radechovský

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Křička, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Radechovský** Jméno: **Milan** Osobní číslo: **437250**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh pohonu dvouhřídelové drtičky odpadu

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Transmission System for Twin Shaft Shredder

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení pohonu dvouhřídelové drtičky odpadu. Součástí práce bude rešerše možných konstrukčních řešení.

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše konstrukčních řešení drtiček odpadu a jejich pohonu.
2. Konstrukční návrh pohonu drtičky odpadu.
3. Návrhové a kontrolní výpočty nejdůležitějších komponentů pohonu.
4. Vytvoření 3D modelu navrženého řešení.

Rozsah grafické části:

1. 3D model navrženého řešení.
2. 2D dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jaroslav Kříčka Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **27.03.2017** Termín odevzdání bakalářské práce: **09.06.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu dvouhřídelové drtičky odpadu“ vypracoval samostatně pod taktovkou Ing. Jaroslava Kříčky, Ph.D., s použitím literatury, která je uvedena na konci mé bakalářské práce.

.....

podpis

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomohli při zpracování této bakalářské práce, především panu Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D. za jeho cenné rady.

Anotační list

Jméno autora:	Milan Radechovský
Název BP:	Návrh pohonu dvouhřídelové drtičky odpadu
Anglický název:	Design of transmission system for twin shaft shredder
Rok:	2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a části strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jaroslav Křička, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran: 44 počet obrázků: 27 počet tabulek: 12 počet příloh: 8
Klíčová slova:	dvouhřídelové drtička, návrh pohonu, konstrukce, koncepce
Keywords:	Design, twin shaft shredder, transmission, concept

Anotace:

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh pohonu pro dvouhřídelovou drtičku odpadů. Součástí budou návrhové a kontrolní výpočty vybraných částí, včetně vybrané 2D, 3D dokumentace.

Abstract:

This Bachelor's thesis is focused on design of gearbox system for twin shaft shredder. Including chosen calculation and 2D, 3D documentation.

Obsah

Úvod.....	1
TEORETICKÁ ČÁST.....	2
1. Nízkootáčkové drtičky	3
1.1. Základní konstrukce drtiček	3
1.1.1. Typ I.....	5
1.1.2. Typ II.....	5
1.1.3. Typ III.....	6
2. Převodové mechanismy pro drtičky.....	7
2.1. Obyčejné převodové mechanismy	8
2.2. Planetové převodovky	9
PRAKTICKÁ ČÁST	10
3. Návrhové výpočty – počáteční parametry	11
3.1. Návrh elektromotoru	11
3.2. Návrh převodových poměrů.....	12
3.3. Výpočet krouticích momentů a předběžných průměrů hřídelů	13
3.4. Návrh modulů	14
3.4.1. Návrh modulu pro soukolí 1,2.....	14
3.4.2. Návrh modulu pro soukolí 3,4.....	15
3.5. Návrh základních rozměrů soukolí	15
3.5.1. Návrh osových vzdáleností a jejich korekce	15
3.5.2. Rozměry soukolí 1,2.....	17
3.5.3. Rozměry soukolí 3,4.....	18
3.5.4. Koncepční návrh	19
4. Kontrolní a pevnostní výpočty	20
4.1. Kontrola ozubení.....	20
4.2. Silové poměry	21
4.2.1. Silové poměry hřídel I	23
4.2.2. Silové poměry pro hřídel II	24
4.2.3. Silové poměry pro hřídel III.....	25
4.2.4. Přehled reakcí	27
4.3. Výpočet ložisek	27
4.3.1. Výpočet ložisek na hřídeli III	28
4.3.2. Výpočet ložisek na hřídeli II	29
4.3.3. Výpočet ložisek na hřídeli I	31
4.4. Pevnostní kontrola hřídele III	32
4.4.1. Kontrola průhybu, natočení, zkroucení	33
4.4.2. Pevnostní kontrola pera na hřídeli III	37
5. Návrh hřídelových spojek	38
6. Závěr	39
7. Literatura.....	40
Seznam použitých zkratk	41
Seznam použitých obrázků	43
Seznam použitých tabulek	43
SEZNAM POUŽITÝCH PŘÍLOH	44

ÚVOD

S rostoucím nárokem na ekologickou politiku podniků se drtičky odpadu staly nezbytnou součástí jakéhokoliv odvětví průmyslu s velkým a objemným odpadem. Hlavním cílem drtičky je zmenšit objem odpadu a udělat ho více skladným. Prioritním kritériem při výběru drtičky je druh drceného odpadu, konkrétně jeho schopnost odolávat vnikání cizích těles. Další kritérium je požadovaný výkon, který vychází z druhu a objemu materiálu. V neposlední řadě je důležitá i šířka drceného segmentu dle požadavků na výstupní strukturu materiálu.

Teoretická část této práce je věnována různým konstrukčním návrhům dvouhřídelových drtiček včetně jejich pohonu. V praktické části se navrhne konstrukční řešení pohonu, včetně volby elektromotoru a základního návrhu převodového mechanismu. Dále budou provedeny vybrané návrhové a kontrolní výpočty převodovky s vybranou technickou dokumentací převodovky a drtičky.



TEORETICKÁ ČÁST

1. Nízkootáčkové drtičky

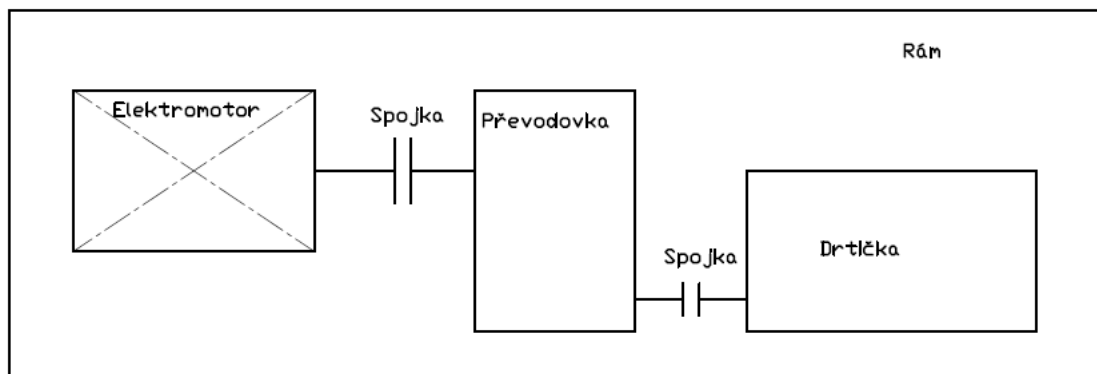
Základním úkonem drtičky je zmenšit objem odpadu kvůli skladování nebo možné další recyklaci. Dle rozdílné pevnosti a pružnosti materiálů je třeba volit druh drtičky a drticích segmentů. Pružné materiály není jednoduché dělit, a proto při drcení těchto materiálů vznikají tenké a dlouhé segmenty, které je vhodné dále stříhat. Opakem jsou pevné a tvrdé materiály, které lze jednoduše drtit na malé kousky dle šířky drticích segmentů. [1]

Drtivost je schopnost drtičky narušit strukturu drceného materiálu a vytvoření optimálního toku drcení. Tato vlastnost je funkcí velikosti a tvaru drticího segmentu či nože, ale také hmotnosti a struktury drceného materiálu. Například lehké materiály z plastu mají tendenci v drtičce takzvaně plavat nebo „skákat“. V takovém případě je potřeba zvolit vhodnější konstrukci, nebo pomocný přitlačný mechanismus. [1]

Nejdůležitější kritéria jsou druh a velikost drceného materiálu, požadovaná šířka segmentu, drtivost. Z toho tedy plyne konstrukce nožů a drticích segmentů. Z těchto vlastností plynou základní rozměry a výkon drtičky. [1]

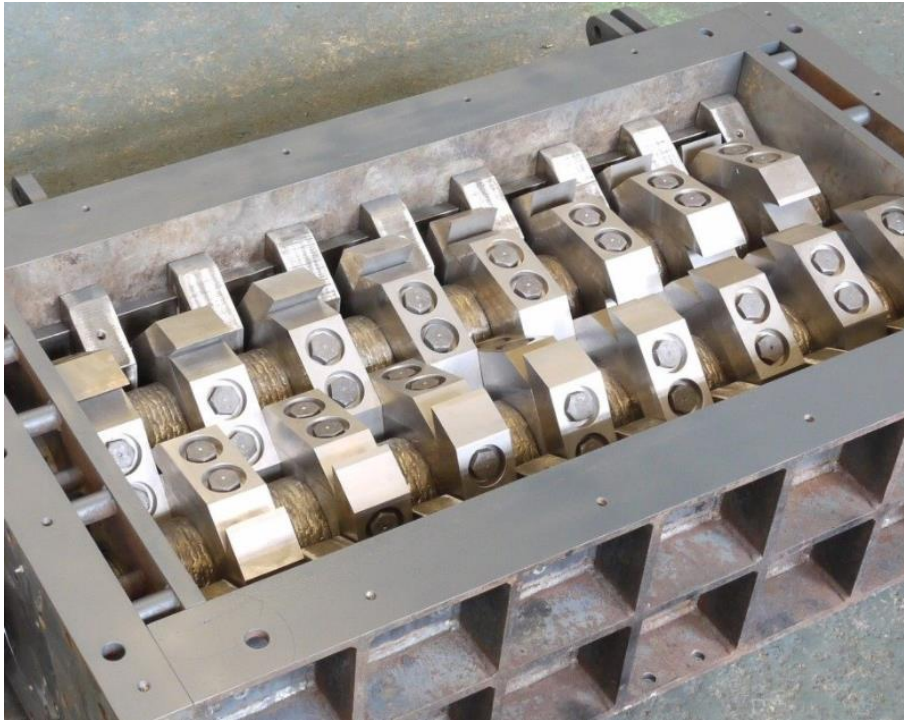
1.1. Základní konstrukce drtiček

Drtička se skládá se samotného drticího ústrojí s vhodným násypem. Pohon je realizován pomocí jednoho či více elektromotorů, dříve i dieselových motorů, který je redukován na nízké otáčky pomocí vhodné převodové skříně. Jako celek je drticí ústrojí spolu s převodovkou a elektromotorem ukotveno na vhodné rámu.



Obrázek 1. Schéma konstrukčního řešení drtiček

Na obrázku č. 1 je vidět možné konstrukční řešení drtičky, kde zdrojem rotačního pohybu je elektromotor, který je pomocí hřídelové spojky spojen s převodovkou, následně s drtičkou. Spojení může být provedeno i pomocí řemenů nebo řetězu. Drtička má poháněna jeden hřídel, druhý hnaný nebo každý zvlášť. Existuje nepřeborné množství volby typu převodovky a spojení s drtičkou a elektromotorem, dle specifických požadavků zákazníka. [8]



Obrázek 2. Ukázka drticího ústrojí [11]

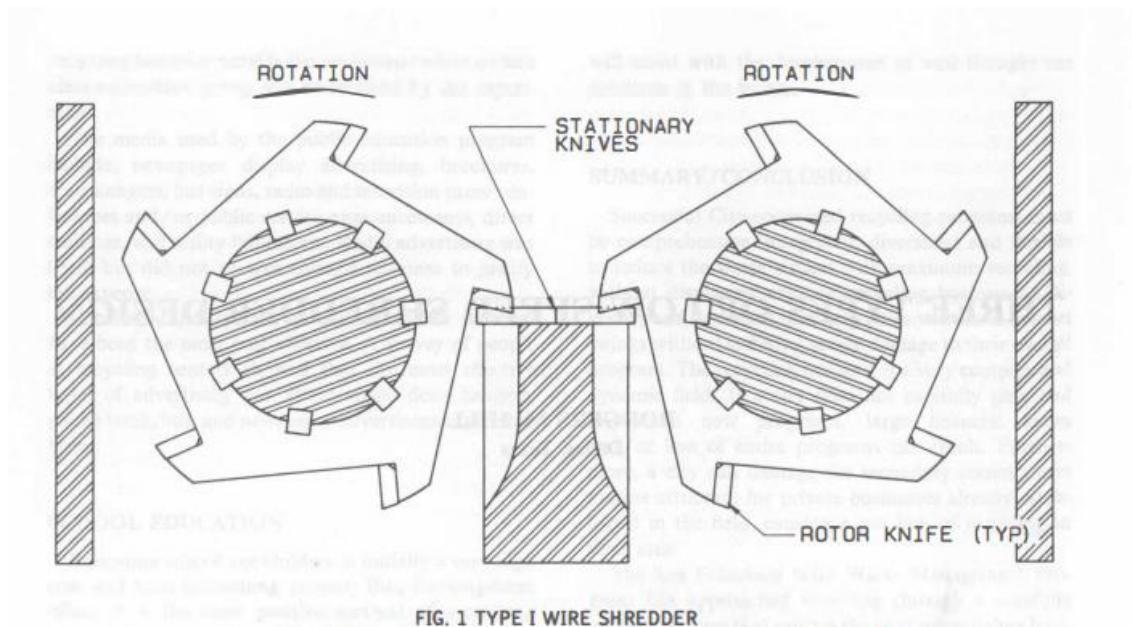
Na obrázku č. 2 je ukázka možného konstrukčního řešení drticího ústrojí, pro drcení nehouževnatého materiálu. Příklad uspořádání jako celku je na obrázku č. 3



Obrázek 3. Celkový pohled na drtičku [11]

1.1.1. Typ I

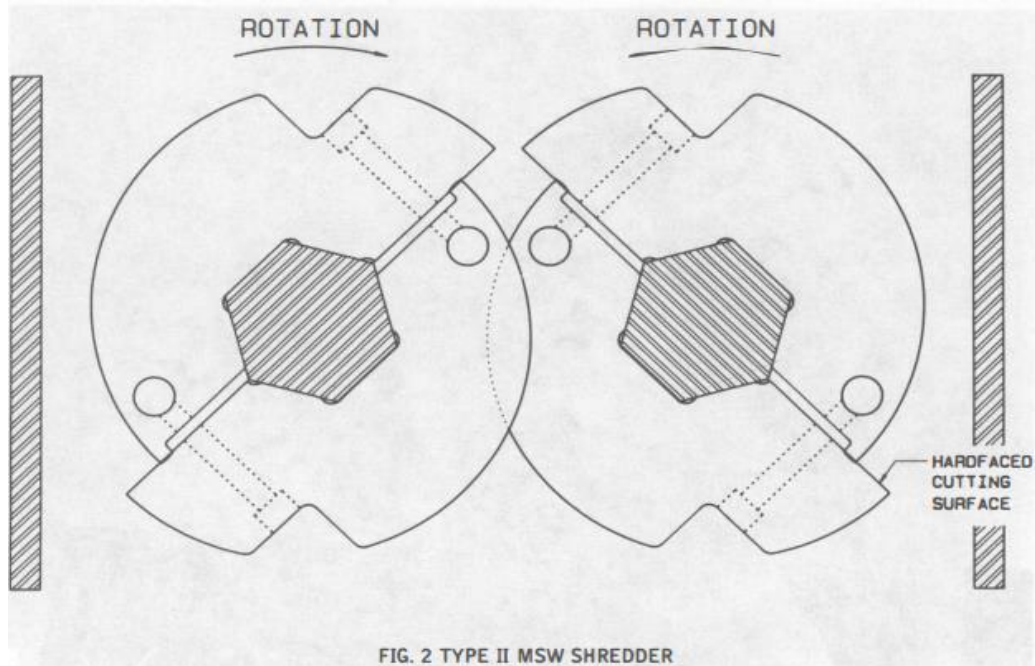
Jak je vidět na obr. 1 první typ drtičky má sadu rotujících nožů a uprostřed stacionární nože. Rotující nože procházejí skrz stacionární nože a tím dochází k optimálnímu toku materiálu a následnému stříhání materiálu. Hřídele s rotujícími noži jsou nezávisle poháněny s možností reverzace v případě přetížení drtičky. Stacionární nože jsou upevněny na nosníku, který má upravený tvar s ohledem na rotující nože. Stacionární nože lze také polohovat dle potřeby a míry opotřebení. Tento způsob dvou hřídelů s rotujícími noži, které pronikají skrze stacionární sadu nožů uprostřed je především určen pro svazky kabelů, které jsou vloženy do drtičky v objemných balících, další materiály jsou nevhodné. Výsledkem jsou malé segmenty, které lze jednoduše zpracovávat. [2]



Obrázek 4: Typ I [2]

1.1.2. Typ II

Druhý typ (viz obr. 2) patří mezi nejrozšířenější typ a to díky velké variaci možných drcených materiálů. Typické aplikace jsou drcení pevného komunálního odpadu, pneumatik, objemného odpadu jako je nábytek, matrace, atd. S ohledem na rozmanitou variaci je tento typ je považován za základní konstrukční řešení při redukování objemného odpadu. [2]

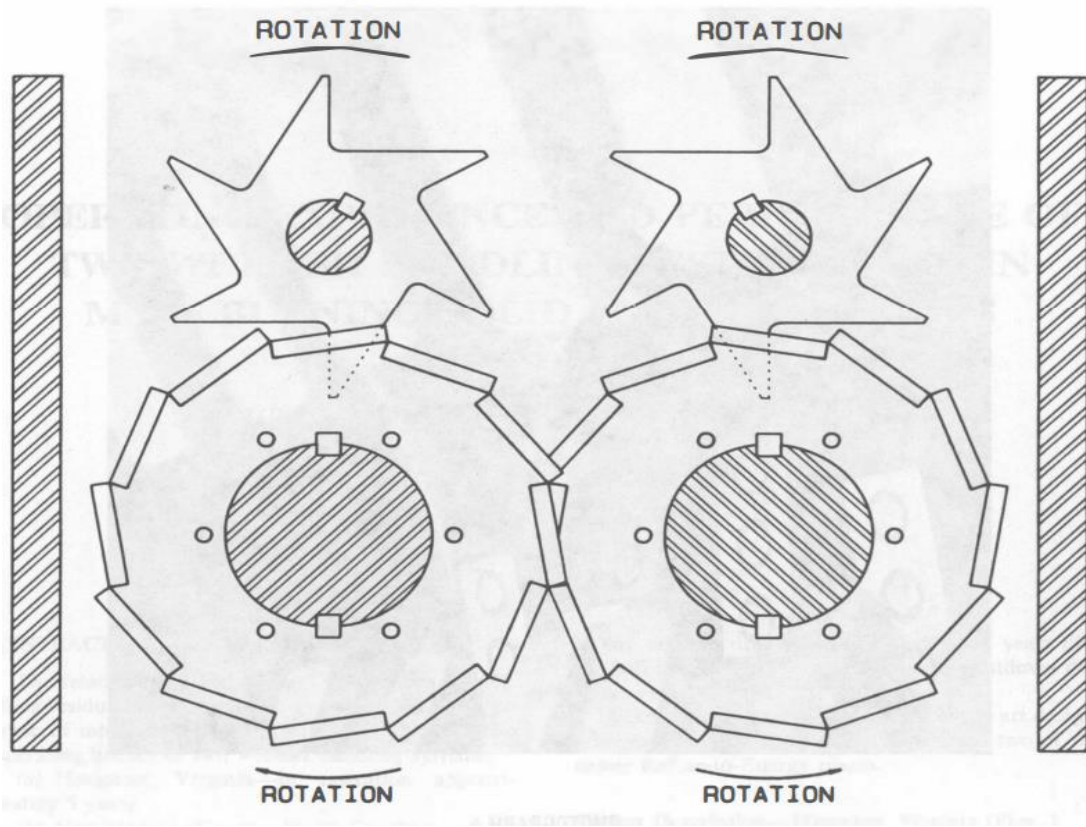


Obrázek 2: Typ II [2]

Pro tento typ je charakteristický rotační pohyb dvou hřídelů s drticími segmenty, které se vzájemně prolínají. Tímto pohybem dochází spíše k trhání nežli ke stříhání materiálů. Každý hřídel je poháněn jinou rychlostí a má tedy i jiný krouticí moment, tímto je docíleno rozdílné rychlosti drceného materiálu na jednotlivých hřídelích, respektive optimálního drcení a toku materiálu. Existuje nepřeberné množství tohoto základního typu dle specifické potřeby, jednotně se dají určit základní otáčky v rozmezí 16-32 ot/min, šířka drceného segmentu od jednotek mm po desítky, potřebný výkon dle materiálu. Důležité je ale vždy brát ohled na konkrétní aplikaci. [2]

1.1.3. Typ III

Stejně jako u typu I i třetí typ (obr. 3) je konstrukčně navržen dle specifického chování materiálu v drtičce. Jedná se o materiál, který je pružný, elastický a v drtičce takzvaně plave a „skáče“. Kvůli pružnosti je nutno regulovat posun materiálu k rovině stříhu a zvolit vhodnou konstrukci drticích elementů, nožů. [2]



Obrázek 5: Typ III [2]

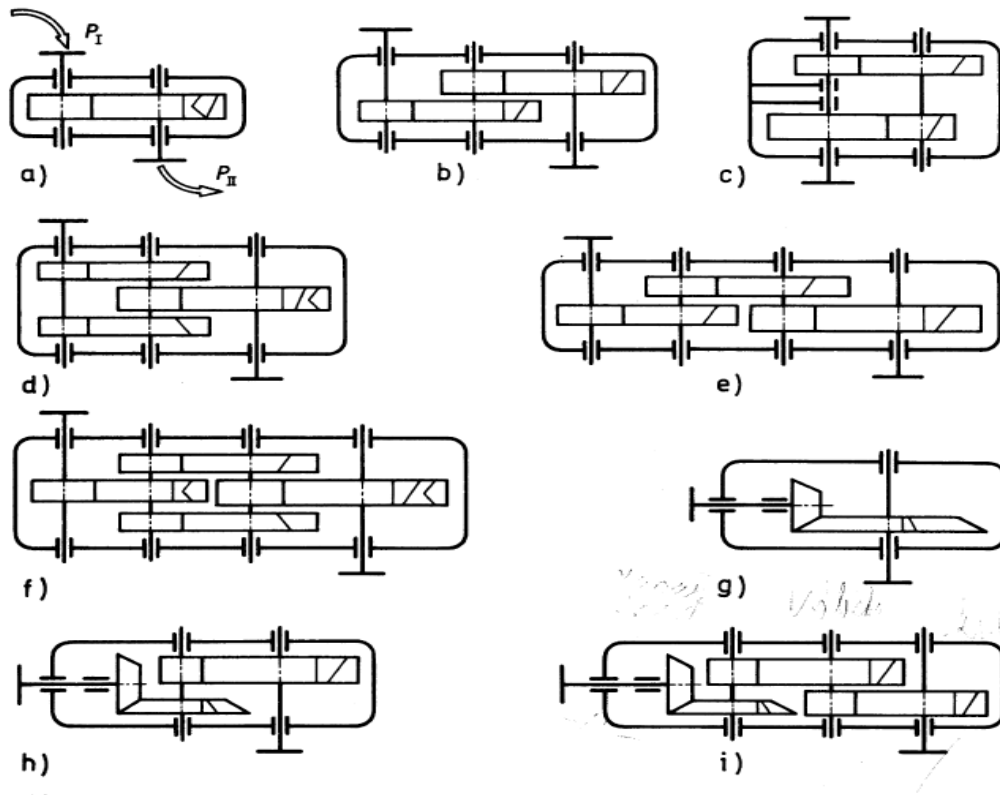
Toho je dosaženo pomocí přidavných rotujících segmentů ve tvaru hvězdice. Tyto podavače zároveň zajišťují pomalejší rychlost pohybu toku materiálu, než je řezná rychlost nástroje a tím je zabráněno tvorbě nežádoucích dlouhých drcených segmentů. [2]

2. Převodové mechanismy pro drtičky

Převodovky slouží nejčastěji k redukci otáček od hnacího stroje na požadované otáčky stroje hnaného za současného přenášení krouticího momentu. Převodovky se skládají z jednoho nebo více párů čelních kol nebo z kuželových kol, případně z vzájemné kombinace. Ozubená kola, hřídele, ložiska a ostatní části jsou uloženy ve skříních, kde spodek skříně slouží jako olejová nádrž. Dalším druhem převodových mechanismů jsou šnekové převodovky. Šnekové převodovky se skládají z kola a šneku, přičemž jejich osy jsou mimoběžné a dochází k šroubovému pohybu. Účinnost těchto převodovek je přibližně 70-80 %, zbylá energie se mění na teplo a je třeba s tím počítat, proto není tento typ vhodný pro drtičky.[3]

2.1. Obyčejné převodové mechanismy

Obyčejné převodovky vznikají řazením jednoduchých převodů při zachování neměnné polohy jejich os. Nejdůležitějším faktorem ovlivňující celkovou konstrukci převodovky je velikost převodového poměru i_c . Mezi tyto převodovky patří čelní, kuželové (Obr.: 4g), kuželočelní převodovky jedno či více stupňové. Nejčastější jsou dvoustupňové reduktory pro $i_c \in \langle 6; 40(60) \rangle$. [4]

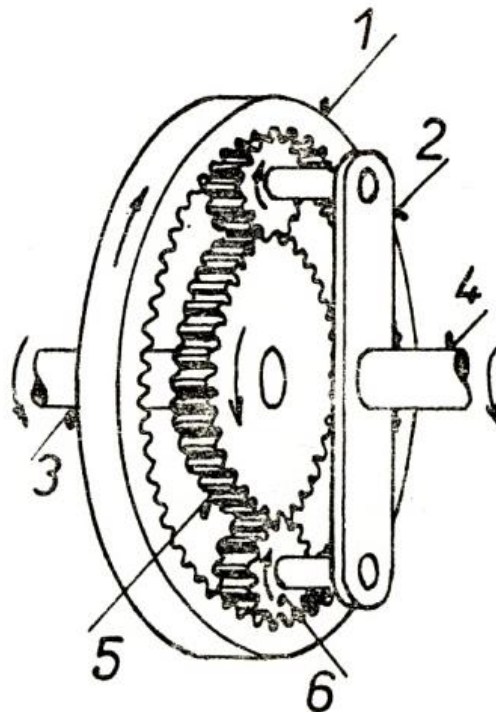


Obrázek 6: Přehled klasických převodovek [4]

Mimo základní řadové uspořádání (Obr. 4a,b) je vhodné také koaxiální uspořádání, kde výstupní hřídel je v ose s vstupním hřídelem (Obr. 4c). Kombinace kuželové a čelní převodovky je vidět na Obr. 4 h, i. [4]

2.2. Planetové převodovky

U planetových převodů některá kola konají krouživý pohyb okolo centrální osy převodu. Tato kola se nazývají satelity. Satelity, které jsou otočně uloženy na těchto osách konají vůči rámu pohyb planetový. Za centrální osu považujeme přímkou proloženou vstupním a výstupním hřídelem. Podle druhu hlavních členů, rozdělujeme planetové převodovky na K-U, kde na jednom z hřídelů je uložen unášec a na druhém korunové kolo. U K-K typu oba vnější hřídele nesou korunová kola a unášec slouží pouze jako podpora satelitů. Tento typ je vhodný pro velké převodové poměry. U-S typ má vyvedené převody satelitů a na hnacím hřídeli unášec, spojení mezi hnacím hřídelem a satelitem je realizováno přidavným mechanismem. [5]



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

Obrázek 7: Planetová převodovka K-U [6]



PRAKTICKÁ ČÁST

3. Návrhové výpočty – počáteční parametry

Navržená drtička o rozměrech pracovní plochy $600 \times 480 \text{ mm}$ a šířce mezi segmenty 20 mm je určena pro drcení komunálního odpadu (dřevotříška, matrace, textilie, atd.). S elektromotorem o výkonu $P_e = 15 \text{ kW}$ a výstupními otáčky převodového mechanismu $n_{out} = 40 \frac{ot}{min}$. S ohledem na jednodušší výpočty je třeba najít vhodný elektromotor, tak aby převodové číslo převodovky bylo z intervalu $\langle 10; 25 \rangle$. Pro převodové číslo z tohoto intervalu lze použít čelní převodovku.

3.1. Návrh elektromotoru

Pro elektromotor požadujeme výkon $P_e = 15 \text{ kW}$. Jako vhodný elektromotor se tedy jeví jakýkoliv s tímto výkonem. Jako první je vybrán 2 - pólový elektromotor 1LE1002-1DA33 firmy Siemens, s otáčky $n = 2930 \text{ ot/min}$. Je třeba určit převodové číslo:

$$i_1 = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{2930}{40} = 73,25$$

Další vhodný je 4 – pólový elektromotor 1LE1002-1DB43 firmy Siemens, s otáčky $n = 1460 \text{ ot/min}$. Pro tento elektromotor na vstupu je převodové číslo:

$$i_2 = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{1460}{40} = 36,5$$

Poslední volený elektromotor je 6 – pólový elektromotor 1LE1503-1EC4 firmy Siemens, s otáčky $n = 975 \text{ ot/min}$. Převodové číslo je:

$$i_3 = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{975}{40} = 24,375$$

Elektromotory 1 a 2 mají velké otáčky a jsou spíše vhodné pro planetové převodovky. Převodové číslo dané otáčkami elektromotoru 3 jako jediné lze použít pro čelní převodovku. Elektromotor 3 je tedy zvolen jako finální elektromotor pro návrh pohonu dvouhřídelové drtičky odpadu. Další vlastnosti elektromotoru 1LE1503-1EC4 - příloha č. 1.

3.2. Návrh převodových poměrů

Nejprve je potřeba určit celkový převodový poměr dle (1).

$$i_c = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{975}{40} = 24,375 \quad (1)$$

Celkový převodový poměr náleží intervalu $\langle 10; 25 \rangle$ a je tedy vhodné použít dvoustupňovou čelní převodovku, které bude spojena s pohonným celkem pomocí pružných hřídelových spojek.

Převodový poměr i_c se tedy rovná převodovému číslu u . Převodové poměry se rozdělí mezi soukolí 1, 2 a 3, 4 s doporučením $u_{12} > u_{34}$.

$$u_{34} = 0,9\sqrt{u} = 0,9 \cdot \sqrt{24,375} = 4,443 \quad (2)$$

$$u_{12} = \frac{u}{u_{34}} = \frac{24,375}{4,443 \cdot 393 \cdot 973} = 5,485 \quad (3)$$

$$u_{12(34)} = \frac{z_2(4)}{z_1(3)} \quad (4)$$

Z rovnice (4) lze určit počet zubů na soukolí 1,2 a 3, 4 kde pro první a druhý pastorek je zvolen počet zubů $z_1 = 20$, $z_3 = 18$. Musí platit princip nesoudělnosti počtu zubů.

$$z_2 = u_{12} \cdot z_1 = 5,485 \cdot 20 = 109,713 \rightarrow \text{Volím } z_2 = 109$$

$$z_4 = u_{34} \cdot z_3 = 4,443 \cdot 18 = 79,981 \rightarrow \text{Volím } z_4 = 79$$

Převodový poměr je tedy roven

$$u = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{109}{20} \cdot \frac{79}{18} = 23,919$$

Dle ČSN 03 1013 musí být absolutní odchylka od jmenovitých hodnot převodových čísel menší než 4,5 %.

$$\theta = \frac{u_{jm} - u}{u_{jm}} \cdot 100 = \frac{25 - 23,919}{25} \cdot 100 = 4,32\% < 4,5\% \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

3.3. Výpočet krouticích momentů a předběžných průměrů hřídelů

Při zanedbání účinnosti pružné spojky lze krouticí moment na prvním hřídeli určit jako:

$$M_{k1} = \frac{P_e}{2\pi \cdot \frac{n_{in}}{60}} \cdot 1000 = \frac{15000}{2\pi \cdot \frac{975}{60}} \cdot 1000 = 146\,912,255 \text{ Nmm}$$

Pro výpočet krouticího momentu na druhém hřídeli je třeba uvažovat účinnost ozubeného soukolí $\eta_{12} = \eta_{34} = 0,98$.

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot u_{12} \cdot \eta_{12} = 146\,912,255 \cdot 5,485\,671 \cdot 0,98 = 789\,794,134 \text{ Nmm}$$

Cyklickou záměnou krouticích moment na třetím hřídeli

$$M_{k3} = M_{k2} \cdot u_{34} \cdot \eta_{34} = 789\,794,134 \cdot 4,443\,393 \cdot 0,98 = 3\,439\,179,165 \text{ Nmm}$$

Z krouticích momentů lze dimenzovat průměry hřídelů:

$$d_i \geq \sqrt{\frac{16 \cdot M_{ki}}{\pi \cdot \tau_{Di}}}$$

Kde dovolené smykové napětí nabývá hodnot 25, 35, 50 MPa pro i od jedné do tří.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{16 \cdot 146\,912,255}{\pi \cdot 25}} = 31,047 \text{ mm}$$

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{16 \cdot 789\,794,134}{\pi \cdot 35}} = 48,618 \text{ mm}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{16 \cdot 3\,439\,179,165}{\pi \cdot 50}} = 70,493 \text{ mm}$$

Na základě výpočtů a s ohledem na drážku pro pero je voleno $d_1 = 35 \text{ mm}$, $d_2 = 55 \text{ mm}$, $d_3 = 75 \text{ mm}$.

3.4. Návrh modulů

Předběžný návrhový modul dle ČSN 01 4686 lze vypočítat dle Bacha (5), nebo z Hertzových tlaků (6). Kde je volen ten nejbližší vyšší jmenovitý modul (zpravidla z Hertzových tlaků).

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (5)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$$

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (6)$$

$$f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$$

$$\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$$

$$m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$$

3.4.1. Návrh modulu pro soukolí 1,2

Pro první soukolí je zvoleno šikmé ozubení s úhlem $\beta = 25^\circ$ a poměrnou šířkou $\psi_m = 18$. Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů $K_{H\beta}$ je funkcí poměrné výšky, typu daného soukolí a tvrdosti boku zubů. Pro zvolený materiál ČSN 15 330 o vlastnostech $\sigma_{Flimb}^0 = 705 \text{ MPa}$, $\sigma_{Hlim}^0 = 1180 \text{ MPa}$, $V_{HV} = 800$ je $K_{H\beta} = 1,292$. Vzhledem k očekávaným rázům je voleno $K_A = 1,5$ dle doporučení prof. Dr. Ing. Miloše Němčeka – příloha č. 2. Pro kalená kola je $f_F = 18$. Krouticí moment na prvním hřídeli je $T_1 = 147 \text{ Nm}$.

$$m_{nBach} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,5 \cdot 1,292) \cdot 147}{18 \cdot 20 \cdot (0,6 \cdot 705)}} = 2,213 \text{ mm}$$

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,5 \cdot 1,292) \cdot 147}{\left(18 \cdot \frac{\cos 25}{20}\right) \cdot (0,8 \cdot 1180)^2} \cdot \frac{\frac{109}{20} + 1}{\frac{109}{20}}} = 52,272 \text{ 565 mm}$$

$$m_{nHertz} = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1} = 52,272 \text{ 565} \cdot \frac{\cos 25}{20} = 2,368 \text{ mm}$$

Je zvolen návrhový modul $m_{12} = 2,25 \text{ mm}$.

3.4.2. Návrh modulu pro soukolí 3,4

Vzhledem očekávanému většímu krouticímu momentu je důležité volit úhel sklonu menší tak, aby se zmenšily vyvozované axiální síly, úhel sklonu je tedy $\beta = 15^\circ$ a poměrnou šířku $\psi_m = 20$. Zvolený materiál 16 220 má $\sigma_{Flimb}^0 = 700 \text{ MPa}$, $\sigma_{Hlim}^0 = 1270 \text{ MPa}$, $V_{HV} = 650$. Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů $K_{H\beta} = 1,208$ a součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,5$. Krouticí moment je 789 Nm.

$$m_{nBach} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_2}{\psi_m \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,5 \cdot 1,208) \cdot 789}{20 \cdot 18 \cdot (0,6 \cdot 700)}} = 3,806 \text{ mm}$$

$$d_3 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{\psi_{d3} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,5 \cdot 1,208) \cdot 789}{\left(20 \cdot \frac{\cos 15}{18}\right) \cdot (0,8 \cdot 1270)^2} \cdot \frac{\frac{79}{18} + 1}{\frac{79}{18}}} = 80,441 \text{ 373 mm}$$

$$m_{nHertz} = d_3 \cdot \frac{\cos \beta}{z_3} = 80,441 \text{ 373} \cdot \frac{\cos 15}{18} = 4,316 \text{ mm}$$

Je zvolen návrhový modul $m_{34} = 4 \text{ mm}$.

3.5. Návrh základních rozměrů soukolí

Pro určení základních rozměrů soukolí jsou již určeny návrhové moduly a počty zubů na jednotlivých kolech. Dále se dopočítá základní průměr, roztečný, hlavový, patní, šířka ozubení a osové vzdálenosti.

Tabulka 1. Přehled známých parametrů

Známe parametry		
z_1	20	[1]
z_2	109	[1]
z_3	18	[1]
z_4	79	[1]
m_{12}	2,25	mm
m_{34}	4	mm

3.5.1. Návrh osových vzdáleností a jejich korekce

Osová vzdálenost se určí dle rovnice (7), takto vypočítaná osová vzdálenost je necelé číslo a musí se upravit podle normy ČSN 03 1014 – Čelní ozubené převody pro převodovky. Upravení se dosáhne pomocí vhodně zvolených korekcí.

Tabulka 2. Výběr osových vzdáleností z ČSN 03 1014

1. řada	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
2. řada			71	90	112	140	180	224	280	350

Pro výpočet korekcí je důležité znát tyto rovnice:

$$a_t = \frac{m_n}{2 \cdot \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2) \quad (7)$$

$$a_{tw} = a_t \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}, \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (8),(9)$$

Kde α_t ... úhel záběru v čelní rovině
 α_{tw} ... úhel záběru v čelní rovině valivý
 α_n ... úhel záběru nástroje $\alpha_n = 20^\circ$

Z kterých plyne

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a_t}{a_{tw}}, \cos \alpha_t = \frac{z_1 + z_2}{2a_{tw}} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t \quad (10),(11)$$

Z rovnice

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_n \quad (12)$$

se vypočte

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \quad (13)$$

Nejprve se vypočte osová vzdálenost α_t z rovnice (7), podle které se určí nejbližší osová vzdálenost α_{tw} dle ČSN 03 1014. Číselný rozdíl mezi vypočítanou a normalizovanou osovou vzdáleností nesmí být větší než třicet procent modulu. Pokud toto nastane, je třeba upravit počet zubů, modul, úhel sklonu. Pro určení korekcí x_1 a x_2 z rovnice (13) je potřeba určit potřebné úhly záběru (10),(11) a involutu α_{tw} z rovnice (12).

Pokud je $x_1 + x_2 < 0,3$ koriguje se pouze pastorek, ale vždy kladně, s ohledem na podřezání zubů. Je-li $x_1 + x_2 > 0,3$ je třeba korigovat pastorek i kolo tak, aby pastorek měl kladné korekce. Je doporučeno volit hodnoty korekcí z rovnic (15),(16), ale vždy závisí na konkrétní aplikaci.

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (14)$$

$$x_1 = \frac{u \cdot \Sigma(x_1 + x_2)}{1 + u} \quad (15)$$

$$x_2 = \frac{\Sigma(x_1 + x_2)}{1 + u} \quad (16)$$

Pro výpočet korekcí byl použit excelový soubor (příloha č. 3, 4), který je dostupný na stránkách ústavu konstruování a části strojů, který ulehčil výpočet korekcí a zároveň vypočítal potřebné rozměry ozubených kol.

3.5.2. Rozměry soukolí 1,2

Pro první soukolí bylo do pomocného programu zadáno:

Tabulka 3. Vstupní hodnoty pro soukolí 1, 2

Výkon	15	kW
n_{in}	975	ot/min
z_1	20	[1]
z_2	109	[1]
m_n	2,25	mm
α_n	20	°
β	25	°
zaoblení paty ρ_f	0,38	mm
patní vůle c_a	0,25	mm
boční vůle c_n	0,012	mm
b_1	42,75	mm
b_2	40,5	mm
σ_{Flim}^0	705	MPa
σ_{Hlim}^0	1180	MPa

Program spočítal osovou vzdálenost, kterou pak porovnal se mnou zvolenou normalizovanou hodnotou. Následné korekce bylo třeba ručně rozdělit dle výše uvedených pravidel.

Tabulka 4. Výsledky z programu

Návrh ozubení dle ISO 6336						
			Rozměry	kolo 1	kolo 2	
z_1	20	[1]	d	49,65201	270,6034	mm
z_2	109	[1]	d_a	54,63357	274,398	mm
m_n	2,25	mm	d_f	44,47701	264,2414	mm
x_1	0,1	mm	d_b	46,07532	251,1105	mm
x_2	-0,16378	mm	d_w	49,6124	270,3876	mm
α_n	20	°	h_a	2,490783	1,89728	mm
β	25	°	h_f	2,5875	3,181003	mm
a_w	160	mm	h	5,078283	5,078283	mm
b_1	42,75	mm	s_n	3,698078	3,266043	mm
b_2	40,5	mm	s_t	4,080378	3,60368	mm
P	15	kW	v_n	3,370505	3,80254	mm
n_1	975	ot/min	v_t	3,718941	4,195639	mm
a_t	160,12772	mm	α_w	21,76606		°

Z tabulky 4 je patrné, že $x_1 + x_2 = 0,1 - 0,16378 = -0,06378 < 0,3$, takže lze korigovat pouze pastorek, ale to je v rozporu s podmínkou kladné korekce pastorku, proto je nutné korigovat oba dva členy. Početní osová vzdálenost je $a_t = 160,12772 \text{ mm}$ z toho vyplývá normalizovaná osová vzdálenost $a_w = 160 \text{ mm}$. Po korekcích je tedy skutečná osová vzdálenosti $a_w = 160 \text{ mm}$.

3.5.3. Rozměry soukolí 3,4

Pro druhé soukolí je voleno:

Tabulka 5. Vstupní hodnoty pro soukolí 3, 4

Výkon	14,7	kW
n_2	177,735	ot/min
z_2	18	[1]
z_3	76	[1]
m_n	4	mm
α_n	20	
β	15	
zaoblení paty ρ_f	0,38	mm
patní vůle c_a	0,25	mm
boční vůle c_n	0,012	mm
b_1	84	mm
b_2	80	mm
σ_{Flimb}^0	700	MPa
σ_{Hlim}^0	1270	MPa

Program spočítal osovou vzdálenost, kterou pak porovnal se mnou zvolenou normalizovanou hodnotou. Následné korekce bylo třeba ručně rozdělit dle výše uvedených pravidel.

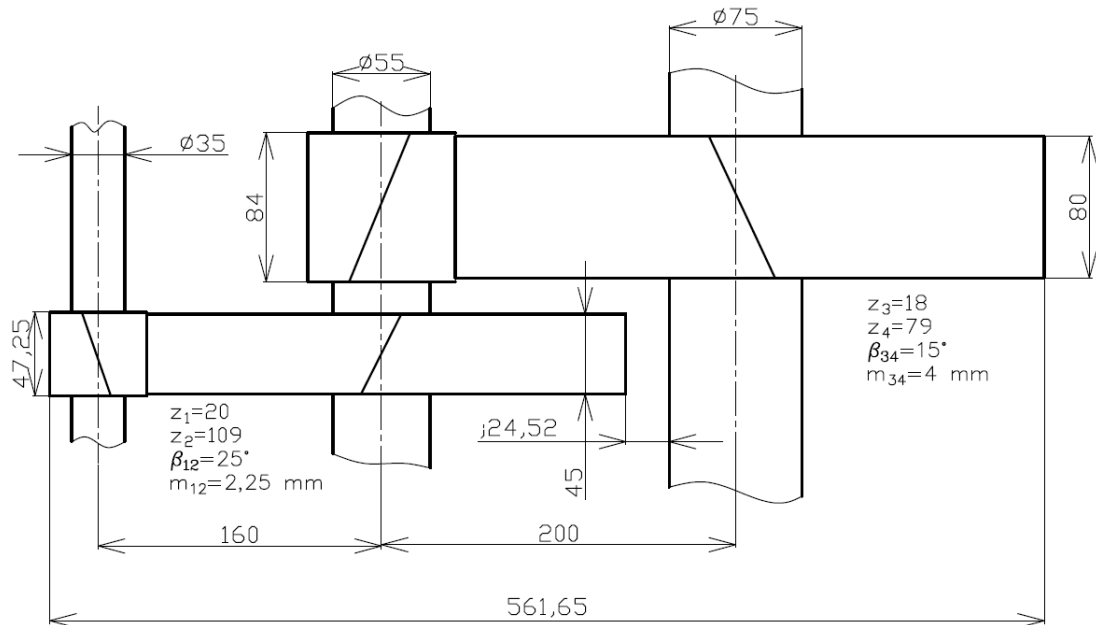
Tabulka 6. Výsledky programu

Návrh ozubení dle ISO 6336						
			Rozměry	kolo 3	kolo 4	
z_1	18	[1]	d	74,53988	327,1473	mm
z_2	79	[1]	d_a	83,3486	332,6601	mm
m_n	4	mm	d_f	65,33988	314,6514	mm
x_1	0,1	mm	d_b	69,75228	306,135	mm
x_2	-0,31198	mm	d_w	74,2268	325,7732	mm
α_n	20	°	h_a	4,404359	2,756421	mm
β	15	°	h_f	4,6	6,247938	mm
a_w	200	mm	h	9,004359	9,004359	mm
b_1	84	mm	s_n	6,574361	5,374761	mm
b_2	80	mm	s_t	6,80628	5,564362	mm
P	14,7	kW	v_n	5,992009	7,19161	mm
n_1	177	ot/min	v_t	6,203384	7,445302	mm
a_t	200,834 579	mm	α_w	19,99571		°

Stejným principem jako pro soukolí 1,2 je určena osová vzdálenost i s korekcemi, skutečná osová vzdálenost je tedy $a_w = 200 \text{ mm}$.

3.5.4. Koncepční návrh

Na základě předchozích výpočtů je stanoven koncepční návrh. Nejdůležitější je kontrola rozměrů tak, aby nedocházelo ke kolizi kola dvě a hřídele III. Z obrázku 5 je patrné, že k tomu nedošlo.



Obrázek 8. Koncepční návrh

4. Kontrolní a pevnostní výpočty

V této kapitole budou provedeny vybrané pevnostní a kontrolní výpočty ozubení, ložisek, průhyb, natočení, statická a dynamická pevnost vybraného hřídele. Pro některé kontrolní výpočty je nezbytné znát silové poměry v převodovce.

4.1. Kontrola ozubení

Pro navržené geometrické rozměry ozubených kol a jejich materiály se provede kontrolní výpočet dle ČSN 01 4686 Část 1 – 5 Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol a stanoví se koeficient bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu.

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_x}{\sigma_F} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_x}{\frac{F_t}{b_{WF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon} \quad (17)$$

Kde

K_F ... je součinitel přidavného zatížení

F_t ... je tečná síla tvořící ohyb

$Y_{FS} = Y_F \cdot Y_S$... je kombinace součinitele tvaru zubu Y_F a součinitele koncentrace napětí Y_S

Y_ε ... je součinitel vlivu záběru profilem

Y_β ... je součinitel sklonu zubu

$$S_H = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V}{\sigma_h} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R}{\sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot u+1}{b_{WH} \cdot d_1 \cdot u}} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon} \quad (18)$$

Kde

Z_E ... je součinitel mechanických vlastností materiálu

Z_ε ... je součinitel efektivní délky dotkových čar

Z_H ... je součinitel tvaru spoluzabírajících kol

Výpočet je velice komplikovaný, a proto je využito Excelu, který je dostupný na stránkách ústavu konstruování a částí strojů. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7.

Tabulka 7. Výsledky kontroly ozubení pro soukolí 1, 2 a 3, 4

	kolo 1	kolo 2		kolo 3	kolo 4
σ_{Flim}	705	705	σ_{Flim}	700	700
σ_{Hlim}	1180	1180	σ_{Hlim}	1270	1270
Y_{Fa}	2,495407	2,20199	Y_{Fa}	2,646027	2,343356
Y_{Sa}	1,645039	1,790656	Y_{Sa}	1,599788	1,67789
Y_e	0,67888	0,67888	Y_e	0,690376	0,690376
Y_β	0,791667	0,791667	Y_β	0,875	0,875
F_β	6	6	F_β	6	6
$Y_{N,x}$	1	1	$Y_{N,x}$	1	1
Z_H	2,310507	2,310507	Z_H	2,467419	2,467419
Z_E	190	190	Z_E	190	190
Z_e	0,823962	0,823962	Z_e	0,789989	0,789989
Z_β	0,952002	0,952002	Z_β	0,982815	0,982815
Z_B	1	1	Z_B	1	1
$Z_{R,T}$	1	1	$Z_{R,T}$	1	1
K_A	1,5	1,5	K_A	1,5	1,5
K_V	1,034596	1,034596	K_V	1,005096	1,005096
$K_{F\alpha}$	1	1	$K_{F\alpha}$	1	1
$K_{F\beta}$	1,240334	1,238413	$K_{F\beta}$	1,383187	1,380583
$K_{H\alpha}$	1	1	$K_{H\alpha}$	1	1
$K_{H\beta}$	1,276351	1,276351	$K_{H\beta}$	1,437479	1,437479
S_F	2,698379	2,665538	S_F	2,072767	2,129289
S_H	1,304664	1,304664	S_H	1,132277	1,132277

Koeficient lze S_F orientačně uvažovat jako $S_F = 1,4 \div 1,7$, pro koeficient S_H se uvažuje $S_H = 1,1 \div 1,2$. Z tabulky 7 je vidět, že některé hodnoty koeficientů byly mírně překročeny, nejedná se však o chybu, tudíž takto navržené ozubení vyhovuje bezpečnostní kontrole dle ČSN 01 4686.

4.2. Silové poměry

Pro výpočty lze hřídel nahradit staticky určitým nosníkem, na dvou podpěrách (ložiska). Na hřídel působí síly z ozubení ve dvou rovinách, proto je důležité řešit silové účinky ve dvou navzájem kolmých rovinách, případně silové účinky vektorově sčítat. Pro síly z ozubení platí následující rovnice:

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{d_w} \quad (19)$$

$$F_R = F_T \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad (20)$$

$$F_A = F_T \cdot \tan \beta \quad (21)$$

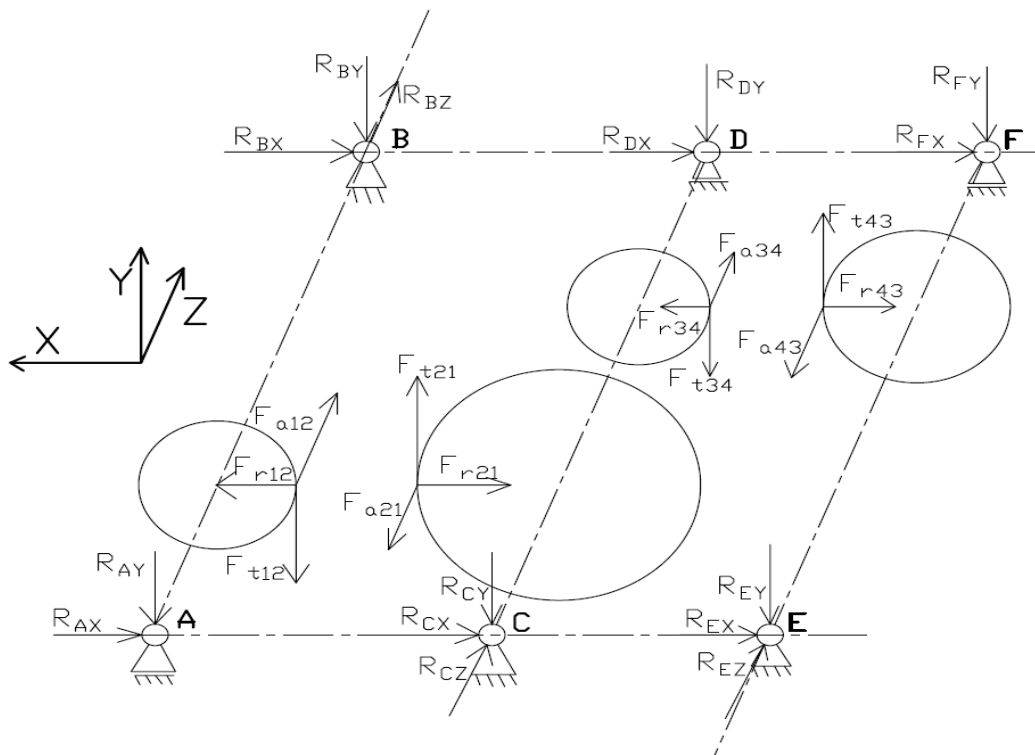
Z aplikací těchto rovnic a zachování akce a reakce plyne:

Tabulka 8. Silové poměry

silové poměry					
Ft12	5922,40	N	Ft21	-5922,40	N
Fr12	2378,42	N	Fr21	-2378,42	N
Fa12	2761,66	N	Fa21	-2761,66	N
Ft34	21280,56	N	Ft43	-21280,56	N
Fr34	8018,72	N	Fr43	-8018,72	N
Fa34	5702,11	N	Fa43	-5702,11	N

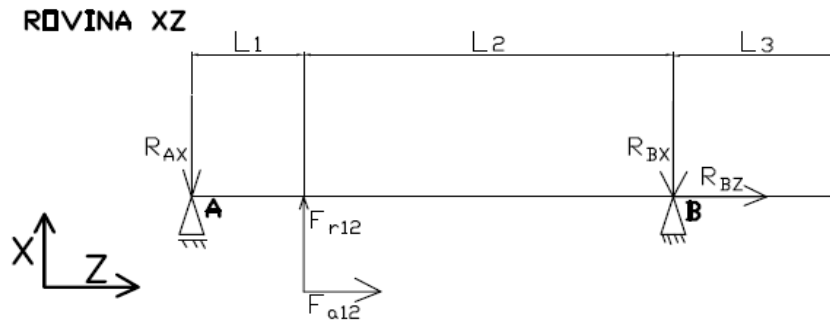
Pro další výpočty je nutné zavést souřadnicový systém a schematicky nakreslit převodovku (viz obr. 7). Pro zjednodušení se bere působíště sil ve středu šířky ozubeného kola na valivé kružnici. Směr a působíště axiální reakce je voleno s ohledem na očekávané zatížení tak, aby v nejméně namáhané podpěře působila axiální reakce.

Dále je třeba určit délkové rozměry jednotlivých hřídelů tak, aby rozměry skříně byly co nejmenší, tedy i tuhost jednotlivých hřídelů co největší. Toho lze dosáhnout jednoduchým výpočtem, který není třeba blíže rozebírat. Následující rovnice platí pro konečné rozměry hřídelů.



Obrázek 9. Silové poměry

4.2.1. Silové poměry hřídel I



Obrázek 10. Náhradní nosník pro hřídel I – rovina XZ

Pro rovinu XZ na hřídeli I známe velikosti působících sil a potřebné rozměry $L_1 = 42,375 \text{ mm}$, $L_2 = 123,752 \text{ mm}$, $L_3 = 77 \text{ mm}$, pak ze statických rovnic plyne:

$$z : R_{BZ} = -F_{a12}$$

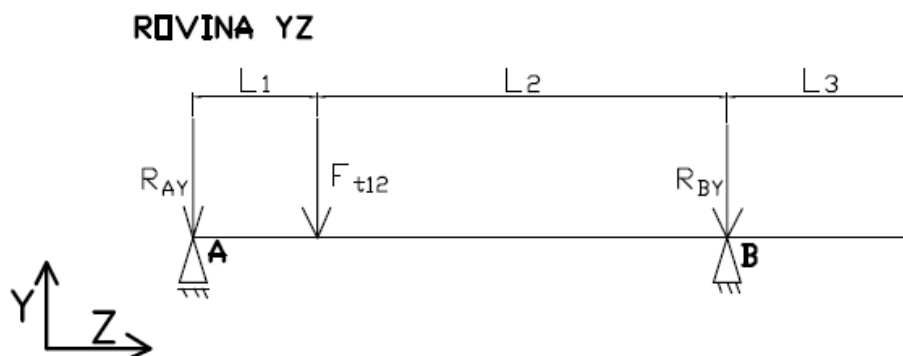
$$x : -R_{AX} + F_{r12} - R_{BX} = 0 \rightarrow R_{AX} = F_{r12} - R_{BX}$$

$$M_A : F_{r12} \cdot L_1 + F_{a12} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - R_{BX} \cdot (L_1 + L_2) = 0 \rightarrow R_{BX} = \frac{F_{r12} \cdot L_1 + F_{a12} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{(L_1 + L_2)}$$

$$R_{BX} = \frac{2\,378,42 \cdot 42,375 + 2\,761,66 \cdot \frac{49,6124}{2}}{42,375 + 123,752} = 1\,019,050 \text{ N}$$

$$R_{ax} = 2\,378,42 - 1\,019,050 = 1\,359,367 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -2\,761,66 \text{ N}$$



Obrázek 11. Náhradní nosník pro hřídel I – rovina YZ

$$y : -R_{AY} - F_{t12} - R_{BY} = 0 \rightarrow R_{AY} = -F_{t12} - R_{BY}$$

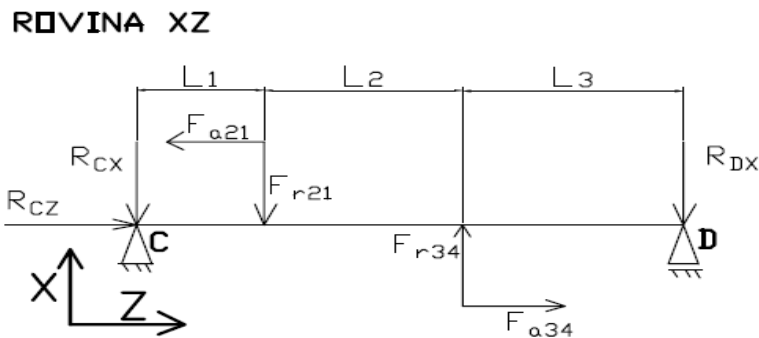
$$M_A = -F_{t12} \cdot L_1 - R_{BY} \cdot (L_1 + L_2) = 0 \rightarrow R_{BY} = \frac{-F_{t12} \cdot L_1}{(L_1 + L_2)}$$

$$R_{BY} = \frac{-5\,922,40 \cdot 42,375}{42,375 + 123,752} = -1\,510,662\,N$$

$$R_{AY} = -5\,922,40 + 1\,510,662 = -4\,411,739\,N$$

4.2.2. Silové poměry pro hřídel II

Pro hřídel II jsou navrženy tyto rozměry: $L_1 = 39,31\,mm$, $L_2 = 61,95\,mm$, $L_3 = 58,44\,mm$.



Obrázek 12. Náhradní nosník pro hřídel II – rovina XZ

$$z: R_{CZ} - F_{a21} + F_{a34} = 0 \rightarrow R_{CZ} = F_{a21} - F_{a34}$$

$$x: -R_{CX} - F_{r21} + F_{r34} - R_{DX} = 0 \rightarrow R_{CX} = -F_{r21} + F_{r34} - R_{DX}$$

$$M_C: -F_{r21} \cdot L_1 + F_{a21} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{a34} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{r34} \cdot (L_1 + L_2) - R_{DX} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

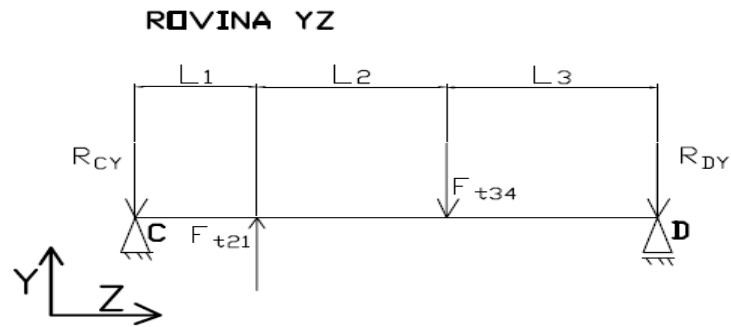
$$\rightarrow R_{DX} = \frac{-F_{r21} \cdot L_1 + F_{a21} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{a34} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{r34} \cdot (L_1 + L_2)}{(L_1 + L_2 + L_3)}$$

$$R_{DX} = \frac{5\,922,40 \cdot 39,31 - 2\,761,66 \cdot \frac{270,388}{2} + 5702,11 \cdot \frac{74,2268}{2} + 8\,018,72 \cdot (39,31 + 61,95)}{39,31 + 61,95 + 58,44}$$

$$= 4\,657,087\,N$$

$$R_{CX} = 2\,378,42 + 8\,018,72 - 4\,657,087 = 5\,740,053\,N$$

$$R_{CZ} = -2\,761,66 - 5\,740,053 = -8\,463,711\,N$$



Obrázek 13. Náhradní nosník pro hřídel II – rovina YZ

$$y : -R_{CY} + F_{t21} - F_{t34} - R_{DY} = 0 \rightarrow R_{CY} = F_{t21} - F_{t34} - R_{DY}$$

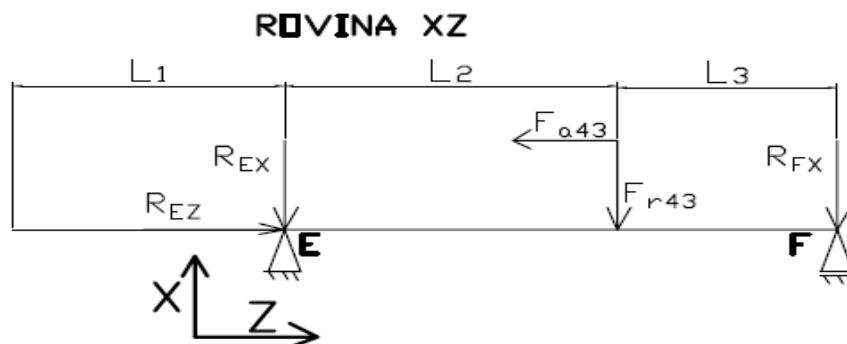
$$M_C: F_{t21} \cdot L_1 - F_{t34} \cdot (L_1 + L_2) - R_{DY} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0 \rightarrow R_{DY} = \frac{F_{t21} \cdot L_1 - F_{t34} \cdot (L_1 + L_2)}{(L_1 + L_2 + L_3)}$$

$$R_{DY} = \frac{-5\,922,40 \cdot 39,31 - 21\,280,56 \cdot (31,31 + 61,95)}{39,31 + 61,95 + 58,44} = -14\,951,030 \text{ N}$$

$$R_{CY} = -5\,922,40 - 21\,280,56 + 14\,951,030 = -12\,251,935 \text{ N}$$

4.2.3. Silové poměry pro hřídel III

Pro hřídel III jsou navrženy tyto rozměry: $L_1 = 165 \text{ mm}$, $L_2 = 107,625 \text{ mm}$, $L_3 = 64,503 \text{ mm}$.



Obrázek 14. Náhradní nosník pro hřídel III – rovina XZ

$$z : R_{EZ} = F_{a43}$$

$$x : -R_{EX} - F_{r43} - R_{FX} = 0 \rightarrow R_{EX} = -F_{r43} - R_{FX}$$

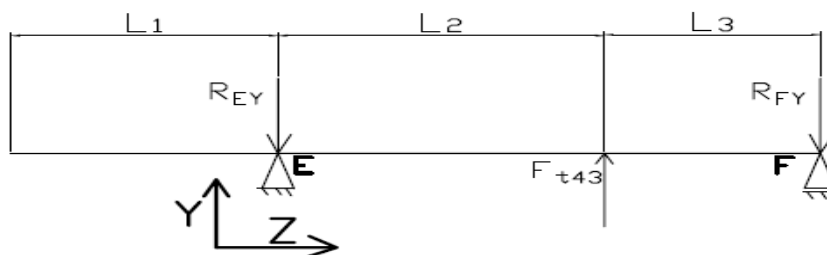
$$M_E : -F_{r43} \cdot L_2 + F_{a43} \cdot \frac{d_{w4}}{2} - R_{FX} \cdot (L_2 + L_3) = 0 \rightarrow R_{FX} = \frac{-F_{r43} \cdot L_2 + F_{a43} \cdot \frac{d_{w4}}{2}}{(L_2 + L_3)}$$

$$R_{FX} = \frac{8\,018,72 \cdot 107,625 - 5\,702,11 \cdot \frac{325,773}{2}}{107,625 + 64,503} = -382,170 \text{ N}$$

$$R_{EX} = 8\,018,72 + 382,170 = 8\,400,894 \text{ N}$$

$$R_{EZ} = -5\,702,110 \text{ N}$$

ROVINA YZ



Obrázek 15. Náhradní nosník pro hřídel III – rovina YZ

$$y : -R_{EY} + F_{t43} - R_{FY} = 0 \rightarrow R_{EY} = F_{t43} - R_{FY}$$

$$M_E : F_{t43} \cdot L_2 - R_{FY} \cdot (L_2 + L_3) = 0 \rightarrow R_{FY} = \frac{F_{t43} \cdot L_2}{(L_2 + L_3)}$$

$$R_{FY} = \frac{21\,280,56 \cdot 107,625}{107,625 + 64,503} = -13\,305,916 \text{ N}$$

$$R_{EY} = -21\,280,56 + 13\,305,916 = -7\,974,648 \text{ N}$$

4.2.4. Přehled reakcí

Na základě předchozích výpočtů byly stanoveny tyto hodnoty:

Tabulka 9. Přehled silových poměrů

Hřídel I			Hřídel II			Hřídel III		
L₁	42,375	mm	L₁	39,31	mm	L₁	165	mm
L₂	123,752	mm	L₂	61,95	mm	L₂	107,625	mm
L₃	77	mm	L₃	58,44	mm	L₃	64,503	mm
R_{AY}	-4 411,739	N	R_{CY}	-12 251,935	N	R_{EX}	8 400,894	N
R_{BY}	-1 510,662	N	R_{CX}	5 740,053	N	R_{EZ}	-5 702,110	N
R_{BZ}	-2 761,661	N	R_{CZ}	-8 463,771	N	R_{EY}	-7 974,648	N
R_{AX}	1 359,367	N	R_{DY}	-14 951,030	N	R_{FY}	-13 305,916	N
R_{BX}	1 019,050	N	R_{DX}	4 657,087	N	R_{FX}	-382,170	N
R_A	4 616,418	N	R_C	13 529,897	N	R_E	11 583,179	N
R_B	1 822,241	N	R_D	15 659,558	N	R_F	13 311,403	N

4.3. Výpočet ložisek

Pro výpočet ložisek je použit zjednodušený postup, bez uvažování maziva a za předpokladů, že ložiska jsou nepředepjatá, bez vůle, pak lze trvanlivost pro kuličková ložiska spočítat:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq 25\,000 \text{ hod.} \quad (22)$$

$$P = F_r \text{ pro } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (23)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \text{ pro } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (24)$$

Kde n ... je počet otáček za minutu

C ... je základní dynamická únosnost

P ... je ekvivalentní zatížení

X, Y ... jsou koeficienty radiální a axiálního zatížení

e ... je srovnávací součinitel

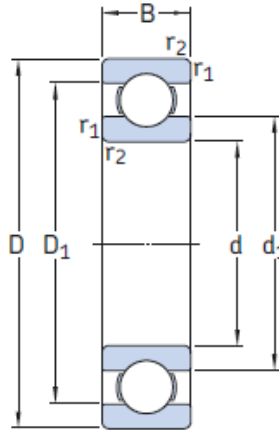
F_r ... je výsledná radiální síla působící na ložisko

F_a ... je výsledná axiální síla působící na ložisko

4.3.1. Výpočet ložisek na hřídeli III

Pro hřídel III jsou volena ložiska 6215 firmy SKF s předpokladem axiálního zatížení v podpěře E a parametry pro výpočet:

$$\begin{aligned}d &= 75 \text{ mm} \\D &= 130 \text{ mm} \\B &= 25 \text{ mm} \\C &= 68,9 \text{ kN} \\C_0 &= 49 \text{ kN} \\f_0 &= 15 [1]\end{aligned}$$



Obrázek 16. Ilustrační obrázek kuličkového ložiska

Prvně určíme porovnávací koeficient e z poměru $\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$ dle tabulky 10.

Tabulka 10. Přehled součinitelů podle SKF

Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska									
$f_0 F_a / C_0$	Normální vůle			Vůle C3			Vůle C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Mezilehlé hodnoty lze určit lineární interpolací.

Z tabulky je patrné, že $e = 0,33$, $X = 0,56$, $Y = 1,35$

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{15 \cdot 5\,702,110}{49\,000} = 1,745$$

Pro podpěru E je nutné zjistit poměr axiální síly a výsledné radiální, podle kterého se určí výsledné ekvivalentní zatížení (viz rovnice (23), (24)).

$$\frac{F_a}{F_{rE}} = \frac{5\,702,110}{11\,583,178} = 0,49 \geq e$$

Z rovnice (24) se vypočte ekvivalentní zatížení pro podpěru E a z (23) pro podpěru F

$$P_E = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 11\,583,178 + 1,35 \cdot 5\,702,110 = 14\,184,428\,N$$

$$P_F = F_{rF} = 13\,311,40\,N$$

Dosazením do rovnice (22)

$$L_{hE} = \left(\frac{C}{P_E}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{68\,900}{14\,184,43}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 40} = 47\,754,13\,hod$$

$$L_{hF} = \left(\frac{C}{P_F}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{68\,900}{13\,311,40}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 40} = 57\,779,65\,hod$$

Trvanlivost obou ložisek je větší než požadovaná trvanlivost 25 000 hodin, obě podpory tedy vyhovují.

4.3.2. Výpočet ložisek na hřídeli II

Pro hřídel II jsou zvolena kuželíková ložiska 32011 X/Q firmy SKF s parametry pro výpočet:

$$d = 55\,mm$$

$$D = 90\,mm$$

$$C = 80,9\,kN$$

$$C_0 = 116\,kN$$

$$T = 23\,mm$$

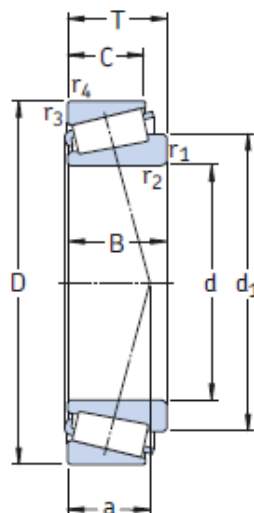
$$a = 20\,mm$$

$$Y = 1,5$$

$$e = 0,4$$

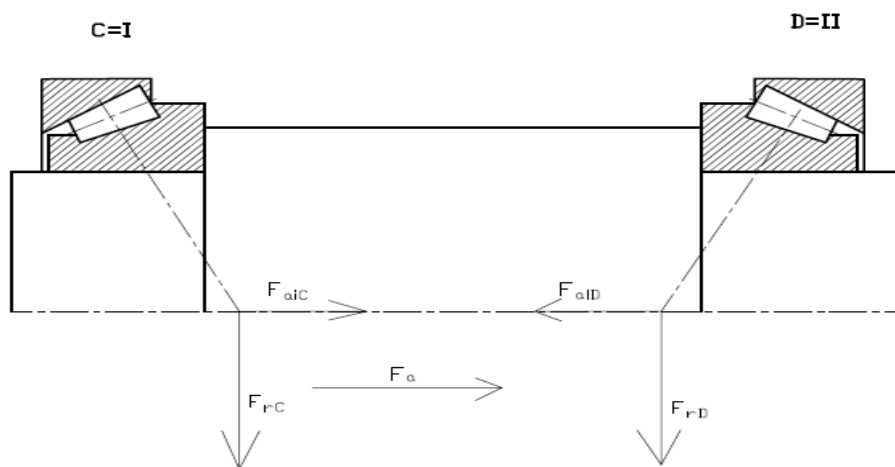
$$Y_0 = 0,8$$

$$X = 0,4$$



Obrázek 17. Ilustrační obrázek kuželíkového ložiska

U kuželíkových ložisek je postup výpočtu obdobný jako u kuličkových ložisek. S rozdílem určení výsledné axiální síly která se musí určit s ohledem na interní axiální sílu, kterou přidá kuželíkové ložisko, díky vlivu stykového úhlu. Pro částečné vyrušení interní axiální síly budou ložiska poskládána do „X“ (stykové kužele směřují k sobě). Podle rovnice (25) se určí interní přídatná síla $F_{aiC(D)}$ v každé podpěře a výsledná axiální síla z ozubení F_a . Vnější axiální síla se sečte s interní silou, která má shodný směr a tento součet se porovná se zbývající interní axiální silou. Větší ze sil $F_{aiC} + F_a$ a F_{aiD} způsobí zatížení ložiska pro zachycení ax. sil tohoto smyslu, čímž zanikne jeho interní síla, takže výsledná axiální síla na přenosovou část a tím i pro ložisko je pouze rovna vektorovému součtu zbývající interní axiální síly a vnější axiální síly z ozubení. [9]



Obrázek 18. Uspořádání ložisek na hřídeli II

Nejprve se určí velikosti interních axiálních sil od jednotlivých ložisek a výsledná axiální síla od ozubení:

$$F_{aiC} = \frac{F_{rC}}{2 \cdot Y} = \frac{13\,529,896}{2 \cdot 1,5} = 4\,509,965 \text{ N}$$

$$F_{aiD} = \frac{F_{rD}}{2 \cdot Y} = \frac{15\,659,558}{2 \cdot 1,5} = 5\,219,852 \text{ N}$$

$$F_a = F_{a34} + F_{a21} = 8\,018,72 - 2\,761,66 = 5\,257,06 \text{ N}$$

$$F_a + F_{aiC} \geq F_{aiD} \rightarrow \text{podpěra D je axiálně sevřena} \rightarrow F_{aD} = F_{aiC} + F_a, \quad F_{aC} = F_{aiC}$$

$$F_{aD} = F_{aiC} + F_a = 4\,509,965 + 5\,257,06 = 9\,767,028 \text{ N}$$

$$F_{aC} = F_{aiC} = 4\,509,965 \text{ N}$$

Již jsou určeny výsledné axiální síly, a proto lze pokračovat výpočtem trvanlivosti obdobně jako u kuliček s úpravou rovnice (22).

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq 25\,000 \text{ hod.} \quad (25)$$

Určíme poměr výsledné axiální síly a výsledné radiální síly v ložisku C, D.

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = \frac{4\,509,965}{13\,529,896} = 0,33 \leq e$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = \frac{9\,767,028}{15\,659,558} = 0,62 > e$$

$$P_C = F_{rC} = 13\,529,896 \text{ N}$$

$$P_D = X \cdot F_{rD} + Y_0 \cdot F_{aD} = 0,4 \cdot 15\,659,558 + 0,8 \cdot 9\,767,028 = 14\,077,445 \text{ N}$$

$$L_{hC} = \left(\frac{C}{P_C}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{80\,900}{13\,529,896}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 177,736} = 36\,384,812 \text{ hodin}$$

$$L_{hD} = \left(\frac{C}{P_D}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{80\,900}{14\,077,445}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 177,736} = 31\,877,839 \text{ hodin}$$

Trvanlivost ložiska C, D je větší než požadovaná, ložiska tedy vyhovují.

4.3.3. Výpočet ložisek na hřídeli I

Aplikací stejného principu jako byl použit u hřídele II lze dimenzovat ložiska i pro hřídel I. Je opět voleno uspořádání do „X“, kde stykové kužele směřují k sobě a tím částečně ruší interní axiální sílu, přidanou ložisky. Pro hřídel I jsou voleny kuželíková ložiska 30207 J2/Q firmy SKF s parametry pro výpočet (obr. 14):

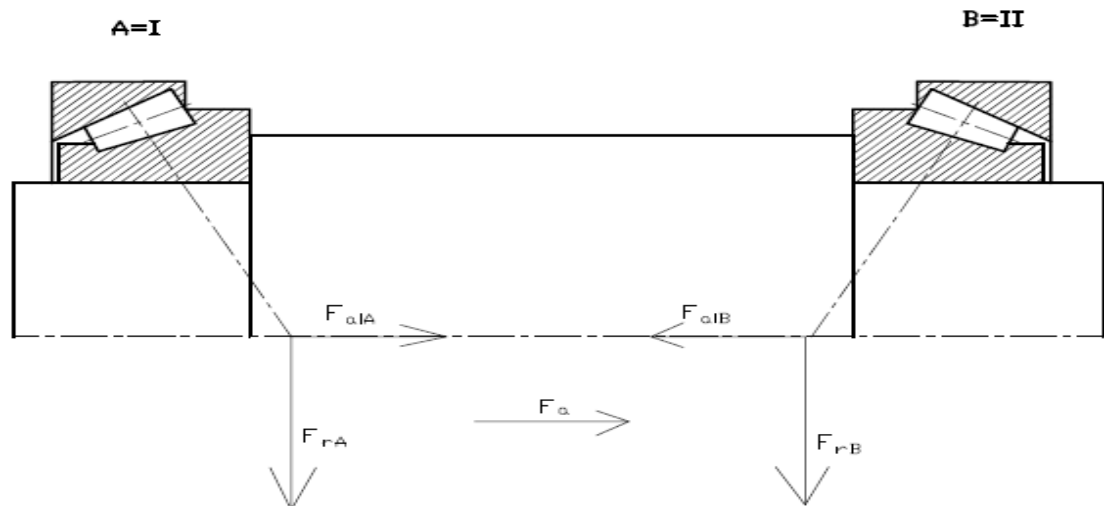
$$D = 72 \text{ mm} \quad Y = 1,6$$

$$C = 51,2 \text{ kN} \quad Y_0 = 0,9$$

$$C_0 = 56 \text{ kN} \quad d = 35 \text{ mm}$$

$$a = 15 \text{ mm} \quad X = 0,4$$

$$e = 0,37$$



Obrázek 19. Uspořádání ložisek na hřídeli I

$$F_{aiA} = \frac{F_{rA}}{2 \cdot Y} = \frac{4\,616,417}{2 \cdot 1,6} = 1\,442,630 \text{ N}$$

$$F_{aiB} = \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y} = \frac{1\,822,240}{2 \cdot 1,6} = 569,450 \text{ N}$$

$$F_a = 2\,761,66\text{ N}$$

$$F_a + F_{aiA} \geq F_{aiB} \rightarrow \text{podpěra B je axiálně sevřena} \rightarrow F_{aB} = F_{aiA} + F_a, \quad F_{aA} = F_{aiA}$$

$$F_{aB} = F_{aiA} + F_a = 1\,441,630 + 2\,761,66 = 4\,204,291\text{ N}$$

$$F_{aA} = F_{aiA} = 1\,442,630\text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{1\,442,630}{4\,616,417} = 0,31 \leq e$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{4\,204,291}{1\,822,240} = 2,30 > e$$

$$P_A = F_{rA} = 4\,616,417\text{ N}$$

$$P_B = X \cdot F_{rB} + Y_0 \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 1\,822,240 + 0,9 \cdot 4\,204,291 = 4\,512,758\text{ N}$$

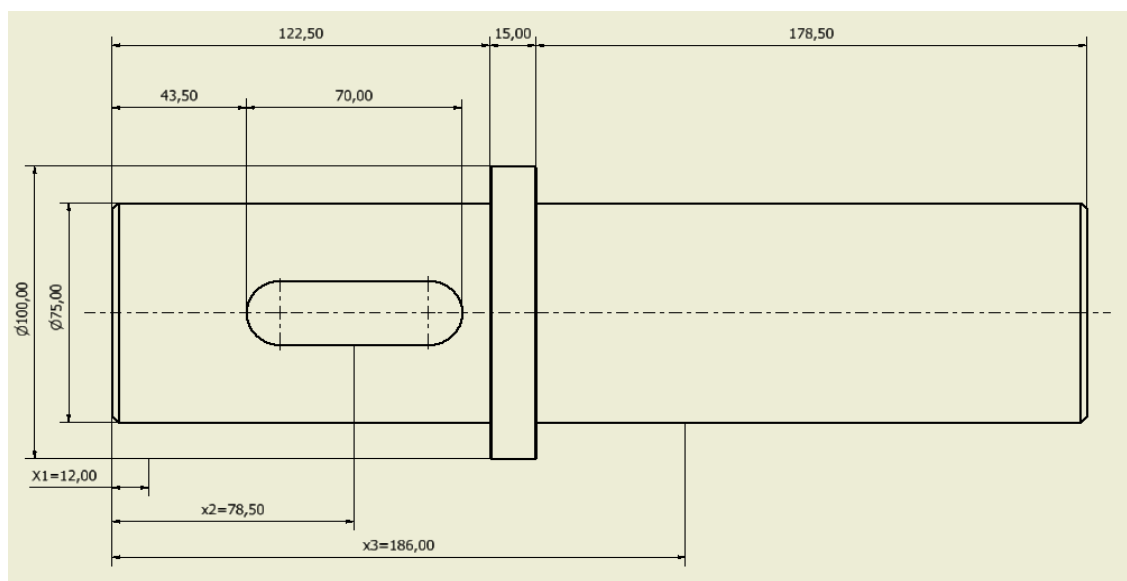
$$L_{hA} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{51\,200}{4\,616,417}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 975} = 52\,006,8\text{ hodin}$$

$$L_{hB} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{51\,200}{4\,512,758}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 975} = 56\,096,6\text{ hodin}$$

Trvanlivost podpěry A a B je výrazně větší, než je požadovaná hodnota 25 000 hodin, ložiska tedy vyhovují.

4.4. Pevnostní kontrola hřídele III

Pevnostní kontrola spočívá v statické a dynamické kontrole ve vybraných místech hřídele. Pro kontrolní výpočty je nutno znát definitivní konstrukční řešení, jako poloha kol, ložisek, materiál a rozměry hřídelů. Na obrázku 17. jsou zobrazeny základní rozměry, potřebné pro výpočet, kde x_1 , x_3 jsou působišť podpěr a x_2 je místo působení sil z ozubení. Pro hřídel je volen materiál 17CrNiMo6 podle DIN 17210.



Obrázek 20. Schématické rozměry hřídele I

4.4.1. Kontrola průhybu, natočení, zkroucení

Pro výpočet průhybu je použito programu MITCalc s vstupními hodnoty (více příloha č. 5):

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon: 15,00 [kW]

1.3 Otáčky hřídele: 40 [/min]

1.4 Krouticí moment: 3581,25 [Nm]

1.5 Předběžný min. průměr: 78,17 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele: B...Stálý krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu): C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítka průměru zobrazeného hřídele 1:1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	122,50	137,50	316,00	316,00	316,00	316,00	316,00	316,00	316,00
L	122,500	15,000	178,500							
ϕ Da	75,000	100,000	75,000							
ϕ Db	75,000	100,000	75,000							
ϕ da	0,000	0,000	0,000							
ϕ db	0,000	0,000	0,000							
R	1,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	

2.3 Celková délka hřídele: 316,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska): Pevná 12,00 [mm], Volná 186,00 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska): Pevná 12,00 [mm], Volná 186,00 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra): D...Soustruženo (1,6)

Obrázek 21. Přehled vstupních hodnot – tvar a rozměry

3.0 Vrub a zápichy na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (S_u, R_m): 950,0 [MPa]

3.2 Koefficient citlivosti materiálu (q): 0,6

A. Průchozí díra

X[mm]	d[mm]	β_c	β_b	β_t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

B. Zápich

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β_c	β_b	β_t
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00

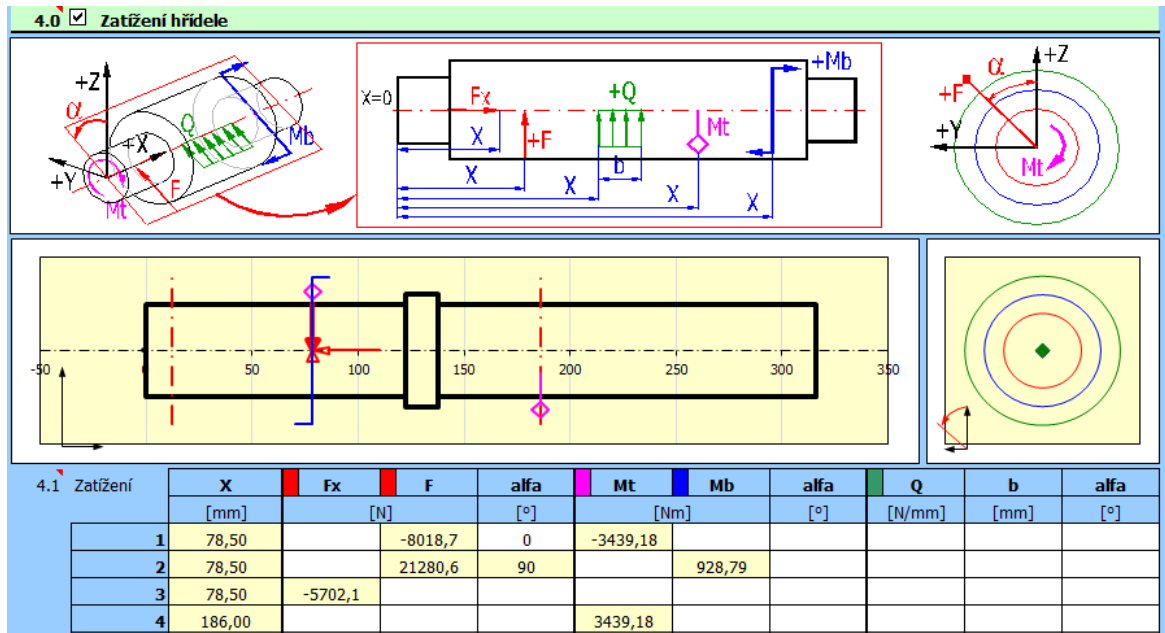
C. Obecný vrub

X[mm]	b[mm]	β_c	β_b	β_t
43,50	70,00	2,14	2,14	2,05
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_c	2,56	8,09	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_b	2,30	6,93	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_t	1,67	4,04	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Obrázek 22. Přehled vstupních hodnot – vruby



Obrázek 23. Přehled vstupních hodnot – zatížení hřídele

6.0 **Materiál a způsob namáhání**

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)

3... Zušlechťená a legovaná ocel (500 - 1400) 950 [MPa]

6.2 Mez pevnosti v tahu Su/Rm 950 [MPa]

6.3 Mez kluzu v tahu Sv/Re 618 [MPa]

6.4 Mez kluzu v ohybu SYb/Reb 741 [MPa]

6.5 Mez kluzu ve smyku SYs/Res 432 [MPa]

6.6 Pro střídavé zatížení

6.7 Mez únavy - tah/tlak σ_c 342 [MPa]

6.8 Mez únavy - ohyb σ_{eC} 456 [MPa]

6.9 Mez únavy - krut τ_c 285 [MPa]

6.10 Pro mĭjivé zatížení

6.11 Mez únavy - tah/tlak σ_{hC} 513 [MPa]

6.12 Mez únavy - ohyb σ_{ehC} 684 [MPa]

6.13 Mez únavy - krut τ_{hC} 399 [MPa]

6.14 Měrná hmotnost Ro 7850,0 [kg/m³]

6.15 Modul pružnosti v tahu E 210000 [MPa]

6.16 Modul pružnosti ve smyku G 80000 [MPa]

6.17 Zatížení vlastní vahou Ano

6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti 20

6.19 Součinitel namáhání α_0 0,85

6.20 Součinitel max. zatížení

6.21 Ohyb 1,70

6.22 Posouvající síla 1,70

6.23 Krut 1,70

6.24 Tah/Tlak 1,70

6.25 Zatěžovací podmínky

6.26 Zatížení ohybovým momentem C... Střídavé

6.27 Zatížení posouvající silou C... Střídavé

6.28 Zatížení kroutícím momentem B... Mĭjivé

6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou A... Statické

6.30 Dynamická kontrola

6.31 Vliv povrchu hřídele Ano

6.32 Vliv velikosti hřídele Ano

6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub) Ano

Obrázek 24. Přehled vstupních hodnot – materiál a způsob namáhání

Jak je patrné z obrázku 20. program má zaveden jiný souřadnicový systém, než bylo zavedeno v kapitole 4, proto je nutné upravit vstupní hodnoty. Nicméně vektorový součet dílčích reakcí v dané podpěře by měl být roven nebo se přibližně rovnat ručně určeným hodnotám. Přehled výsledných sil v reakcích:

$$R_E^{ručně} = \sqrt{R_{EY}^2 + R_{EX}^2} = \sqrt{(-7\,974,648)^2 + (8\,400,894)^2} = 11\,583,179\,N$$

$$R_E^{MITCalc} = 11\,811,551\,N$$

$$R_F^{ručně} = \sqrt{R_{FY}^2 + R_{FX}^2} = \sqrt{(-13\,305,916)^2 + (-382,170)^2} = 13\,311,403\,N$$

$$R_F^{MITCalc} = 13\,152,199\,N$$

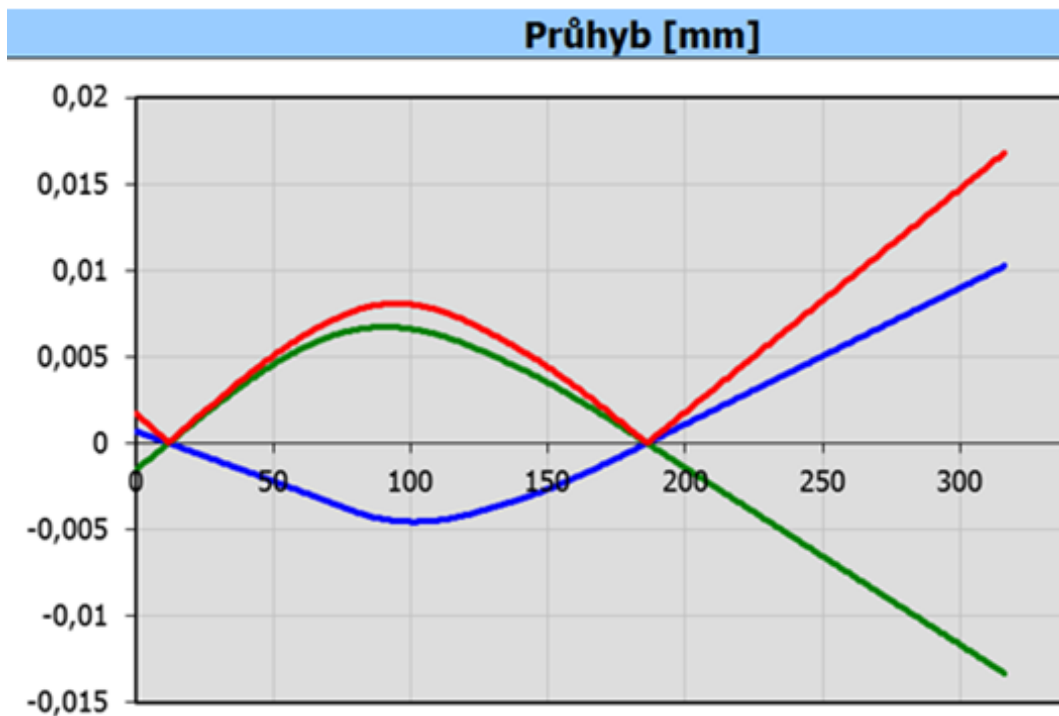
Ve vektorovém součtu dílčích reakcí je nepatrný rozdíl, který je zapříčiněn vlivem vlastní hmotnosti. Vlastní hmotnost byla uvažována pro zpřesnění výsledků. Lze tedy konstatovat, že výsledky vypočteny programem jsou reálné a směrodatné. Přehled nejdůležitějších výsledků:

Tabulka 11. Přehled nejdůležitějších výsledků

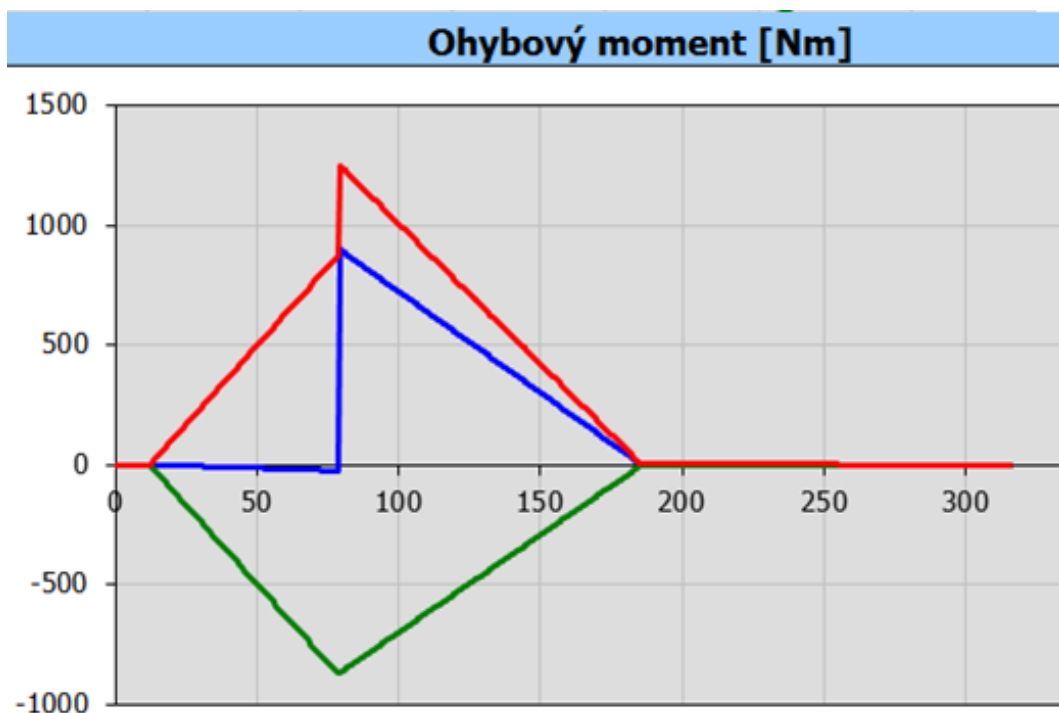
Přehled výsledků			
	MITCalc	Dovolené hodnoty	Zhodnocení
Max. průhyb	0,0168 [mm]	0,087 [mm]	Vyhovuje
Max. zkroucení	0,0784 [°]	0,25 [°/m]	Vyhovuje
Naklopení RE	0,0081 [°]	0,03 [°]	Vyhovuje
Naklopení RF	0,0074 [°]	0,03 [°]	Vyhovuje
průhyb pod kolem	0,00758[mm]	0,04 [mm]	Vyhovuje
natočení pod kolem	0,00393 [°]	0,05 [°]	Vyhovuje
Max. redukováno napětí	75,8 [MPa]	80 [MPa]	Vyhovuje
Max. napětí v krutu	43,7 [MPa]	50 [MPa]	Vyhovuje
Min. statická bezpečnost	5,06	1,2 - 1,3	Vyhovuje
Min. dynamická bezpečnost	2,87	1,3 - 1,5	Vyhovuje

Dovolené hodnoty naklopení v ložisku jsou určeny dle katalogu výrobce, ostatní dovolené hodnoty lze určit dle skript projekt III – [8]. Na základě tabulky 11. Lze konstatovat, že takto navržený hřídel vyhovuje výše uvedeným požadavkům.

Neméně důležitý je graf průhybové čáry, na obrázku 22. je modře vyznačen průhyb v rovině XZ, zeleně pak průhyb v rovině YZ. Výsledný absolutní průhyb je značen červeně.



Obrázek 25. Graf průhybu



Obrázek 26. Graf ohybového momentu

Jak je patrné z obrázku 23. v rovině XZ (modře) je způsoben skok v průběhu ohybového momentu. Tento skok je způsoben axiální silou z ozubení. Výsledný ohybový moment je vyznačen červeně.

4.4.2. Pevnostní kontrola pera na hřídeli III

Dle ČSN 02 2562 je pro hřídel o průměru $d = 75 \text{ mm}$ voleno pero $22 \times 14 \times 70$ ČSN 02 2562. Je třeba provést kontrolu na měrný tlak v místě styku pera s hřídelem a nábojem. Lze použít jedno, či více per, maximálně však tři. Vzhledem k nepřesnosti výroby lze předpokládat nerovnoměrné zatížení všech per, je proto zaveden součinitel c_{ef} (viz tabulka 12.).[9]

Tabulka 12. Přehled součinitele c_{ef}

počet per	1	2	3
c_{ef}	1	~0,6	~0,5

Pro výpočet je použit vzorec:

$$p = \frac{F_{celk}}{S_{celk}} = \frac{\frac{M_t}{d}}{c_{ef} \cdot n_p \cdot l_{st} \cdot \frac{h_{st}}{2}} \leq p_D$$

$$h_{st} = h - 2 \cdot a$$

Kde:

F_{celk} je součet všech obvodových sil na jednotlivá pera od M_t

S_{celk} je celková efektivní styková plocha všech per

c_{ef} je součinitel efektivního počtu nesoucích per

n_p je počet per

h_{st}, l_{st} je styková výška a šířka pera

a je sražení pera

Z praktického hlediska lze h_{st} uvažovat jako h . Pro hřídel III je $p_d = 120 \div 200 \text{ MPa}$ a volen počet per $n_p = 1$.

$$p = \frac{F_{celk}}{S_{celk}} = \frac{\frac{M_t}{d}}{c_{ef} \cdot n_p \cdot l_{st} \cdot \frac{h_{st}}{2}} = \frac{3\,439\,179,165}{37,5} = 187,166 \leq p_d$$

Lze tedy konstatovat, že takto navržené spojení náboj a hřídel pomocí pera vyhovuje pevnostní kontrole.

5. Návrh hřídelových spojek

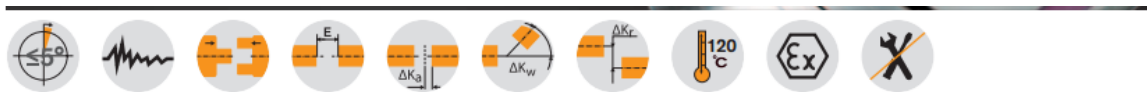
Na základě již známých krouticích momentů se dle katalogu výrobce vybere vhodná spojka. Vzhledem k dynamickým rázům se uvažuje bezpečnostní koeficient:

$$M_{kI(III)} = M_{kl(III)} \cdot k \leq M_{kspojka}$$

Kde $k = 1,7$ pro vstupní hřídel a $1,5$ pro výstupní hřídel

$$M_{kspojkaI} \geq M_{kl} \cdot k = 146,9 \cdot 1,7 = 249,73 \text{ Nm}$$

$$M_{kspojkaIII} \geq M_{kIII} \cdot k = 3\,439,18 \cdot 1,5 = 5\,158,77 \text{ Nm}$$



ROTEX® Steel (St)																	
Size	Component	Spider (part 2) rated torque [Nm]			Finish bore d (min-max)	Dimensions [mm]										Thread for setscrew	
		92 Sh-A	98 Sh-A	64 Sh-D		L	l ₁ ; l ₂	E	b	s	D _H	d _H	D	N	G	t	T _A [Nm]
14	1a	7,5	12,5	16	0-16	35	11	13	10	1,5	30	10	30	-	M4	5	1,5
	50					18,5											
19	1a	10	17	21	0-25	66	25	16	12	2	40	18	40	-	M5	10	2
	90					37											
24	1a	35	60	75	0-35	78	30	18	14	2	55	27	55	-	M5	10	2
	118					50											
28	1a	95	160	200	0-40	90	35	20	15	2,5	65	30	65	-	M8	15	10
	140					60											
38	1	190	325	405	0-48	114	45	24	18	3	80	38	70	27	M8	15	10
	164					70	80						-				
42	1	265	450	560	0-55	126	50	26	20	3	95	46	85	28	M8	20	10
	176					75	95						-				
48	1	310	525	655	0-62	140	56	28	21	3,5	105	51	95	32	M8	20	10
	188					80	105						-				
55	1	410	685	825	0-74	160	65	30	22	4	120	60	110	37	M10	20	17
	210					90	120						-				
65	1	625	940	1175	0-80	185	75	35	26	4,5	135	68	115	47	M10	20	17
	235					100	135						-				
75	1	1280	1920	2400	0-95	210	85	40	30	5	160	80	135	53	M10	25	17
	260					110	160						-				
90	1	2400	3600	4500	0-110	245	100	45	34	5,5	200	100	160	62	M12	30	40
	295					125	200						-				
100	1	3300	4950	6185	0-115	270	110	50	38	6	225	113	150	89	M12	30	40
110	1	4800	7200	9000	0-125	295	120	55	42	6,5	255	127	200	96	M16	35	80
125	1	6650	10000	12500	60-145	340	140	60	46	7	290	147	230	112	M16	40	80
140	1	8550	12800	16000	60-160	375	155	65	50	7,5	320	165	255	124	M20	45	140
160	1	12800	19200	24000	80-185	425	175	75	57	9	370	190	290	140	M20	50	140
180	1	18650	28000	35000	85-200	475	195	85	64	10,5	420	220	325	156	M20	50	140

Obrázek 27. Vybrané hřídelové spojky

Na základě výpočtů jsou na obrázku 24. zvoleny spojky pro vstupní a výstupní hřídel. Červeně je vyznačena spojka pro vstupní hřídel převodové skříně a zeleně výstupní.

6. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout konstrukční řešení pohonu pro dvouhřídelovou drtičku odpadu s ohledem na počáteční podmínky. Bylo navrženo schéma pohonu, včetně elektromotoru a převodovky. Na základě výpočtů je vhodné použít 6 – pólový elektromotor 1LE1503-1EC4 firmy Siemens, $n = 975 \text{ ot/min}$ a výkonem $P_e = 15 \text{ kW}$. Spojení elektromotoru, převodovky a drtičky je řešeno pomocí pružných hřídelových spojek firmy Rotex – viz příloha č. 6.

Dále byl navržen základní koncept drtičky, včetně drtícího ústrojí a upořádání jako celku (příloha č. 7). Drtící ústrojí je složeno ze dvou hřídelů s drtícími segmenty upořádaný do šroubovice. Pro plynulý záběr je hnací hřídel opožděn za hnacím a vzájemný pohyb hřídelů je tedy pohyb dvou šroubovic do sebe vsazených, časově zpožděných. Optimalizace toku materiálu v drtícím ústrojí je řešena pomocí žebrovaného boku. Žebrovaný bok se prolíná s drtícími segmenty a usměrňuje tok materiálu směrem k rovině stříhu (příloha č. 9).

Na základě návrhových výpočtů byla navržena dvoustupňová čelní převodovka, která splňuje veškeré provedené kontrolní výpočty, jako je kontrola ozubení, dimenzování ložisek, statická a dynamická kontrola vybraného hřídele. Převodový mechanismus tvoří dva páry čelního soukolí s šikmými zuby (příloha č. 8). Celkový převodový mechanismus je uložen v odlité skříni, která je dimenzována s ohledem na rám drtičky. Vzhledem ke splnění všech těchto kontrol lze konstatovat, že výsledné řešení vyhovuje cílům práce.

7. Literatura

- [1] Design of a shredder attachment for a waste compactor [online]. Valladolid, 2015 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: https://uvadoc.uva.es/bitstream/10324/16899/1/UVa_TFG_SARA_ESCUDERO_Wit_hDrawings.pdf
- [2] THREE TYPES OF LOW SPEED SHREDDER DESIGN. National Waste Processing Conference [online]. 1986, 86(3), 10 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: <http://www.seas.columbia.edu/earth/wtert/sofos/nawtec/1986-National-Waste-Processing-Conference/1986-National-Waste-Processing-Conference-28.pdf>
- [3] Převodovky. Přerov: Přerovské strojírnny, 1961.
- [4] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. Části a mechanismy strojů: (bakalářské studium). Praha: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-01-01422-3.
- [5] Pohonná jednotka s planetovou převodovkou a poj. spojkou [online]. Zlín, 2013 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: http://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/25139/dan%C4%9Bk_2013_bp.pdf?sequence=1
- [6] BEK, Jindřich. Atlas lokomotiv. Vyd. 2. dopl. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1981.
- [7] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [8] KUGL, Otmar. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
- [9] Obecné strojní části 1 [online]. 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012 [cit. 2017-05-03]. ISBN 978-80-261-0125-3. Dostupné z: <http://zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Obecne-strojni-casti-1.pdf>
- [10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [11] Terier. Terier.cz [online]. Chrastava: mocnak, 2017 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.terier.cz/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

i_c	[1]	celkový převodový poměr
P_e	[kW]	výkon elektromotoru
n_{out}	[ot/min]	počet otáček na výstupním hřídeli převodovky
n_{in}	[ot/min]	počet otáček na vstupním hřídeli převodovky
u	[1]	převodové číslo
u_{12}	[1]	převodové číslo soukolí 1, 2
u_{34}	[1]	převodové číslo soukolí 3, 4
z_1	[1]	počet zubů kola 1
z_2	[1]	počet zubů kola 2
z_3	[1]	počet zubů kola 3
z_4	[1]	počet zubů kola 4
θ	[%]	odchylka od jm. hodnot převodových čísel
M_{k1}	[Nm/Nmm]	kroučící moment na hřídeli I
M_{k2}	[Nm/Nmm]	kroučící moment na hřídeli II
M_{k3}	[Nm/Nmm]	kroučící moment na hřídeli III
d_1	[mm]	průměr hřídele I
d_2	[mm]	průměr hřídele II
d_3	[mm]	průměr hřídele III
m_n	[mm]	normálový modul
K_A	[1]	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{H\beta}$	[1]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů
$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim}^0$	[MPa]	mez únavy v dotyku
$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0$	[MPa]	mez únavy v ohybu
ψ	[mm]	poměrná šířka
m_{nBach}	[mm]	modul dle Bacha
m_{nHertz}	[mm]	modul dle Hertzových tlaků
β	[°]	úhel sklonu zubů
V_{HV}	[1]	tvrdost boku zubu
m_{12}	[mm]	modul soukolí 1, 2
m_{34}	[mm]	modul soukolí 3, 4
a_t	[mm]	osová vzdálenost
a_{tw}	[mm]	požadovaná osová vzdálenost
α_t	[°]	úhel záběru v čelní rovině
α_{tw}	[°]	úhel záběru v čelní rovině valivý
α_n	[°]	úhel záběru nástroje
x_1	[mm]	velikost korekce prvního kola ze soukolí
x_2	[mm]	velikost korekce druhého kola ze soukolí
F_T	[N]	tečná síla z ozubení
F_R	[N]	radiální síla z ozubení

F_A	[N]	axiální síla z ozubení
R_{AX}	[N]	reakce v podpěře A ve směru osy x
R_{AY}	[N]	reakce v podpěře A ve směru osy y
R_A	[N]	výsledná reakce v podpěře A
R_{BX}	[N]	reakce v podpěře B ve směru osy x
R_{BY}	[N]	reakce v podpěře B ve směru osy y
R_{BZ}	[N]	axiální reakce v podpěře B
R_B	[N]	výsledná reakce v podpěře B
F_{t12}	[N]	tečná síla z ozubení, působící z kola 2 na 1
F_{a12}	[N]	axiální síla z ozubení, působící z kola 2 na 1
F_{r12}	[N]	radiální síla z ozubení, působící z kola 2 na 1
R_{CX}	[N]	reakce v podpěře C ve směru osy x
R_{CY}	[N]	reakce v podpěře C ve směru osy y
R_{CZ}	[N]	axiální reakce v podpěře C
R_C	[N]	výsledná reakce v podpěře C
R_{DX}	[N]	reakce v podpěře D ve směru osy x
R_{DY}	[N]	reakce v podpěře D ve směru osy y
R_D	[N]	výsledná reakce v podpěře D
F_{t21}	[N]	tečná síla z ozubení, působící z kola 1 na 2
F_{a21}	[N]	axiální síla z ozubení, působící z kola 1 na 2
F_{r21}	[N]	radiální síla z ozubení, působící z kola 1 na 2
F_{t34}	[N]	tečná síla z ozubení, působící z kola 4 na 3
F_{a34}	[N]	axiální síla z ozubení, působící z kola 4 na 3
F_{r34}	[N]	radiální síla z ozubení, působící z kola 4 na 3
R_{EX}	[N]	reakce v podpěře E ve směru osy x
R_{EY}	[N]	reakce v podpěře E ve směru osy y
R_{EZ}	[N]	axiální reakce v podpěře E
R_E	[N]	výsledná reakce v podpěře E
R_{FX}	[N]	reakce v podpěře F ve směru osy x
R_{FY}	[N]	reakce v podpěře F ve směru osy y
R_F	[N]	výsledná reakce v podpěře F
F_{t43}	[N]	tečná síla z ozubení, působící z kola 3 na 4
F_{a43}	[N]	axiální síla z ozubení, působící z kola 3 na 4
F_{r43}	[N]	radiální síla z ozubení, působící z kola 3 na 4
F_{ai}	[N]	interní axiální síla od ložiska
L_h	[hod]	trvanlivost ložiska
P	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
e	[1]	porovnávající koeficient

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obrázek 1. Schéma konstrukčního řešení drtiček.....	3
Obrázek 2. Ukázka drticího ústrojí [11].....	4
Obrázek 3. Celkový pohled na drtičku [11]	4
Obrázek 4: Typ I [2]	5
Obrázek 5: Typ III [2]	7
Obrázek 6: Přehled klasických převodovek [4]	8
Obrázek 7: Planetová převodovka K-U [6]	9
Obrázek 8. Koncepční návrh	19
Obrázek 9. Silové poměry	22
Obrázek 10. Náhradní nosník pro hřídel I – rovina XZ	23
Obrázek 11. Náhradní nosník pro hřídel I – rovina YZ	23
Obrázek 12. Náhradní nosník pro hřídel II – rovina XZ	24
Obrázek 13. Náhradní nosník pro hřídel II – rovina YZ	25
Obrázek 14. Náhradní nosník pro hřídel III – rovina XZ	25
Obrázek 15. Náhradní nosník pro hřídel III – rovina YZ	26
Obrázek 16. Ilustrační obrázek kuličkového ložiska.....	28
Obrázek 17. Ilustrační obrázek kuželíkového ložiska.....	29
Obrázek 18. Uspořádání ložisek na hřídeli II.....	30
Obrázek 19. Uspořádání ložisek na hřídeli I.....	31
Obrázek 20. Schématické rozměry hřídele I	32
Obrázek 21. Přehled vstupních hodnot – tvar a rozměry	33
Obrázek 22. Přehled vstupních hodnot – vruby.....	33
Obrázek 23. Přehled vstupních hodnot – zatížení hřídele	34
Obrázek 24. Přehled vstupních hodnot – materiál a způsob namáhání.....	34
Obrázek 25. Graf průhybu.....	36
Obrázek 26. Graf ohybového momentu	36
Obrázek 27. Vybrané hřídelové spojky	38

SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tabulka 1. Přehled známých parametrů	15
Tabulka 2. Výběr osových vzdáleností z ČSN 03 1014	15
Tabulka 3. Vstupní hodnoty pro soukolí 1, 2	17
Tabulka 4. Výsledky z programu	17
Tabulka 5. Vstupní hodnoty pro soukolí 3, 4	18
Tabulka 6. Výsledky programu	18
Tabulka 7. Výsledky kontroly ozubení pro soukolí 1, 2 a 3, 4	21
Tabulka 8. Silové poměry	22
Tabulka 9. Přehled silových poměrů	27
Tabulka 10. Přehled součinitelů podle SKF	28
Tabulka 11. Přehled nejdůležitějších výsledků	35
Tabulka 12. Přehled součinitele cef	37

SEZNAM POUŽITÝCH PŘÍLOH

- Příloha č. 1 – Katalog elektromotoru
- Příloha č. 2 – Program na výpočet modulu
- Příloha č. 3 – Program na výpočet korekcí pro soukolí 1, 2
- Příloha č. 4 – Program na výpočet korekcí pro soukolí 3, 4
- Příloha č. 5 – Program MITCalc
- Příloha č. 6 – Katalog spojek
- Příloha č. 7 – Výkres č. 2017-03-06-00
- Příloha č. 8 – Výkres č. 2017-03-06-01
- Příloha č. 9 – Výkres č. 2017-03-06-02