



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu 2-hřídelové drtičky odpadu

Design of a Drive Unit for Double-roll Waste Shredder

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

Martin Kálecký

Praha 2016



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu dvouhřídelové drtičky odpadu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze DD. MM. RRRR

Martin Kálecký



Anotační list

Jméno autora: ***Martin KÁLECKÝ***

Název BP: Návrh pohonu dvouhřídelové drtičky odpadu

Anglický název: Design of a drive unit for double-roll waste shredder

Rok: 2016

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí BP: *Ing. Roman Uhlíř Ph.D.*

Bibliografické údaje:	počet stran	72
	počet obrázků	34
	počet tabulek	11
	počet příloh	2

Klíčová slova: Drcení odpadu, drtička odpadu, pohon, převodovka

Keywords: Shredding of Trash, Waste Shredder, Drive Unit, Transmission



Anotace:

Práce obsahuje základní popis drticího procesu, výčet běžně používaných drtiček odpadu a jejich konstrukční uspořádání se zaměřením na dvouhřídelový drtič. Dále je popsán podrobný návrh pohonu. Počínaje návrhem hnacího ústrojí, spojek až po převodové ústrojí. Převodové ústrojí se skládá z návrhu ozubených kol, ložisek a hřídelí. Tyto komponenty jsou následně zkontrolovány na životnost a pevnost. Především pro předlohovou hřídel je provedena statická a dynamická kontrola.

Abstract:

This work contains basic description of shredding process. It also contains a list of usually used shredders with their construction design. The next section is about design drive unit. First is design of powertrain, coupling and then design of transmission. Gearbox consists from design gears, bearings and shafts. These components are checked for durability and strength. Countershaft is controlled for static a dynamic strength.



Obsah

1.	Drcení odpadu	7
1.1	Čelistové drtiče.....	10
1.2	Kuželové drtiče.....	10
1.3	Válcové drtiče.....	10
1.4	Kladivové drtiče	11
1.5	Bubnové drtiče	11
1.6	Hřídelové drtiče	11
1.6.1	Jednohřídelové drtiče	13
1.6.2	Dvuhřídelové drtiče.....	13
1.6.3	Čtyřhřídelové drtiče	15
1.6.4	Speciální hřídelové drtiče	15
1.7	Volba drtiče	16
2.	Návrh komponent pohonu drtiče	17
2.1	Volba elektromotoru	17
2.1.1	Celková účinnost pohonu	17
2.1.2	Potřebný výkon elektromotoru	17
2.1.3	Volba elektromotoru	18
2.2	Návrh hřídelových spojek	19
2.2.1	Spojení elektromotoru a převodovky	19
2.2.2	Spojení převodovky a drtičky.....	20
2.3	Návrh převodovky	21
2.3.1	Rozdělení převodového poměru.....	21
2.3.2	Počet zubů ozubených kol.....	22
2.3.3	Krouticí momenty a otáčky	22
2.3.4	Návrh průměru hřídelů.....	24



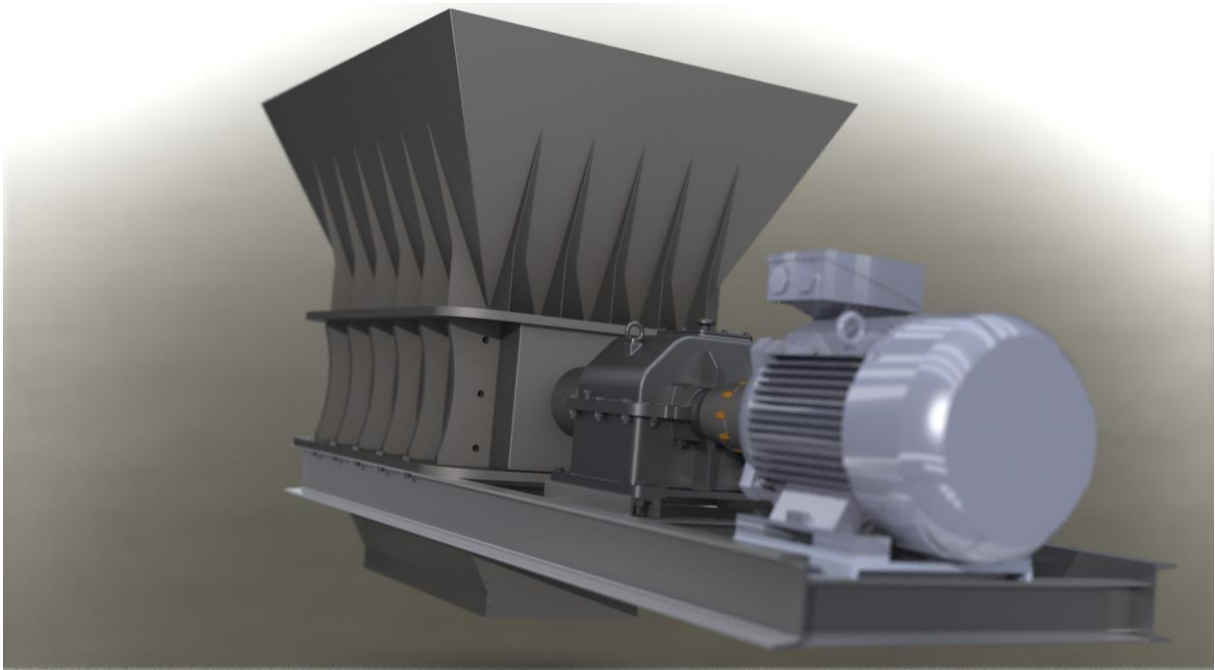
2.4	Návrh ozubených kol.....	25
2.4.1	Soukolí 12.....	25
2.4.2	Soukolí 34.....	28
2.5	Kontrola ozubení	32
2.5.1	Kontrola ozubení Soukolí 12.....	33
2.5.2	Kontrola ozubení Soukolí 34.....	34
2.6	Silové poměry převodovky	35
2.6.1	Grafické znázornění silových poměrů.....	36
2.6.2	Silové poměry v Soukolí 12	36
2.6.3	Silové poměry v Soukolí 34	37
2.7	Reakce v uložení.....	38
2.7.1	I. Hřídel.....	38
2.7.2	II. Hřídel.....	39
2.7.3	III. Hřídel.....	41
2.7.4	Výsledné reakce	42
2.7.5	Souhrn reakcí	44
2.8	Reverzace	44
3.	Volba ložisek.....	45
3.1	I. Hřídel.....	45
3.2	II. Hřídel.....	47
3.3	III. Hřídel.....	48
4.	Pevnostní kontrola hřídelů	50
4.1	Statická bezpečnost	50
4.1.1	I. Hřídel.....	51
4.1.2	II. Hřídel.....	54
4.1.3	III. Hřídel.....	57



4.2	Dynamická kontrola	59
4.3	Deformační kontroly hřídelů	62
4.3.1	Kontrola torzní tuhosti.....	62
4.3.2	Kontrola ohybové tuhosti	64
4.3.3	Kontrola spojení hřídele s nábojem	66
5.	Závěr.....	68

1. Drcení odpadu

Cílem drcení je dosažení potřebného tvaru, konzistence, objemu atd. drceného materiálu. Volba drtících procesů a zařízení, musí respektovat stav a původ zpracovávaného materiálu a způsob dalšího, navazujícího způsobu likvidace odpadu. Tento proces nazýváme mechanické zdrobňování, mezi jehož hlavní procesy právě řadíme lisování, stříhání, pálení, drcení a mletí. [1]



obr. 1.: Sestava drtičky

Mimo drtiče a mlýny se pro úpravu odpadu používají i speciální zdrobňovací stroje a mechanismy. Příklad takového stroje je na obr. 1. Rozlišujeme dva typy odpadů. Odpady z domácností většinou obsahují obaly z plastů a papíru, sklo, vyřazené kovové předměty [1]. Průmyslové odpady jsou mnohem rozmanitější, stejně tak jejich způsob likvidace.

Stroje pro drcení odpadu musí svou konstrukcí vyhovovat danému materiálu a jeho vlastnostem. Pro drcení a mletí se používají drtící elementy, které mají velkou rozmanitost velikostí a tvarů. Nejběžnější podoby elementů jsou např. trhací zuby, nože, hroty, nůžky či pily. Běžně se vyrábějí z oceli s 0,8 až 1,5 % C. Jako přídavek se používá 0 až 2 % Mn nebo Cr. Použití 0,2 % V zvyšuje podstatnou měrou tvrdost. Slitiny obsahující 3 a 6 % W dosahují větší tvrdosti a stálosti ostří. [1]



Při je drcení materiál rozrušován působením vnějších sil. Hlavní způsob namáhání je tlakem a smykem (z části i na ohyb). Takto drcené materiály jsou v pracovním prostoru drtiče rozmačkány, roztírány či štěpeny tlakem, smykem úderem nebo nárazem [1]. Ve velké míře se používají stroje, které uplatňují kombinaci těchto namáhání. Často se také drtí velké množství materiálu, přičemž dochází k vzájemnému otěru.

Hranice mezi drcením a mletím určuje velikost rozdrceného zrna materiálu je uvedena v tab. 1.1, která obsahuje výčet několika typů drtičů a mlýnů. Volba drtiče je ovlivněna fyzikálními vlastnostmi drceného materiálu a to je především: velikost zrn materiálu před drcením, velikost zrn materiálu po drcení a požadovaný výkon v [m³/h] nebo [t/h]. [1]

tab.1: Rozdělení drtičů dle velikosti rozdrceného zrna [1]

Stupeň mech. rozpojování		Zrnitost produktu	Optimální typ stroje
[-]		[mm]	[-]
Drcení	Hrubé	Na 125	Čelistový, dvou a čtyřhřídelový drtič
	Střední	Nad 25	Kuželový, jedno a dvouhřídelový drtič
	Jemné	Do 25	Kladivový, odrazový válcový a jednohřídelový drtič
Mletí	Hrubé	Do 3 (do 6)	Tyčový, autogenní mlýn
	Střední	0,08 – 0,8	Kulový, bubnový, autogenní mlýn
	Jemné	0,03 – 0,08	Kulový – troubový mlýn
	Velmi jemné	0,01 – 0,03	Kulový – troubový, vibrační mlýn
		0,003 – 0,01	Tryskový, koloidní mlýn

Mezi hlavní technické charakteristiky patří stupeň drcení. [1]

$$s = \frac{z_1}{z_2}$$



Kde: s – stupeň drcení

z_1 – maximální velikost zrna materiálu před drcením

z_2 – maximální velikost zrna materiálu po drcení

Tento údaj ovlivňuje následnou volbu drtiče i počet za sebou použitých strojů. Jelikož čím má drtička vyšší stupeň drcení, tím je potřeba menší počet strojů zařazených za sebou pro následné zjemňování drtě na požadovanou velikost. Pro některé typy strojů lze sestavit orientační seznam podle stupně drcení.

tab. 2: Stupeň zdobnění podle druhu drtiče [1]

Druh zdobňovacích strojů	Stupeň zdobnění
Čelistové drtiče	3 ÷ 6
Kuželové drtiče	5 ÷ 7
Kuželové drtiče tupouhlé	5 ÷ 20
Válcové drtiče s hladkými válci	3 ÷ 4
Hřídelové drtiče s rotorovými noži	8 ÷ 10
Kladivové drtiče jednorotorové	10 ÷ 15
Odrázové drtiče a mlýny	10 ÷ 40
Kulové mlýny	Větší než 50 ÷ 100
Autogenní mlýny	Větší než 80 ÷ 200

Podobně lze pro drticí efekt využít redukční poměr. [1]

$$R_{80} = \frac{D_{80}}{d_{80}}$$

Kde: R_{80} – redukční poměr

D_{80} – okatost síta, jímž propadne 80% objemu materiálu před drcením

d_{80} – okatost síta, jímž propadne 80% objemu materiálu po drcení

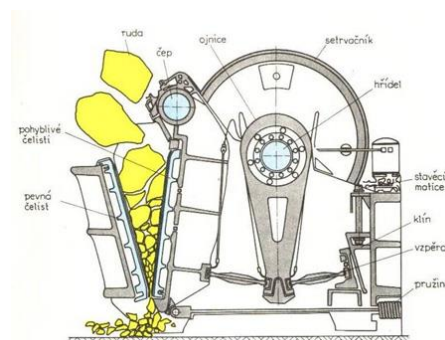
V současnosti se vyrábí velký počet různých typů drtičů. Protože v tomto oboru prozatím není dostatečné poznání podstaty drticího procesu, vychází se při konstrukci drtičů z teoretických poznatků jen částečně. Většinou pro konstrukci mají rozhodující váhu empirické a praktické zkušenosti [1]. Pro volbu drtiče mimo drticího efektu, složení odpadu a jeho mechanických a fyzikálních vlastností musíme uvažovat také

měrnou spotřebu elektrické energie, potřebný instalovaný výkon hnacího elektromotoru, náročnost na údržbu a obsluhu, hmotnost a rozměry stroje, požadovaný výkon drtiče a cenu drtiče.

Dále uvádím výběr některých významnějších drtičů, zejména průmyslového odpadu, hornin a nerostných surovin.

1.1 Čelistové drtiče

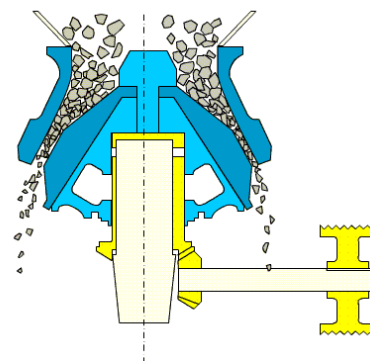
Využívá princip pevné čelisti a pohyblivé čelisti, mezi kterými je materiál rozmačkáván a lámán (viz obr 1.1). Mechanismus složený z ojnice a dvou vzpěrných desek nepřímo vyvolává kývavý pohyb pohyblivé čelisti. Při oddálení čelistí materiál propadá ven. [1]



obr. 1.1: Čelistový drtič [14]

1.2 Kuželové drtiče

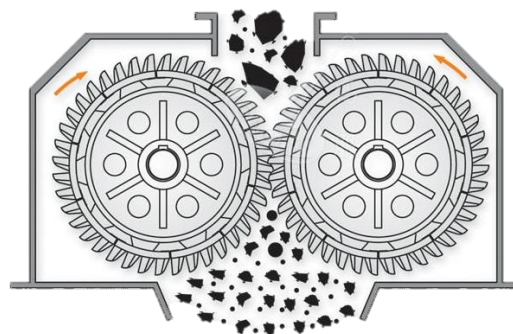
Materiál je drcen mezi otáčejícím se komolým kuželem a nehybným pláštěm. Podle tvaru kuželu je dělíme na tupouhlé a ostroúhlé, podle jejich vrcholového úhlu. Hřídel kuželu je většinou uložena výstředně. [1] Příklad kuželového drtiče je na obr. 1.2



obr. 1.2: Kuželový drtič [15]

1.3 Válcové drtiče

Obdoba hřídelových drtičů. Ve válcovém drtiči (viz obr. 1.3) se materiál drtí mezi dvěma proti sobě se otáčejícími válci. Povrch válců je různorodý, od hladkých válců až po ozubené válce různých tvarů. Toto ozubení může tvořit několik složených, vyměnitelných segmentů.



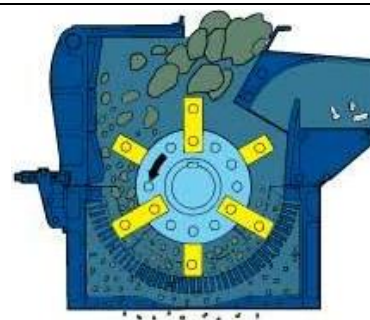
obr. 1.3: Válcový drtič [16]

[1]



1.4 Kladivové drtiče

Princip drcení je založen na prudkých úderech kladiv nebo lišt (viz obr. 1.4). Kladiva bývají kloubově uložena na rychle otáčejícím se rotoru. Klouby umožňují snadnou výměnu opotřebovaných kladiv. Hmotnost kladiv se pohybuje mezi 30 až 130 kg. [1]



obr. 1.4: Kladivový drtič [17]

1.5 Bubnové drtiče

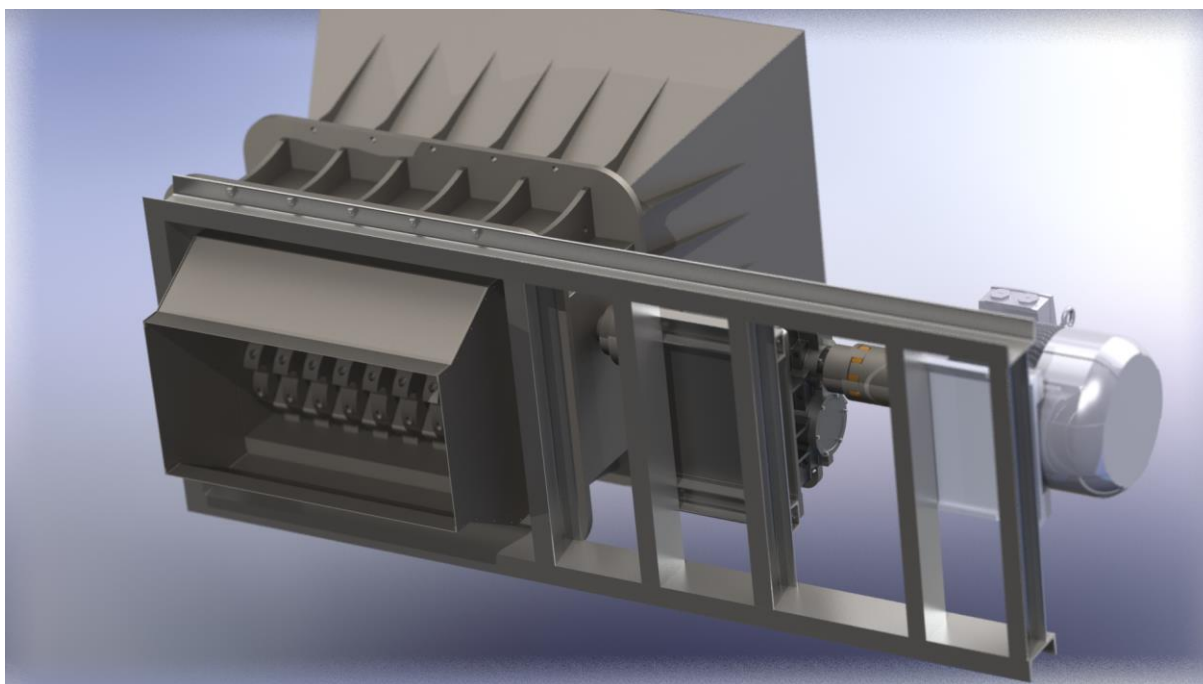
Vhodné na drcení nesourodého materiálu např. elektrošrotu, kde jednou surovinou je kov a druhou plast. Ty se dále snadno třídí. Uvnitř pracovního prostoru rotuje buben, který drtí odpad. Odpad zároveň naráží sám na sebe. Výsledkem je vysoká účinnost drcení. [2] Příklad bubnového drtiče je na obr. 1.5.



obr. 1.5: Bubnový drtič [2]

1.6 Hřídelové drtiče

Při zpracování houževnatých materiálů jako je např. pryž, jsou drtiče založeny spíše na principu řezání a krájení. V zahraničí se tyto stroje nazývají shredder [1]. Na



obr. 1.6.a: Spodní pohled na model drtičky

obr 1.6.a je spodní pohled na model tohoto stroje. Hlavní princip těchto drtičů (shreddrů) je umístění jednoho, dvou nebo čtyř hřídelů, které rotují proti sobě. Tyto hřídele bývají osazeny drtícími (řezacími) elementy s distančními kroužky. Elementy jsou nejčastěji ve tvaru kotouče vyrobeného přímo na hřídeli, nebo bývají složené z několika částí.

Nejčastěji tyto drtiče zpracovávají odpad, jako jsou pneumatiky, kabely, části elektroniky, karoserie automobilů, či plasty různých druhů. Drtič vtahuje odpad mezi své nože a trhá je na kousky. Pod hřídeli se nachází výměnné výstupní síto (viz obr 1.6.b), na kterém probíhá druhotné drcení odpadu. Stupeň drcení materiálu závisí na počtu zubů a jeho šířce. Kvalita drti závisí na nastavení řezné mezery mezi noži. Řezná mezera závisí na typu stroje, obvykle však činí 0,2 – 0,3 mm [1]. Tvary rotorových nožů volíme podle vlastností drceného materiálu. Například pro odpad s velkou objemovou hustotou volíme rotor s mnoha malými noži s mírným úhlem [1]. Bráníme tím zahlcení stroje.



obr. 1.6.b: Síto drtiče [2]

Konstrukce takovýchto drtičů bývá velmi masivní z důvodu odolnosti proti obrovským tahovým napětím, které vznikají na nožích při drcení houževnatých materiálů. Tyto stroje jsou vybaveny systémem, který řídí zvláštní okruh. Ten může v případě zahlcení zastavit rotaci hřídelů, na krátkou dobu spustí reverzaci drtičky a poté opět zapojí pohon do původního chodu. Tento systém rovněž zajišťuje postupný rozběh drtiče a spouštění vstupních a výstupních dopravníků. [1]

1.6.1 Jednohřídelové drtiče

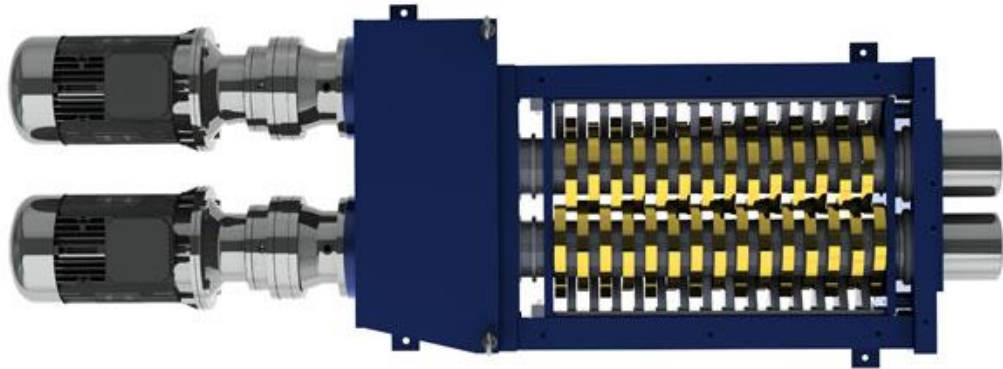
Drtiče s jednou hřídelí využívají pro drcení břity upevněné na rotoru (viz obr. 1.6.1). Materiál se stříhá mezi těmito břity a pevným statorovým ostřím ve tvaru hřebene. Součástí stroje bývá hydraulický přítlak pro přísun odpadu do pracovního prostoru. Řezný nástroj v tomto případě je řezná destička přichycená k držáku, který je navařen na hřídel. Díky tomu je zajištěna snadná výměna při opotřebování. [2]



obr. 1.6.1.: Rotor s břity jednohřídelového drtiče [2]

1.6.2 Dvouhřídelové drtiče

Drťící proces na dvouhřídelovém stroji probíhá za pomalého otáčení kotoučových segmentů připevněných na hřídelích proti sobě. Výstupem z drtičky jsou proužky či kousky odpadu. Drtičky obvykle pohání přes převodovku jeden nebo dva elektromotory, případně hydromotory [2]. Dvouhřídelový drtič s dvěma pohony je na obr. 1.6.2.a. Pokud pro drcení opadu je potřeba celá linka strojů, je obvykle tato drtička řazena jako první. Často bývá stroj vybaven přítlakem. Součástí drtičů bývá i stojan a násypka, které jsou konstruovány s ohledem na bezpečnost obsluhy a kompatibilitu s výstupním zařízením. Tím může být např. kontejner [2]. Nejčastějším materiálem střížných elementů jsou ušlechtilé materiály, které jsou po tepelném zpracování broušeny.



obr. 1.6.2.a: Dvouhřídelový drtič s dvěma pohony [18]

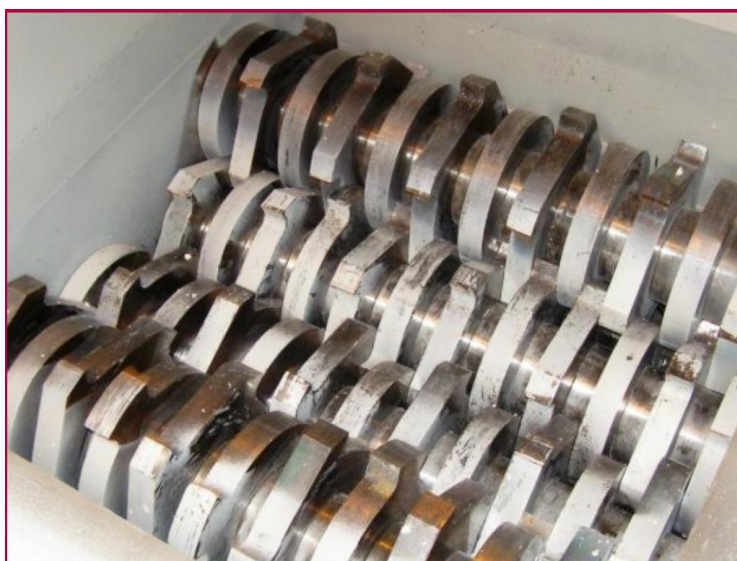
Drtiče pro vyšší výkony jsou poháněny silnějším elektromotorem s elektro-převodovkou. Díky vyšším krouticím momentům a větším nárokům na pevnější drcené odpady musejí být segmenty drtiče vyrobeny z nástrojové oceli. Každý segment bývá vyráběn jako samostatný výkovek (viz obr. 1.6.2.b). Po tepelném zpracování se segmenty brousí. Dále pak jsou segmenty montovány tak, aby střížná vůle činila řádově desetiný milimetru. [2]



obr. 1.6.2.b: Pracovní prostor dvouhřídelového drtiče [2]

1.6.3 Čtyřhřídelové drtiče

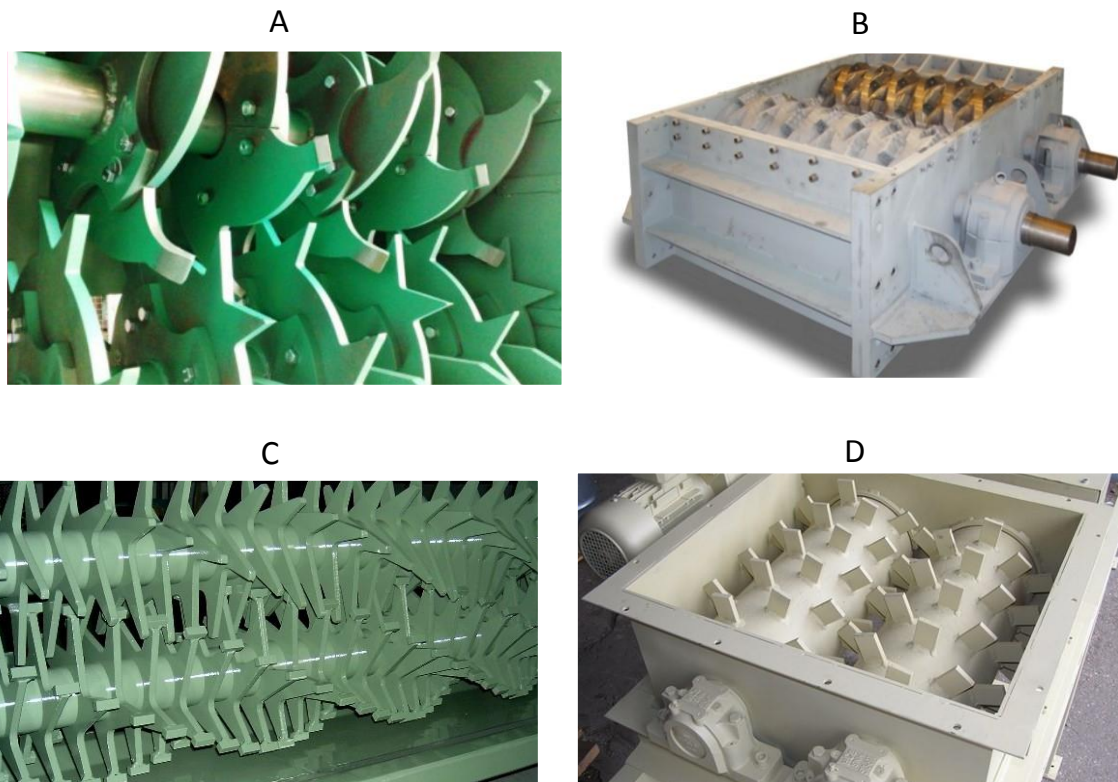
Obdoba dvouhřídelového drtiče. Drtič je vhodný pro velké objemy odpadu. Drcení odpadu probíhá na dvou místech zároveň. Odpad se drtí mezi hřídelemi a ten který nepropadne sítí je vytahován zpět do pracovního prostoru. Jeden pár hřídelí má za úkol podávat odpad do místa drcení, které obstarává druhý pár hřídelí. [2] Podávací a drtící hřídele jsou na obr. 1.6.3.



obr. 1.6.3.: Podávací a drtící hřídele [2]

1.6.4 Speciální hřídelové drtiče

Mezi tyto stroje můžeme zařadit drtiče pro jednoúčelové použití. To znamená, že tento stroj je unikátní svým provedením a zvládne účinně drtit jen jeden druh odpadu, či jejich omezené množství. Mezi tento typ můžeme zařadit drtiče polystyrenu, skla, kartonu, či nemocničního odpadu (viz obr. 1.6.4) [2].



obr. 1.6.4.: Speciální drtiče: A – Drtič kartonu, B – Drtič nemocničního odpadu,
C – Drtič polystyrenu, D – Drtič skla [2]

1.7 Volba drtiče

Po prostudování katalogů firem vyrábějících drtiče a použití prostředků a vědomostí z dostupné literatury volím podle svého zadání dvouhřídelovou drtičku odpadu. Tuto drtičku volím tak, aby byla vhodná pro zařazení do provozu např. linky pro recyklaci odpadu, spalovny odpadu, linky na zpracování pneumatik, elektro odpadu atd. Uvažuji takový výkon drtiče, aby bylo možné drtit např. dřevo, papír, textil, olejové filtry, pneumatiky, plast a elektro odpad. Dále pak odhaduji, že podle uvažovaných atributů drtiče se může hodinová kapacita (dle údajů z [2]) pohybovat mezi 1500 až 2500 kg/hod.



2. Návrh komponent pohonu drtiče

Zadání:

- $n_{III} = 52 \text{ min}^{-1}$
- $P_{III} = 27 \text{ kW}$
- $M_{KIII} = 4,96 \text{ kNm}$
- $L_h = 20\,000 \text{ h}$
- $q_r = 10\,000 \frac{\text{ks}}{\text{rok}}$

Výpočet proveden dle [3]

Kde: n_{III} – otáčky na výstupním hřídeli
 P_{III} – výkon na výstupním hřídeli
 M_{KIII} – krouticí moment na výstupním hřídeli
 L_h – životnost komponentů převodovky
 q_r – počet vyráběných komponentů převodových skříní

2.1 Volba elektromotoru

2.1.1 Celková účinnost pohonu

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_D$$

$$\eta_c = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98$$

$$\eta_c = 0,941$$

Kde: η_{12} – účinnost jednoho páru čelních ozubených kol I. soukolí
 η_{34} – účinnost jednoho páru čelních ozubených kol II. soukolí
 η_D – účinnost jednoho páru čelních ozubených kol v drtiče

Neuvažují účinnost pružné a zubové spojky a dále také účinnost ložisek.

2.1.2 Potřebný výkon elektromotoru

$$P'_m = \frac{P_{III}}{\eta_c}$$

$$P'_m = \frac{27\,000}{0,941}$$



$$P'_m = 28\,687\text{ W}$$

Kde: η_c – celková účinnost pohonného mechanismu

P'_m – výkon hnacího elektromotoru

2.1.3 Volba elektromotoru

Musí být splněna podmínka:

$$P_m \geq P'_m$$

$$P_m \geq 28\,687\text{ W}$$

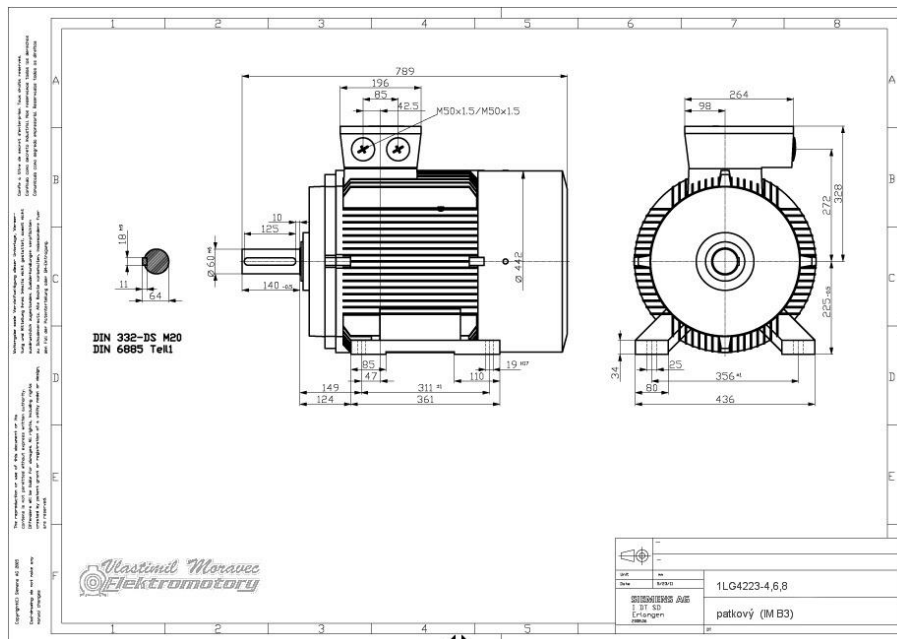
Kde: P_m – katalogový výkon hnacího elektromotoru

Volím dle katalogu firmy Siemens:

Trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko. Siemens 1LG 4223-6AA, 30 kW, 978 ot., IM B3 – patkový. [4] Rozměry viz obr. 2.1.3.a.

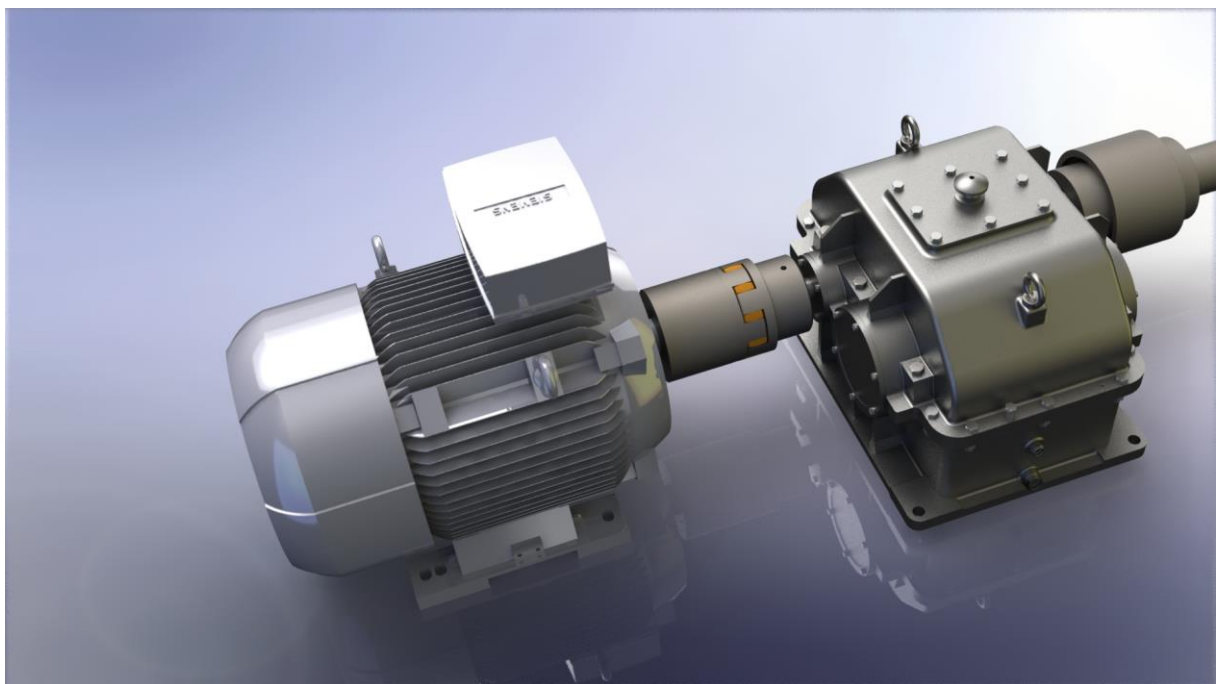
tab. 3.3.: Vlastnosti elektromotoru [4]

Typová řada	1LG4
Osová výška	225 mm
Výkon P_m	30 kW
Otáčky	980 min ⁻¹
Napětí	400/690 V 50 Hz
Krytí	IP 55
Přípustná teplota okolí	od -20°C do +40°C
Hmotnost	280 kg



obr. 2.1.3.a: Rozměry elektromotoru [4]

2.2 Návrh hřídelových spojek



obr. 2.1.3.b: Pohled na elektromotor a pružnou spojku

2.2.1 Spojení elektromotoru a převodovky

$$M_{km} = \frac{30\,000}{\pi} \cdot \frac{P_m}{n_m}$$



$$M_{km} = \frac{30\,000}{\pi} \cdot \frac{30}{978} = 292,94 \text{ Nm}$$

$$M_v = k \cdot M_{km}$$

$$M_v = 3 \cdot 292,94 = 878,82 \text{ Nm}$$

Kde: M_{km} – krouticí moment na hřídeli elektromotoru

M_v – výpočtový moment spojky

k – provozní součinitel dle ČSN 02 6208, pro případ kde je hnacím strojem asynchronní elektromotor s kotvou na krátko a hnaným strojem je drtička (řazena do skupiny VIII hnaného stroje) $k = 3$ [5]

Volím pružnou spojku (viz obr. 2.1.3. b) z katalogu firmy KTR – ROTEX 75, [6] kde hodnota jmenovitého a maximálního momentu je:

$$M_{kn} = 1250 \text{ Nm}$$

$$M_{kmax} = 2560 \text{ Nm}$$

Tato spojka vyhovuje zatížení s dostatečnou rezervou, protože je splněna podmínka:

$$M_{kn} > M_v$$

2.2.2 Spojení převodovky a drtičky

$$M_v = k \cdot M_{kIII}$$

$$M_v = 3 \cdot 5106,75 = 15\,320,25 \text{ Nm}$$

Kde: M_{kIII} – krouticí moment na 3. hřídeli převodovky, viz. 2.3.3.3.

Volím zubovou spojku z katalogu firmy SIT – SITEX ST-C, [6] kde hodnota jmenovitého a maximálního momentu je:

$$M_{kn} = 24\,000 \text{ Nm}$$

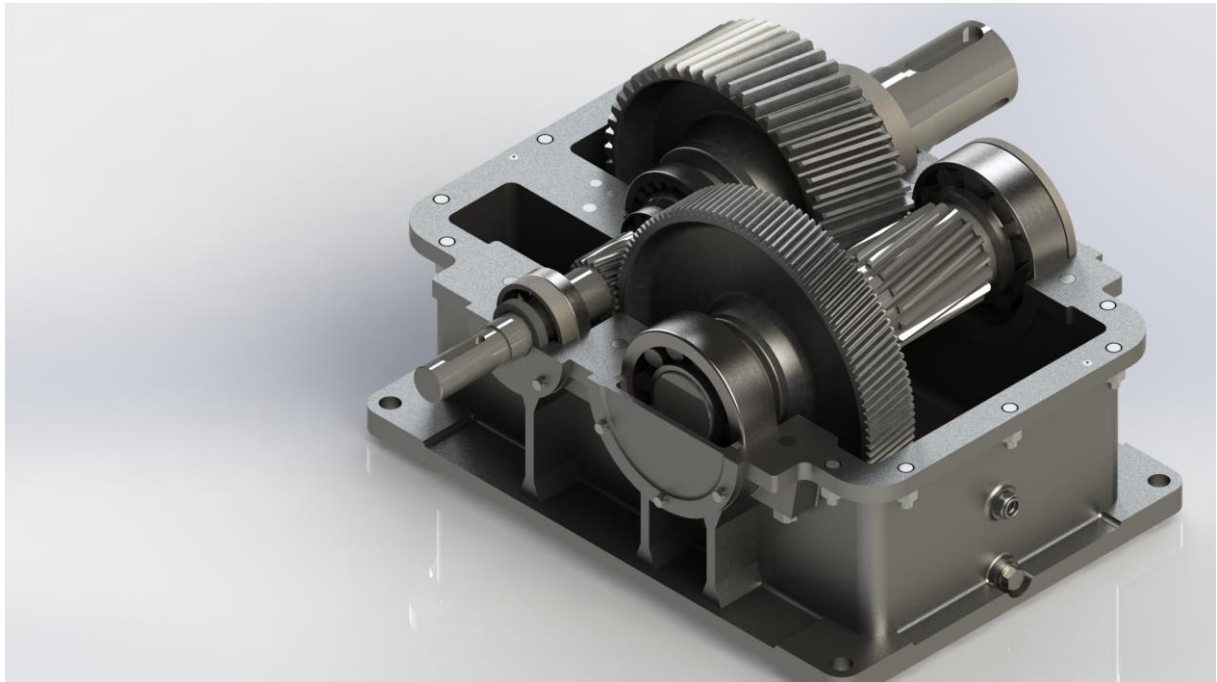
$$M_{kmax} = 48\,000 \text{ Nm}$$

Tato spojka vyhovuje zatížení s dostatečnou rezervou, protože je splněna podmínka:

$$M_{kn} > M_v$$

2.3 Návrh převodovky

Převodovka je řešena jako koaxiální. Model této převodovky je na obr 2.3.



obr. 2.3.: Pohled na model vnitřku skříně převodovky

2.3.1 Rozdělení převodového poměru

Pro koaxiální převodovku je celkový převodový poměr i_c shodný s převodovým poměrem převodovky i . Nejdříve i_c rozdělím na dílčí převodová čísla:

- Celkový převodový poměr $i_c = 18,8$
- Zvolený převodový poměr soukolí 1,2 $i_{12} = 5,714$
- Zvolený převodový poměr soukolí 3,4 $i_{34} = 3,176$

Dále volím počty zubů pro pastorky:

- Podmínka minimalizace rozměrů převodovky $z_1 > z_3$
- Počet zubů pastorku soukolí 1,2 $z_1 = 21$
- Počet zubů pastorku soukolí 3,4 $z_3 = 17$

Odchylka Δi_c skutečného převodového čísla i_{skut} od jmenovitého i_{jmen}

$$i_{skut} = i_{12} \cdot i_{34}$$

$$i_{skut} = 5,714 \cdot 3,176 = 18,15$$

$$i_{jmen} = 18 \quad [3] \text{ dle ČSN 03 1013}$$



Tato hodnota musí být menší než 4%

$$\Delta i_c \leq 4\%$$

$$\Delta i_c = \left| \frac{i_{jmen} - i_{skut}}{i_{jmen}} \right| \cdot 100$$

$$\Delta i_c = \left| \frac{18 - 18,15}{18} \right| \cdot 100$$

$$\Delta i_c = 0,833\%$$

2.3.2 Počet zubů ozubených kol

Ozubené kolo 2

$$z'_2 = z_1 \cdot i_{12}$$

$$z'_2 = 21 \cdot 5,714$$

$$z'_2 = 119,994$$

Volím $z_2 = 120$

Ozubené kolo 4

$$z'_4 = z_3 \cdot i_{34}$$

$$z'_4 = 17 \cdot 3,176$$

$$z'_4 = 53,992$$

Volím $z_4 = 54$

Kontrola celkového převodového poměru

$$i_{skut} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

$$i_{skut} = \frac{120}{21} \cdot \frac{54}{17} = 18,151$$

2.3.3 Krouticí momenty a otáčky

2.3.3.1 Hřídel I.

$$M_{kl} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P_m}{n_m}$$

$$M_{kl} = 9550 \cdot \frac{30}{978}$$

$$M_{kl} = 292,94 \text{ Nm}$$



Kde: M_{kI} – krouticí moment na I. hřídeli
 P_m – výkon elektromotoru
 n_m – otáčky elektromotoru

2.3.3.2 Hřídel II.

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12}$$

$$M_{kII} = 292,94 \cdot 5,714 \cdot 0,98$$

$$M_{kII} = 1640,491 \text{ Nm}$$

$$n_{II} = \frac{n_m}{i_{12}}$$

$$n_{II} = \frac{978}{5,714} = 171,16 \text{ min}^{-1}$$

Kde: M_{kII} – krouticí moment na II. hřídeli
 i_{12} – převodový poměr I. soukolí
 η_{12} – účinnost jednoho páru čelních ozubených kol I. soukolí
 n_{II} – otáčky na II. hřídeli

2.3.3.3 Hřídel III.

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34}$$

$$M_{kIII} = 1640,491 \cdot 3,176 \cdot 0,98$$

$$M_{kIII} = 5106,751 \text{ Nm}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{34}}$$

$$n_{III} = \frac{171,15}{3,176} = 53,88 \text{ min}^{-1}$$

Kde: M_{kIII} – krouticí moment na III. hřídeli
 i_{34} – převodový poměr II. soukolí
 η_{34} – účinnost jednoho páru čelních ozubených kol II. soukolí
 n_{III} – otáčky na III. hřídeli



2.3.4 Návrh průměru hřídelů

2.3.4.1 Hřídel I.

$$d'_I = k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_m}{n_m}}$$

$$d'_I = 125 \cdot \sqrt[3]{\frac{30}{978}}$$

$$d'_I = 39,129 \text{ mm}$$

Volím: $d_I = 40 \text{ mm}$

Kde: d'_I – návrhový průměr I. hřídele
 $k = 125$ pro I. hřídel (dle [3, str. 31])

2.3.4.2 Hřídel II.

$$d'_{II} = k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_m}{n_{II}}}$$

$$d'_{II} = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{30}{171,15}}$$

$$d'_{II} = 67,158 \text{ mm}$$

Volím: $d_{II} = 70 \text{ mm}$

Kde: d'_{II} – návrhový průměr II. hřídele
 $k = 120$ pro II. hřídel (dle [3, str. 31])

2.3.4.3 Hřídel III.

$$d'_{III} = k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_m}{n_m}}$$

$$d'_{III} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{30}{978}}$$

$$d'_{III} = 82,268 \text{ mm}$$

Volím: $d_{III} = 85 \text{ mm}$

Kde: d'_{III} – návrhový průměr III. Hřídele

$k = 100$ pro III. hřídel (dle [3, str. 31])

2.4 Návrh ozubených kol

2.4.1 Soukolí 12

Volba materiálu:

- Materiál pastorku a kola I. soukolí – 16 526, cementováno a kaleno
- Mez únavy v ohybu (bázová) – $\sigma_{Flimb} = 740 \text{ N/mm}^2$

Volba úhlu sklonu zubu na roztečném válci dle ČSN 01 4610 [3]:

- Úhel sklonu zubu – $\beta_{12} = 12^\circ$

Detailní pohled na model navrženého ozubení je na obr. 2.4.



obr. 2.4.: 3D model navržených soukolí převodové skříně

2.4.1.1 Návrh modulu

Výpočet dle normy ČSN 01 4686. Výpočtem stanovuji přibližnou hodnotu normálního modulu m_n . Vycházím z namáhání zubu v ohybu [3].

$$m'_{n12} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kI}}{\Psi_m \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$



$$m'_{n12} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,62 \cdot 292,94}{20 \cdot 21 \cdot 444}}$$

$$m'_{n12} = 2,492409$$

Volím hodnotu normalizovaného modulu [3] dle ČSN 01 4608 – $m_{n12} = 2,5$

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

K_A – součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,3$

$K_{H\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1,3$

$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb1}$

M_{Kl} – krouticí moment na I. hřídeli

$\Psi_m = 20$ – součinitel poměrné šířky

2.4.1.2 Návrh průměru roztečných kružnic

1. Ozubené kolo

$$d_1 = \frac{m_{n12} \cdot z_1}{\cos \beta_{12}}$$

$$d_1 = \frac{2,5 \cdot 21}{\cos 12^\circ}$$

$$d_1 = 53,67288 \text{ mm}$$

Kde: d_1 – průměr roztečné kružnice 1. ozubeného kola

2. Ozubené kolo

$$d_2 = \frac{m_{n12} \cdot z_2}{\cos \beta_{12}}$$

$$d_2 = \frac{2,5 \cdot 120}{\cos 12^\circ}$$

$$d_2 = 306,7022 \text{ mm}$$

Kde: d_2 – průměr roztečné kružnice 2. ozubeného kola

2.4.1.3 Volba šířky ozubených kol

$$b_2 = \Psi_m \cdot m_{n12}$$

$$b_2 = 20 \cdot 2,5$$

$$b_2 = 50 \text{ mm}$$



Pastorek volím širší o hodnotu modulu m_n , tedy $b_1 = 52,5 \text{ mm}$

2.4.1.4 Stanovení osové vzdálenosti

Osovou vzdálenost u koaxiální převodovky stanovuji tak, aby osové vzdálenosti obou soukolí byly shodné.

$$a_{12} = \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}}$$

$$a_{12} = \frac{2,5 \cdot (21 + 120)}{2 \cdot \cos 12^\circ}$$

$$a_{12} = 180,1835 \text{ mm}$$

Kde: a_{12} – osová vzdálenost I. a II. hřídele

Výslednou osovou vzdálenost volím dle ČSN 03 1014 [3]

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

Dále osová vzdálenost musí splňovat podmínku:

$$|a_w - a_{12}| \leq 0,3 \cdot m_{n12}$$

$$|180 - 180,1835| \leq 0,3 \cdot 2,5$$

$$0,1835 \text{ mm} \leq 0,75 \text{ mm}$$

2.4.1.5 Korekce ozubení

Úhel záběru v čelní rovině α_t

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}}\right)$$

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(20^\circ)}{\cos(12^\circ)}\right)$$

$$\alpha_t = 20,410 \ 317 \ 7^\circ$$

Tomuto úhlu odpovídá $\text{inv } \alpha_t = 0,015 \ 889 \ 8$

Kde: α_n – úhel záběru nástroje $\alpha_n = 20^\circ$

Úhel záběru v čelní rovině valivý α_{tw}

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{z_1 + z_2}{2a_{12}} \cdot \frac{m_{n12}}{\cos \beta_{12}} \cdot \cos \alpha_t\right)$$



$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{21 + 120}{2 \cdot 180} \cdot \frac{2,5}{\cos(12^\circ)} \cdot \cos(20,410\ 317\ 7^\circ)\right)$$

$$\alpha_{tw} = 20,249\ 283\ 3^\circ$$

Tomuto úhlu odpovídá $\text{inv } \alpha_{tw} = 0,015\ 490\ 3$

Součinitel posunutí profilu nástroje $x_1 + x_2$

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

$$x_1 + x_2 = \frac{21 + 120}{2 \cdot \tan(20)} \cdot (0,015\ 490\ 3 - 0,015\ 889\ 8)$$

$$x_1 + x_2 = -0,07738205\ \text{mm}$$

Rozdělení $\sum x_1 + x_2$

$$x_1 + x_2 < 0,3$$

$$|-0,07738205| < 0,3$$

U součtu $x_1 + x_2$, který je menší než 0,3 mm se provádí korekce pouze na pastorku. Protože je však součet $x_1 + x_2$ záporný, provádím zápornou korekci kola a pastorek zůstává nekorigovaný.

$$x_1 = 0\ \text{mm}$$

$$x_2 = -0,07738205\ \text{mm}$$

2.4.2 Soukolí 34

Volba materiálu:

- Materiál pastorku a kola II. soukolí – 16 526, cementováno a kaleno
- Mez únavy v ohybu (bázová) – $\sigma_{Flimb} = 740\ \text{N/mm}^2$

Volba úhlu sklonu zubu na roztečném válci dle ČSN 01 4610 [3]:

- Úhel sklonu zubu – $\beta_{12} = 10^\circ$

2.4.2.1 Návrh modulu

Výpočet dle normy ČSN 01 4686. Výpočtem stanovuji přibližnou hodnotu normálního modulu m_n . Vycházím z namáhání zubu v ohybu [3].



$$m'_{n34} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kII}}{\Psi_m \cdot Z_3 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$m'_{n34} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,729 \cdot 1640,49}{22 \cdot 17 \cdot 444}}$$

$$m'_{n34} = 4,63564$$

Volím hodnotu normalizovaného modulu [3] dle ČSN 01 4608 – $m_{n12} = 5$

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

K_A – součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,3$

$K_{H\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1,33$

$\sigma_{FP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1}$

M_{kII} – krouticí moment na II. hřídeli

$\Psi_m = 22$ – součinitel poměrné šířky

2.4.2.2 Návrh průměru roztečných kružnic

3. Ozubené kolo

$$d_3 = \frac{m_{n34} \cdot Z_3}{\cos \beta_{34}}$$

$$d_3 = \frac{5 \cdot 17}{\cos 10^\circ}$$

$$d_3 = 86,31126 \text{ mm}$$

Kde: d_3 – průměr roztečné kružnice 3. ozubeného kola

4. Ozubené kolo

$$d_4 = \frac{m_{n34} \cdot Z_4}{\cos \beta_{34}}$$

$$d_4 = \frac{5 \cdot 54}{\cos 10^\circ}$$

$$d_4 = 274,1652 \text{ mm}$$

Kde: d_4 – průměr roztečné kružnice 4. ozubeného kola



2.4.2.3 Volba šířky ozubených kol

$$b_4 = \Psi_m \cdot m_{n34}$$

$$b_4 = 22 \cdot 5$$

$$b_4 = 110 \text{ mm}$$

Pastorek volím širší o hodnotu modulu m_n , tedy $b_3 = 115 \text{ mm}$

2.4.2.4 Stanovení osové vzdálenosti

Osovou vzdálenost u koaxiální převodovky stanovuji tak, aby osové vzdálenosti obou soukolí byly shodné.

$$a_{34} = \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{34}}$$

$$a_{34} = \frac{5 \cdot (17 + 54)}{2 \cdot \cos 10^\circ}$$

$$a_{34} = 180,2354 \text{ mm}$$

Výslednou osovou vzdálenost volím dle ČSN 03 1014 [3]

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

Dále osová vzdálenost musí splňovat podmínku:

$$|a_w - a_{34}| \leq 0,3 \cdot m_{n34}$$

$$|180 - 180,2354| \leq 0,3 \cdot 5$$

$$0,2354 \text{ mm} \leq 1,5 \text{ mm}$$

2.4.2.5 Korekce ozubení

Úhel záběru v čelní rovině α_t

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}}\right)$$

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(20^\circ)}{\cos(10^\circ)}\right)$$

$$\alpha_t = 20,283\ 559\ 4^\circ$$

Tomuto úhlu odpovídá $\text{inv } \alpha_t = 0,015\ 569\ 6$



Kde: α_n – úhel záběru nástroje $\alpha_n = 20^\circ$

Úhel záběru v čelní rovině valivý α_{tw}

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{z_3 + z_4}{2a_{34}} \cdot \frac{m_{n34}}{\cos\beta_{34}} \cdot \cos\alpha_t\right)$$

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{17 + 54}{2 \cdot 180} \cdot \frac{5}{\cos(10^\circ)} \cdot \cos(20,283\ 559\ 4^\circ)\right)$$

$$\alpha_{tw} = 20,077\ 382\ 2^\circ$$

Tomuto úhlu odpovídá $inv\ \alpha_{tw} = 0,015\ 097\ 9$

Součinitelé posunutí profilu nástroje $x_3 + x_4$

$$x_3 + x_4 = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \tan\alpha_n} \cdot (inv\alpha_{tw} - inv\alpha_t)$$

$$x_3 + x_4 = \frac{17 + 54}{2 \cdot \tan(20)} \cdot (0,015\ 097\ 9 - 0,015\ 569\ 6)$$

$$x_3 + x_4 = -0,046007471\ mm$$

Rozdělení $\sum x_3 + x_4$

$$x_3 + x_4 < 0,3$$

$$|-0,046007471\ mm| < 0,3\ mm$$

U součtu $x_3 + x_4$, který je menší než 0,3 mm se provádí korekce pouze na pastorku. Protože je však součet $x_3 + x_4$ záporný, provádím zápornou korekci kola a pastorek zůstává nekorigovaný.

$$x_3 = 0\ mm$$

$$x_4 = -0,046007471\ mm$$

2.5 Kontrola ozubení



obr. 2.5.: Detailní pohled na 3D model navrženého ozubení

Pohled na model kontrolovaných zubů je na obr. 2.5. Mezi hlavní druhy poškození zubů patří zejména únavový lom a vydrolování pracovního povrchu (pitting). Tomuto poškození předcházíme pevnostním výpočtem ozubení. Kontrola se provádí ve dvou hlavních směrech:

- Na ohyb – mezním stavem je únavový lom. Při výpočtu na zub nahlížíme jako na vetknutý nosník zatížený rovnoměrně zatíženou silou. Pevnostní situaci pak posuzujeme prostřednictvím součinitele bezpečnosti S_F .
- Na dotyk – mezním stavem je progresivní vydrolování pracovního povrchu. Výpočet se provádí pomocí Hertzova vztahu pro dotyk dvou válců. Pevnostní situaci pak posuzujeme prostřednictvím součinitele bezpečnosti S_H . [12]

Pro návrh rozměrů a geometrie ozubených kol provádím výpočet dle ČSN 01 4686 – Pevnostní výpočet čelních ozubených kol [7].

Stanovujeme součinitele, které mají vymezený rozsah hodnot:

- Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
 $S_F = 1,2$ až 2



- Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
 $S_H = 1,1 - 1,25$

Výpočet provádím za použití programu připraveným Ústavem konstruování a částí strojů na FS ČVUT v Praze.

2.5.1 Kontrola ozubení Soukolí 12

tab. 2.5.1.: Kontrola ozubení Soukolí 12 dle ISO 6336 [7]

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z₁	21		d	53,67288	306,7022	σ_{Flim}	740	740
z₂	120		d _a	58,70588	311,3271	σ_{Hlim}	1330	1330
m_n	2,5		d _f	47,42288	300,0441	Y _{Fa}	2,721758	2,195264
x₁	0		d _b	50,30326	287,4472	Y _{sa}	1,570953	1,798415
x₂	-0,07738		d _w	53,61702	306,383	Y _ε	0,680087	0,680087
α_n	20		h _a	2,516497	2,31247	Y _β	0,9	0,9
β	12		h _f	3,125	3,329027	F _β	6	6
a_w	180		h	5,641497	5,641497	Y _{N,X}	1	1
b₁	52,5		s _n	3,926991	3,778471	Z _H	2,460316	2,460316
b₂	50		s _t	4,014722	3,862884	Z _E	195	195
P	30		v _n	3,926991	4,07551	Z _ε	0,772144	0,772144
n₁	978		v _t	4,014722	4,16656	Z _β	0,989013	0,989013
M_{k1}	292923,2		α _w	20,24928		Z _B	1	1
v	2,748479					Z _{R,T}	1	1
u	5,714286					K _A	1,3	1,3
						K _V	1,031591	1,031591
Kontrolní rozměry						K _{Fα}	1,1	1,1
	1	2				K _{Fβ}	1,292118	1,290191
h_k	1,885442	1,705281				K _{Hα}	1	1
s_k	3,46762	3,46762		konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,332133	1,332133
z'	3	15						
M/z	19,23397	111,3503		přes zuby				
d	3,690164	3,690164				S _F	1,783761	1,842603
M/d	57,0026	309,7456		přes kuličky		S _H	1,242382	1,242382

Součinitele bezpečnosti S_F a S_H pro kolo 1 a 2 vycházejí v určeném intervalu. Výsledkem je dostatečná bezpečnost před vznikem únavových poškození zubů. Pro hodnoty souč. bezpečnosti, které by vycházeli menší než tento interval, by nebyla



zajištěna dostatečná ochrana proti poškození. Pro hodnoty větší než tento interval by soukolí bylo zbytečně předimenzováno.

2.5.2 Kontrola ozubení Soukolí 34

tab. 2.5.2.: Kontrola ozubení 34 [7]

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 3	kolo 4		kolo 3	kolo 4
z₃	17		d	86,31126	274,1652	σ_{Flim}	740	740
z₄	54		d _a	96,34356	283,6887	σ_{Hlim}	1330	1330
m_n	5		d _f	73,81126	261,1564	Y _{Fa}	2,917937	2,334596
x₃	0		d _b	80,95897	257,1638	Y _{sa}	1,529404	1,69979
x₄	-0,0460		d _w	86,19718	273,8028	Y _ε	0,701152	0,701152
α_n	20		h _a	5,01615	4,761776	Y _β	0,916667	0,916667
β	10		h _f	6,25	6,504374	F _β	6	6
a_w	180		h	11,26615	11,26615	Y _{N.X}	1	1
b₃	115		s _n	7,853982	7,668813	Z _H	2,477099	2,477099
b₄	110		s _t	7,975142	7,787117	Z _E	190	190
P	30		v _n	7,853982	8,03915	Z _ε	0,786124	0,786124
n₃	171,15		v _t	7,975142	8,163167	Z _β	0,992375	0,992375
M_{k3}	1673847		α _w	20,07738		Z _B	1	1
v	0,773469					Z _{R.T}	1	1
u	3,176471					K _A	1,3	1,3
						K _V	1,00473	1,00473
Kontrolní rozměry						K _{Fα}	1,1	1,1
	1	2				K _{Fβ}	1,524567	1,521482
h_k	3,754039	3,529422				K _{Hα}	1	1
s_k	6,93524	6,93524		konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,595315	1,595315
z'	2	7						
M/z	23,38464	99,72069		přes zuby				
d	7,380329	7,380329				S _F	1,746094	1,882059
M/d	93,39869	280,6231		přes kuličky		S _H	1,155291	1,155291

Součinitele bezpečnosti S_F a S_H pro kolo 3 a 4 vycházejí v určeném intervalu. Výsledkem je dostatečná bezpečnost před vznikem únavových poškození zubů.

2.6 Silové poměry převodovky

Při použití šikmých zubů u čelních ozubených kol provádíme rozklad obecné síly do pravouhlého souřadného systému (viz obr. 2.6). Jejich působení řešíme na valivé kružnici d_w .

Tečná síla

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{d_w}$$

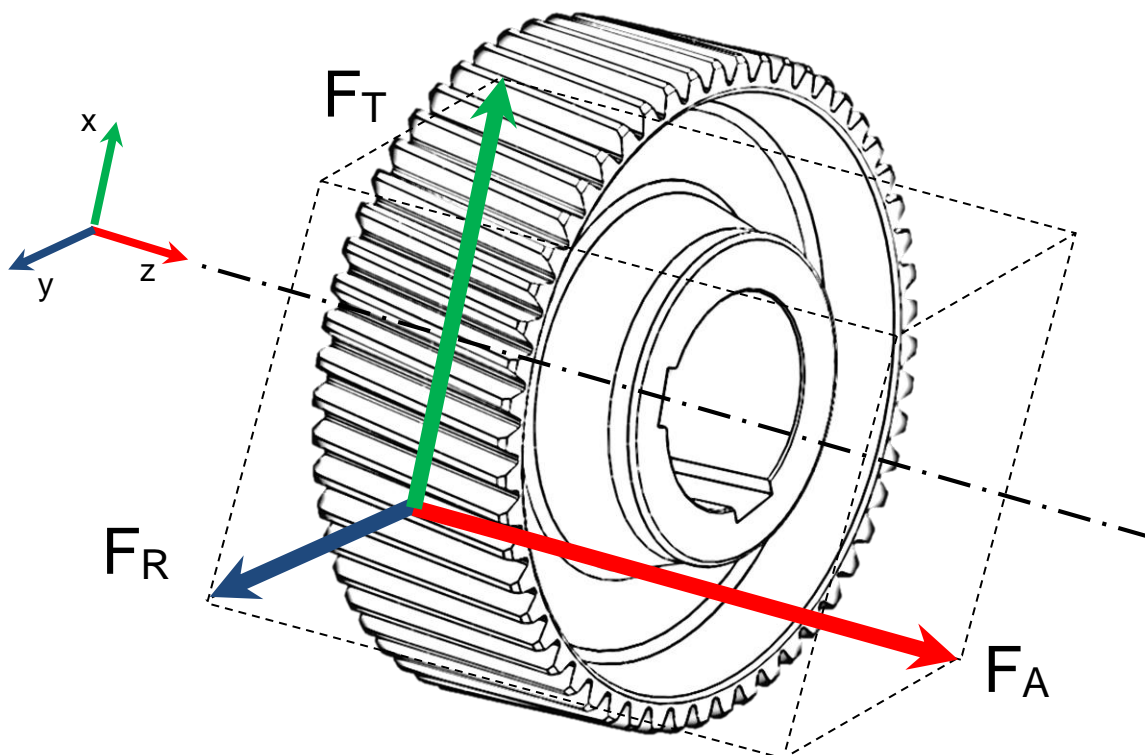
Axiální síla

$$F_A = F_T \cdot \tan \beta$$

Radiální síla

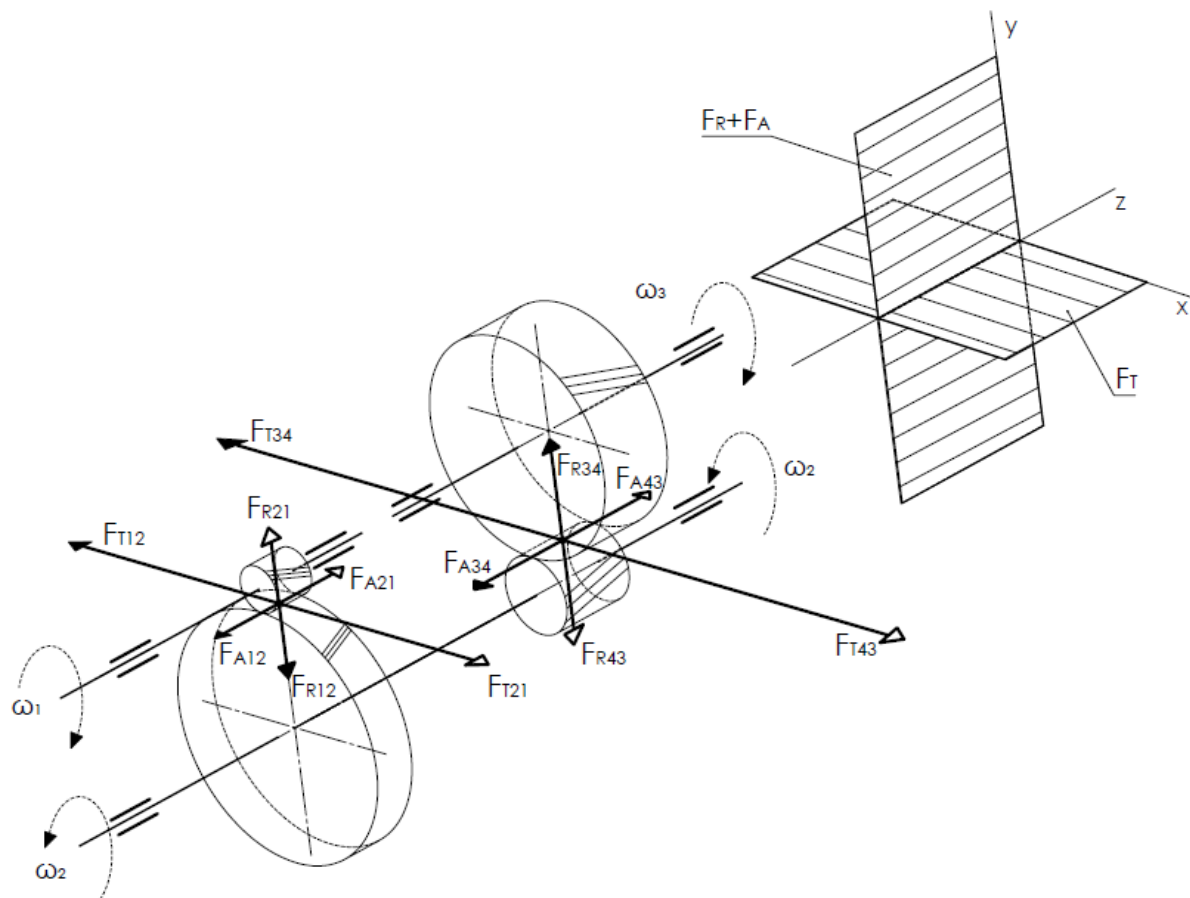
$$F_R = F_T \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

Kde: M_k – moment na příslušné hřídeli
 d_w – průměr příslušné valivé kružnice
 α – úhel záběru
 β – úhel sklonu zubů



obr. 2.6.: Ozubené kolo s rozkladem sil

2.6.1 Grafické znázornění silových poměrů



obr. 2.6.1. silové poměry v převodovce

2.6.2 Silové poměry v Soukolí 12

$$M_{kl} = 292944,8 \text{ Nmm}$$

$$d_{w1} = 53,61702 \text{ mm}$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta_{12} = 12^\circ$$

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_{w1}}$$

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot 292944,8}{53,61702}$$

$$F_{T12} = 10\,927,31 \text{ N}$$

$$F_{A12} = F_{T12} \cdot \tan \beta_{12}$$

$$F_{A12} = 10\,927,31 \cdot \tan(12^\circ)$$

$$F_{A12} = 2319,05 \text{ N}$$



$$F_{R12} = F_{T12} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}}$$

$$F_{R12} = 10\,927,31 \cdot \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(12^\circ)}$$

$$F_{R12} = 4065,976 \text{ N}$$

$$|F_{T12}| \approx |F_{T21}|$$

$$|F_{A12}| \approx |F_{A21}|$$

$$|F_{R12}| \approx |F_{R21}|$$

2.6.3 Silové poměry v Soukolí 34

$$M_{kII} = 1\,640\,491 \text{ Nmm}$$

$$d_{w3} = 86,197\,18 \text{ mm}$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta_{34} = 10^\circ$$

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w3}}$$

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot 1\,640\,491}{86,197\,18}$$

$$F_{T34} = 38\,063,68 \text{ N}$$

$$F_{A34} = F_{T34} \cdot \tan \beta_{34}$$

$$F_{A34} = 1\,640\,491 \cdot \tan(10^\circ)$$

$$F_{A34} = 6\,699,33 \text{ N}$$

$$F_{R12} = F_{T12} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}}$$

$$F_{R34} = 1\,640\,491 \cdot \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(10^\circ)}$$

$$F_{R34} = 13\,912,29 \text{ N}$$

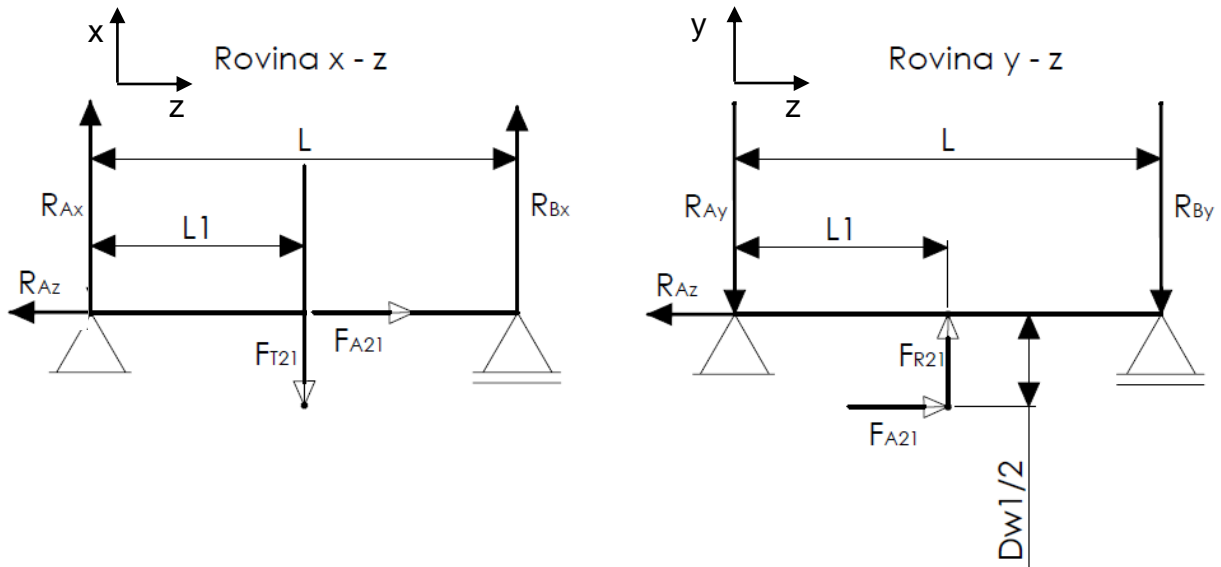
$$|F_{T34}| \approx |F_{T43}|$$

$$|F_{A34}| \approx |F_{A43}|$$

$$|F_{R34}| \approx |F_{R43}|$$

2.7 Reakce v uložení

2.7.1 I. Hřídel



obr. 2.7.1. Silové působení na I. hřídeli

Kde: $L = 123,75 \text{ mm}$ – je délka I. hřídele mezi ložisky
 $L_1 = 61,88 \text{ mm}$ – je délka mezi ložiskem A a 1. pastorkem
 $\frac{D_{w1}}{2} = 26,81 \text{ mm}$ – je poloměr valivé kružnice 1. pastorku

Výpočet vychází ze silové a momentové rovnováhy.

Rovina x – z

$$x: R_{Ax} + R_{Bx} - F_{T21} = 0$$

$$z: F_{A21} - R_{Az} = 0$$

$$M_B: -R_{Ax} \cdot L + F_{T21} \cdot L_1 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{T21} \cdot L_1}{L}$$

$$R_{Ax} = \frac{10\,927,31 \cdot 61,88}{123,75}$$

$$R_{Ax} = 5463,65 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = F_{T21} - R_{Ax}$$

$$R_{Bx} = 10\,927,31 - 5463,65$$

$$R_{Bx} = 5463,65 \text{ N}$$

$$R_{Az} = F_{A21}$$

$$R_{Az} = 2319,05 \text{ N}$$

Rovina y – z

$$y: F_{R21} - R_{Ay} - R_{By} = 0$$

$$M_A: -R_{By} \cdot L + F_{R21} \cdot L_1 + F_{A21} \cdot \frac{D_{W1}}{2} = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{R21} \cdot L_1 + F_{A21} \cdot \frac{D_{W1}}{2}}{L}$$

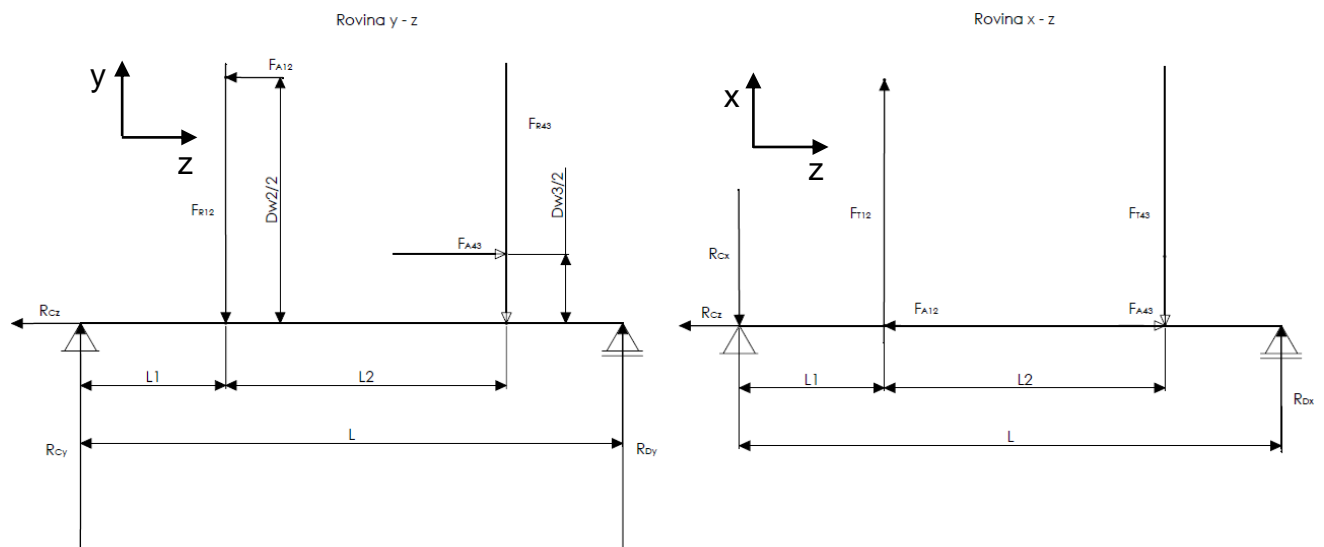
$$R_{By} = \frac{4065,976 \cdot 61,88 + 2272,67 \cdot 26,81}{123,75}$$

$$R_{By} = 2535,37 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{R21} - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 4065,97 - 2535,37$$

$$R_{Ay} = 1530,6 \text{ N}$$

2.7.2 II. Hřídel

obr. 2.7.2.: Sílové působení na II. Hřídeli

Kde: $L = 338 \text{ mm}$ – je délka II. hřídele mezi ložisky

$L_1 = 90,5 \text{ mm}$ – je délka mezi ložiskem C a 2. ozubeným kolem

$L_2 = 175 \text{ mm}$ – je délka mezi 2. ozubeným kolem a 3. kolem

$\frac{D_{W2}}{2} = 153 \text{ mm}$ – je poloměr valivé kružnice 2. ozubeného kola

$\frac{D_{W3}}{2} = 43,1 \text{ mm}$ – je poloměr valivé kružnice 3. kola



Výpočet vychází ze silové a momentové rovnováhy.

Rovina x – z

$$x: F_{T12} - R_{Cx} + R_{Dx} - F_{T43} = 0$$

$$z: F_{A43} - R_{Cz} - F_{A12} = 0$$

$$M_C: R_{Dx} \cdot L + F_{T12} \cdot L_1 - F_{T43} \cdot (L_1 + L_2) = 0$$

$$R_{Dx} = \frac{F_{T43} \cdot (L_1 + L_2) - F_{T12} \cdot L_1}{L}$$

$$R_{Dx} = \frac{38\,063,68 \cdot (90,5 + 175) - 10\,927,31 \cdot 90,5}{338}$$

$$R_{Dx} = 26\,973,33 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = F_{T12} - F_{T43} + R_{Dx}$$

$$R_{Cx} = 10\,927,31 - 38\,063,68 + 26\,973,33$$

$$R_{Cx} = -163,04 \text{ N} \quad \text{Výsledná reakce vychází na opačnou stranu.}$$

$$R_{Cz} = F_{A43} - F_{A12}$$

$$R_{Cz} = 6\,699,33 - 2\,272,67$$

$$R_{Cz} = 4\,380 \text{ N}$$

Rovina y – z

$$y: R_{Cy} + R_{Dy} - F_{R12} - F_{R43} = 0$$

$$M_C: R_{Dy} \cdot L - F_{R12} \cdot L_1 - F_{R43} \cdot (L_1 + L_2) + F_{A12} \cdot \frac{D_{w2}}{2} - F_{A43} \cdot \frac{D_{w3}}{2} = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{R43} \cdot (L_1 + L_2) + F_{R12} \cdot L_1 - F_{A12} \cdot \frac{D_{w2}}{2} + F_{A43} \cdot \frac{D_{w3}}{2}}{L}$$

$$R_{Dy} = \frac{13\,912,29 \cdot (90,5 + 175) + 4065,97 \cdot 90,5 - 2\,272,67 \cdot 153 + 6\,699,33 \cdot 43,1}{338}$$

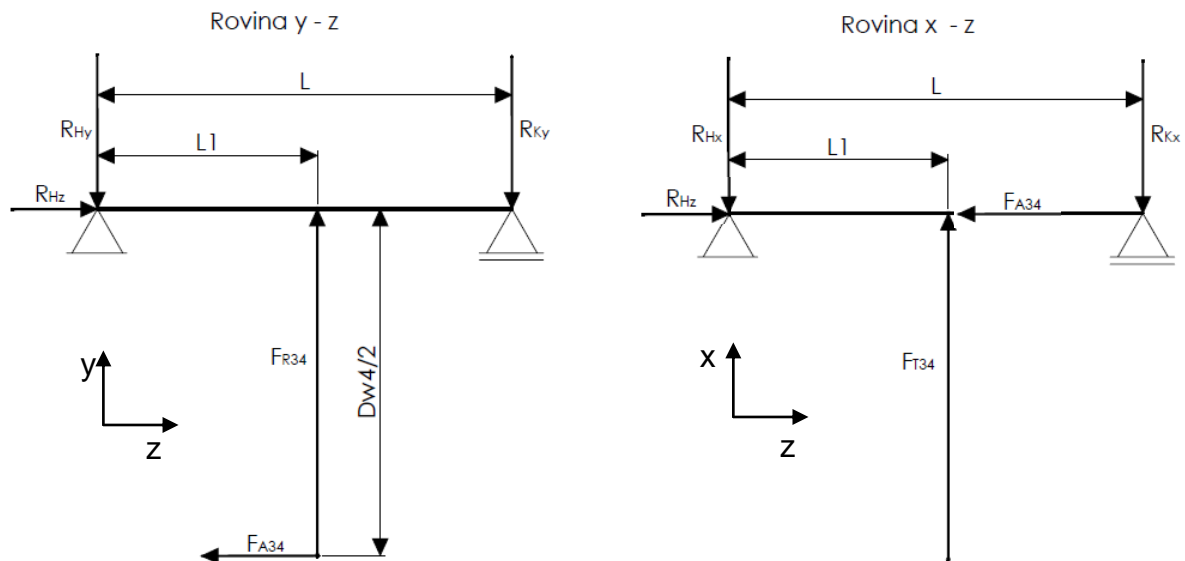
$$R_{Dy} = 11\,819,99 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = F_{R12} + F_{R43} - R_{Dy}$$

$$R_{Cy} = 4065,97 + 13\,912,29 - 11\,819,99$$

$$R_{Cy} = 6\,158,28 \text{ N}$$

2.7.3 III. Hřídel



obr. 2.7.3.: Silové působení na III. hřídeli

Kde: $L = 164 \text{ mm}$ – je délka III. hřídele mezi ložisky
 $L_1 = 87 \text{ mm}$ – je délka mezi ložiskem H a II. ozubeným kolem
 $\frac{D_{w4}}{2} = 137 \text{ mm}$ – je poloměr valivé kružnice II. ozubeného kola

Výpočet vychází ze silové a momentové rovnováhy.

Rovina x – z

$$x: F_{T34} - R_{Hx} - R_{Kx} = 0$$

$$z: R_{Hz} - F_{A34} = 0$$

$$M_H: -R_{Kx} \cdot L + F_{T34} \cdot L_1 = 0$$

$$R_{Kx} = \frac{F_{T34} \cdot L_1}{L}$$

$$R_{Kx} = \frac{38\,063,68 \cdot 87}{164}$$

$$R_{Kx} = 20\,192,32 \text{ N}$$

$$R_{Hx} = F_{T34} - R_{Kx}$$

$$R_{Hx} = 38\,063,68 - 20\,192,32$$

$$R_{Hx} = 17\,871,36 \text{ N}$$

$$R_{Hz} = F_{A34}$$



$$R_{Hz} = 6699,32 \text{ N}$$

Rovina y – z

$$y: F_{T34} - R_{Hy} - R_{Ky} = 0$$

$$M_H: -R_{Ky} \cdot L + F_{R34} \cdot L_1 - F_{A34} \cdot \frac{D_{w4}}{2} = 0$$

$$R_{Ky} = \frac{F_{R34} \cdot L_1 - F_{A34} \cdot \frac{D_{w4}}{2}}{L}$$

$$R_{Ky} = \frac{38\,063,68 \cdot 87 - 6\,699,32 \cdot 137}{164}$$

$$R_{Ky} = 1\,787,94 \text{ N}$$

$$R_{Hy} = F_{R34} - R_{Ky}$$

$$R_{Hy} = 13\,912,29 - 1\,787,94$$

$$R_{Hy} = 12\,124,35 \text{ N}$$

2.7.4 Výsledné reakce

Kde: R_{rad} – je výsledná radiální reakce v příslušném ložisku

R_{ax} – je výsledná axiální reakce v příslušném ložisku

2.7.4.1 I. Hřídel

$$R_{radA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$$

$$R_{radA} = \sqrt{5\,463,65^2 + 1\,530,6^2}$$

$$R_{radA} = 5\,674 \text{ N}$$

$$R_{axA} = R_{Az}$$

$$R_{axA} = 2319,05 \text{ N}$$

$$R_{radB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}$$

$$R_{radB} = \sqrt{5\,463,65^2 + 2\,535,37^2}$$

$$R_{radB} = 6\,023,26 \text{ N}$$



2.7.4.2 II. Hřídel

$$R_{radC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2}$$

$$R_{radC} = \sqrt{(-163,04)^2 + 6\,158,28^2}$$

$$R_{radC} = 6160,43 \text{ N}$$

$$R_{axC} = R_{Cz}$$

$$R_{axC} = 4\,380,28 \text{ N}$$

$$R_{radD} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2}$$

$$R_{radD} = \sqrt{26\,973,33^2 + 11\,819,99^2}$$

$$R_{radD} = 29\,449,49 \text{ N}$$

2.7.4.3 III. Hřídel

$$R_{radH} = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2}$$

$$R_{radH} = \sqrt{17\,871,36^2 + 12\,124,35^2}$$

$$R_{radH} = 21\,595,96 \text{ N}$$

$$R_{axH} = R_{Hz}$$

$$R_{axH} = 6\,699,33 \text{ N}$$

$$R_{radK} = \sqrt{R_{Kx}^2 + R_{Ky}^2}$$

$$R_{radK} = \sqrt{20\,192,32^2 + 1\,787,94^2}$$

$$R_{radK} = 20\,271,32 \text{ N}$$



2.7.5 Souhrn reakcí

Pro přehlednost uvádím tabulku s výslednými reakcemi pro dopředný pohyb drtiče:

tab. 2.7.5.: Reakce při dopředném pohybu drtiče

Hřídel I	[N]	Hřídel II	[N]	Hřídel III	[N]
R_{Ay}	1530,602	R_{Cy}	6158,275	R_{Hy}	12124,35
R_{By}	2535,373	R_{Dy}	11819,99	R_{Ky}	1787,94
R_{Ax}	5463,653	R_{Cx}	-163,04	R_{Hx}	17871,36
R_{Bx}	5463,653	R_{Dx}	26973,33	R_{Kx}	20192,32
R_{Az}	2319,048	R_{Cz}	4380,279	R_{Hz}	6699,327
R_{radA}	5673,997	R_{radC}	6160,43	R_{radH}	21595,96
R_{radB}	6023,257	R_{radD}	29449,49	R_{radK}	20271,32
R_{axA}	2319,048	R_{axC}	4380,279	R_{axH}	6699,327

2.8 Reverzace

Při počítání zpětného chodu – reverzace, postupuji obdobným způsobem jako v 2.7. Při počítání reakcí uvažuji opačný smysl otáčení hřídelů. V důsledku toho, axiální síly F_{Ax} působí s opačnou orientací, než je nakresleno v obr. 2.6.1.

tab. 2.7.6.: Reakce při reverzaci

Hřídel I	[N]	Hřídel II	[N]	Hřídel III	[N]
R_{Ay}	2535,373	R_{Cy}	5764,625	R_{Hy}	15700,23
R_{By}	1530,602	R_{Dy}	12213,64	R_{Ky}	1787,94
R_{Ax}	5463,653	R_{Cx}	-163,43	R_{Hx}	17871,36
R_{Bx}	5463,653	R_{Dx}	26973,33	R_{Kx}	20192,32
R_{Az}	2319,048	R_{Cz}	4380,279	R_{Hz}	6699,327
R_{radA}	5807,939	R_{radC}	5766,93	R_{radH}	23788,29
R_{radB}	5673,997	R_{radD}	29609,69	R_{radK}	20271,32
R_{axA}	2319,048	R_{axC}	4380,279	R_{axH}	6699,327

3. Volba ložisek



obr. 2.: Pohled na kuželíková ložiska

Volím kuželíkové ložiska pro uložení všech hřídelí (viz obr. 3). Na každé hřídeli volím stejná ložiska se stejnými rozměry. Všechny páry kuželíkových ložisek budou uspořádány do X. Volba ložisek dle katalogu ZKL [8]. Při výpočtu ekvivalentního zatížení volím právě ty radiální a axiální složky, které jsou nejméně příznivé – respektive vybírám nejvyšší hodnotu z režimu dopředného nebo reverzačního.

Výpočet dle [3] a [8].

3.1 I. Hřídel

Volím ložisko 30208A

Ložisko A kombinovaně zatížené

Katalog ZKL obsahuje tyto hodnoty [8]:

- Součinitel $e = 0,37$
- Radiální součinitel $X = 0,4$
- Axiální součinitel $Y = 1,6$
- Dynamická únosnost ložiska $C = 55\,200\text{ N}$
- Statická únosnost ložiska $C_0 = 60\,700\text{ N}$



Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{ekv} = 0,4 \cdot 5\,807 + 1,6 \cdot 2\,319,05$$

$$F_{ekv} = 6\,033,65 \text{ N}$$

Trvanlivost L_h

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I}$$

$$L_h = \left(\frac{55\,200}{6\,033,65} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 978}$$

$$L_h = 27\,292,24 \text{ hod}$$

Kde: n_I – otáčky I. hřídele

p – exponent trvanlivosti pro čarový styk $p = \frac{10}{3}$

Podmínka trvanlivosti

$$L_h \geq 25\,000 \text{ hod}$$

$27\,292,24 \text{ hod} > 25\,000 \text{ hod} \rightarrow$ Ložisko A vyhovuje.

Ložisko B pouze radiálně zatížené

Pro radiální zatížení použijí tyto hodnoty:

- Radiální součinitel $X = 1$
- Axiální součinitel $Y = 0$

Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{ekv} = 1 \cdot 6\,023,26$$

$$F_{ekv} = 6\,023,26 \text{ N}$$

Trvanlivost L_h

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I}$$

$$L_h = \left(\frac{55\,200}{6\,023,26} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 978}$$



$$L_h = 27\,449,57 \text{ hod}$$

Podmínka trvanlivosti

$$L_h \geq 25\,000 \text{ hod}$$

27 449,57 hod > 25 000 hod → Ložisko B vyhovuje.

3.2 II. Hřídel

Volím ložisko 32314A

Ložisko C kombinovaně zatížené

Katalogu ZKL obsahuje tyto hodnoty [8]:

- Součinitel $e = 0,35$
- Radiální součinitel $X = 0,4$
- Axiální součinitel $Y = 1,7$
- Dynamická únosnost ložiska $C = 293\,000 \text{ N}$
- Statická únosnost ložiska $C_0 = 398\,000 \text{ N}$

Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{ekv} = 0,4 \cdot 6\,160,43 + 1,7 \cdot 4\,380,28$$

$$F_{ekv} = 9\,910,65 \text{ N}$$

Trvanlivost L_h

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}}$$

$$L_h = \left(\frac{293\,000}{9\,910,65} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 171,15}$$

$$L_h = 7\,780\,794 \text{ hod}$$

Kde: n_{II} – otáčky II. hřídele

Podmínka trvanlivosti

$$L_h \geq 25\,000 \text{ hod}$$

7 780 794 hod > 25 000 hod → Ložisko C vyhovuje.

Ložisko D pouze radiálně zatížené

Pro radiální zatížení použijí tyto hodnoty:



- Radiální součinitel $X = 1$
- Axiální součinitel $Y = 0$

Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{ekv} = 1 \cdot 29\,609,69$$

$$F_{ekv} = 29\,609,69 \text{ N}$$

Trvanlivost L_h

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I}$$

$$L_h = \left(\frac{293\,000}{29\,609,69} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 171,15}$$

$$L_h = 202\,574,4 \text{ hod}$$

Podmínka trvanlivosti

$$L_h \geq 25\,000 \text{ hod}$$

$202\,574,4 \text{ hod} > 25\,000 \text{ hod} \rightarrow$ Ložisko D vyhovuje.

3.3 III. Hřídel

Volím ložisko 32017AX

Ložisko H kombinovaně zatížené

Katalogu ZKL obsahuje tyto hodnoty [8]:

- Součinitel $e = 0,44$
- Radiální součinitel $X = 0,4$
- Axiální součinitel $Y = 1,4$
- Dynamická únosnost ložiska $C = 136\,000 \text{ N}$
- Statická únosnost ložiska $C_0 = 215\,000 \text{ N}$

Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{ekv} = 0,4 \cdot 23\,788,29 + 1,4 \cdot 6\,699,34$$

$$F_{ekv} = 18\,894,37 \text{ N}$$

Trvanlivost L_h



$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}}$$

$$L_h = \left(\frac{136\,000}{18\,894,37} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 53,88}$$

$$L_h = 222\,726,2 \text{ hod}$$

Kde: n_{III} – otáčky III. hřídele

Podmínka trvanlivosti

$$L_h \geq 25\,000 \text{ hod}$$

$222\,726,2 \text{ hod} > 25\,000 \text{ hod} \rightarrow$ Ložisko H vyhovuje.

Místo K pouze radiálně zatížené

Pro radiální zatížení použijí tyto hodnoty:

- Radiální součinitel $X = 1$
- Axiální součinitel $Y = 0$

Dynamické ekvivalentní zatížení F_{ekv}

$$F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{ekv} = 1 \cdot 20\,271,32$$

$$F_{ekv} = 20\,271,32 \text{ N}$$

Trvanlivost L_h

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}}$$

$$L_h = \left(\frac{136\,000}{20\,271,32} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 53,88}$$

$$L_h = 93\,408,72 \text{ hod}$$

Podmínka trvanlivosti

$$L_h \geq 25\,000 \text{ hod}$$

$93\,408,72 \text{ hod} > 25\,000 \text{ hod} \rightarrow$ Ložisko K vyhovuje.

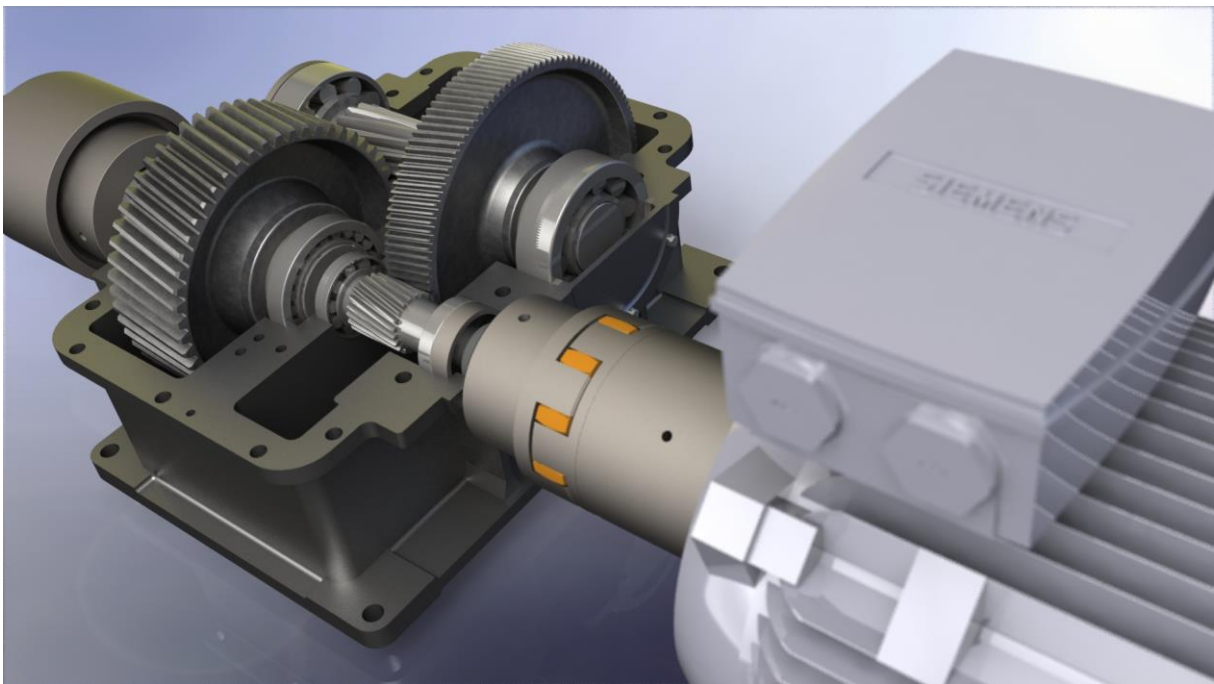
4. Pevnostní kontrola hřídelů

Výpočet dle [3] a [9]

Vlastnosti oceli 16 526:

- Modul pružnosti v tahu $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$
- Modul pružnosti ve smyku $G = 81\,000\text{ N/mm}^2$
- Pevnost v tahu $R_m = 1130\text{ N/mm}^2$
- Mez kluzu v tahu $R_e = 885\text{ N/mm}^2$
- Mez kluzu v ohybu $R_{e0} = 881\text{ N/mm}^2$
- Mez kluzu ve smyku $R_{ek} = 514\text{ N/mm}^2$
- Mez únavy pro střídavé zatěžování v ohybu $\sigma_{Co(-1)} = 814\text{ N/mm}^2$

Hodnoty určeny empiricky podle pevnosti v tahu R_m pomocí programu MitCalc [9]. Pohled na uložení hřídelů je na obr. 4.

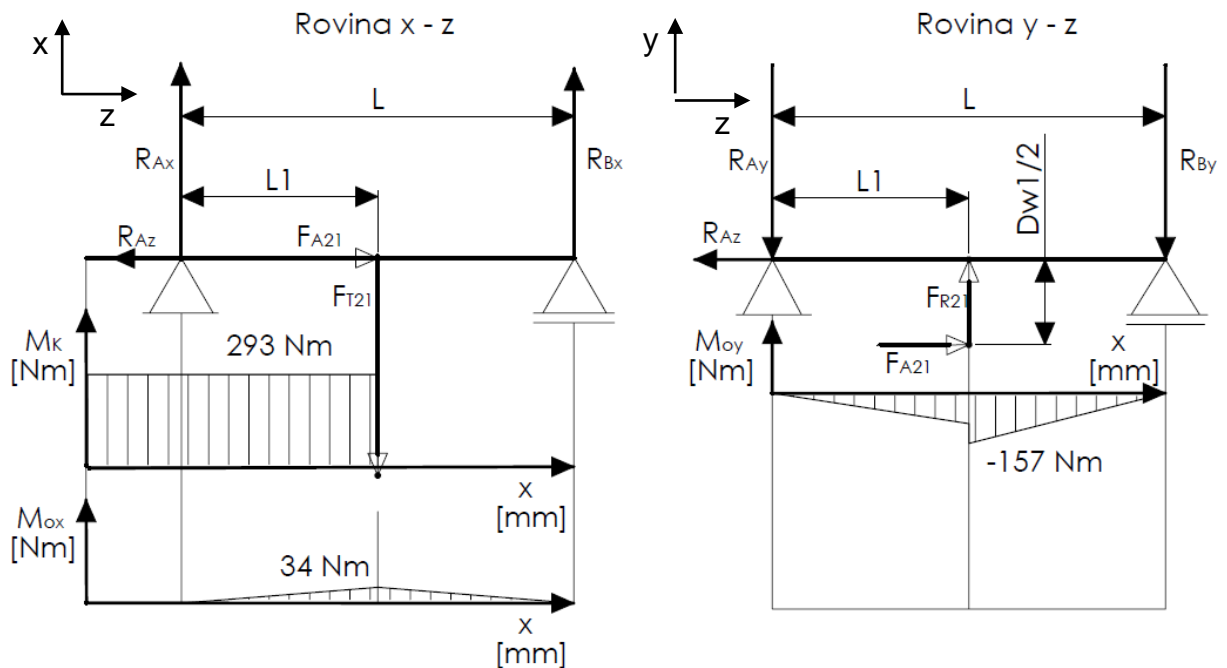


obr. 4.: Pohled na vnitřek převodové skříně

4.1 Statická bezpečnost

Statickou bezpečnost vypočítávám v místě zatížení maximálním ohybovým momentem $M_{o(max)}$.

4.1.1 I. Hřídel



obr. 4.1.1.: Diagram průběhů momentů na I. hřídeli

Rovina x-z

$$M_{ox(max)} = R_{Ax} \cdot L_1$$

$$M_{ox(max)} = 5\,463,65 \cdot 61,88$$

$$M_{ox(max)} = 33\,8090,66 \text{ Nmm}$$

$$M_k = F_{T21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}$$

$$M_k = 10\,927,13 \cdot 26,81$$

$$M_k = 292\,956,35 \text{ Nmm}$$

Rovina y-z

$$M_{oy(max)} = -R_{By} \cdot L_2$$

$$M_{oy(max)} = -2535,37 \cdot 61,88$$

$$M_{oy(max)} = -156\,888,7 \text{ Nmm}$$

Celkový maximální ohybový moment

$$M_o(max) = \sqrt{(M_{ox(max)})^2 + (M_{oy(max)})^2}$$

$$M_o(max) = \sqrt{(33\,8090,66)^2 + (-156\,888,7)^2}$$



$$M_{o(max)} = 372\,718,87 \text{ Nmm}$$

Moduly průřezů

Pro hladký hřídel s průměrem d :

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 46^3}{32}$$

$$W_o = 9\,555,94 \text{ mm}^3$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 46^3}{16}$$

$$W_k = 19\,111,88 \text{ mm}^3$$

Kde: W_o – je modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez

W_k – je modul průřezu v krutu pro kruhový průřez

Výpočet napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{3\,72\,718,87}{9\,555,94}$$

$$\sigma_o = 39 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\tau_k = \frac{292\,944,79}{19\,111,88}$$

$$\tau_k = 15,33 \text{ N/mm}^2$$

Podmínka dovoleného napětí v krutu $\tau_{Dk} = (20 \div 25) \text{ N/mm}^2$ pro vstupní hřídel.

$$\tau_k \leq \tau_{Dk}$$

$$15,33 \text{ N/mm}^2 \leq 25 \text{ N/mm}^2$$

Podmínka splněna

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2}$$

$$\sigma_{ored} = \sqrt{39^2 + (2 \cdot 15,33)^2}$$



$$\sigma_{ored} = 49,61 \text{ N/mm}^2$$

Kde: σ_o – napětí v ohybu
 τ_k – napětí v krutu
 σ_{red} – redukované napětí v ohybu
součinitel $\alpha = 2$ dle hypotézy τ_{max}

Statická bezpečnost vzhledem k mezi kluzu

Minimální statická bezpečnost $k_s = 1,2 - 1,3$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}}$$

$$k_s = \frac{885}{49,61}$$

$$k_s = 17,84$$

Statická bezpečnost vzhledem k mezi kluzu ve smyku

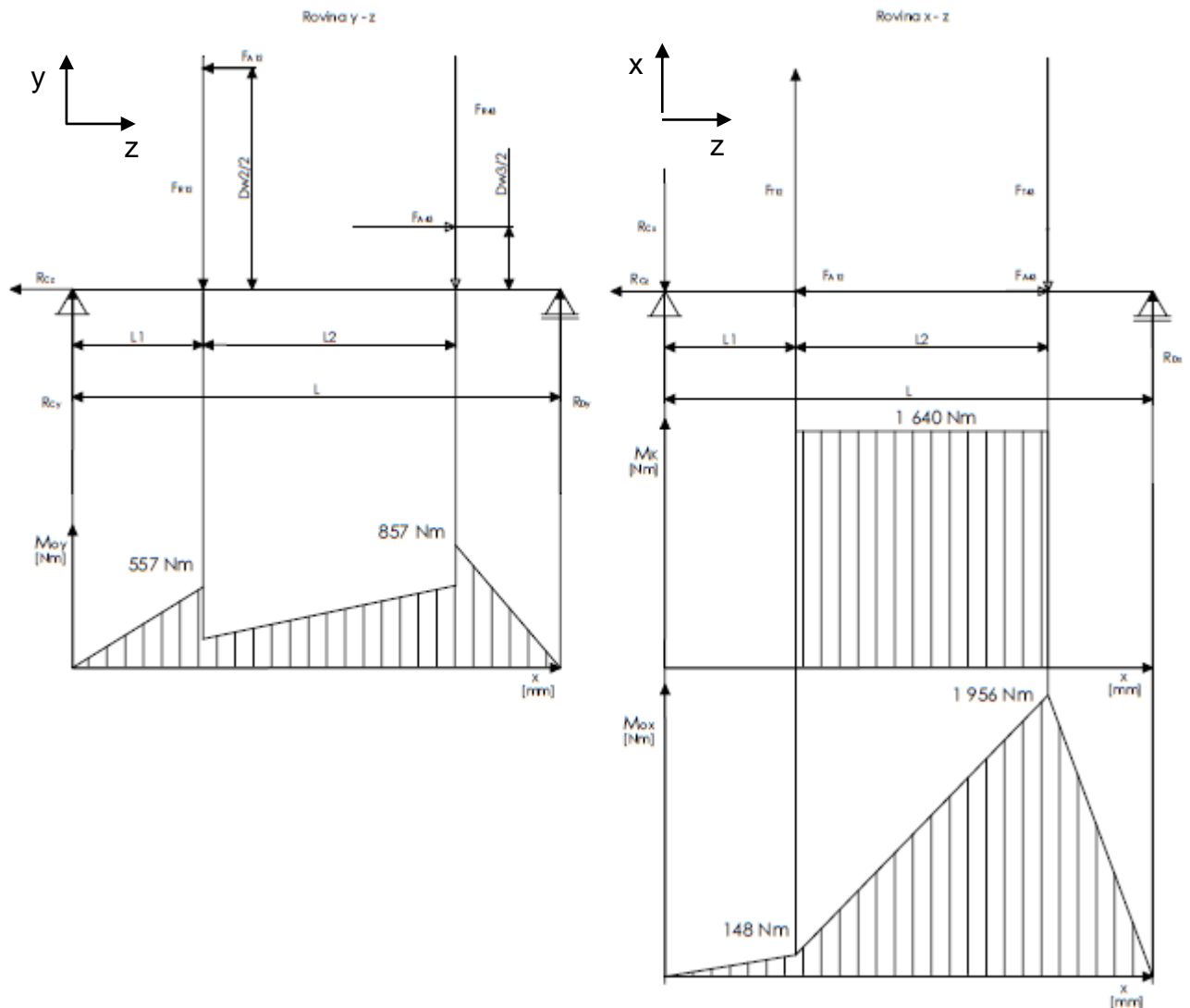
$$k_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k}$$

$$k_\tau = \frac{514}{15,33}$$

$$k_\tau = 33,53$$

Statické bezpečnosti vyhovují s dostatečnou rezervou.

4.1.2 II. Hřídel



obr. 4.1.2: Diagram průběhů momentů na II. hřídeli

Rovina x-z

$$M_{ox(max)} = -R_{Dx} \cdot L_3$$

$$M_{ox(max)} = -26\,973,33 \cdot 72,5$$

$$M_{ox(max)} = -1\,955\,566,43 \text{ Nmm}$$

$$M_k = F_{T12} \cdot \frac{d_{w2}}{2}$$

$$M_k = 10\,927 \cdot 153$$

$$M_k = 1\,640\,491 \text{ Nmm}$$



Rovina y-z

$$M_{oy(max)} = R_{Dy} \cdot L_3$$

$$M_{oy(max)} = 11\,819,99 \cdot 72,5$$

$$M_{oy(max)} = 856\,949,28 \text{ Nmm}$$

Celkový maximální ohybový moment

$$M_o(max) = \sqrt{(M_{ox(max)})^2 + (M_{oy(max)})^2}$$

$$M_o(max) = \sqrt{(1\,955\,566,43)^2 + (856\,949,28)^2}$$

$$M_o(max) = 2\,135\,088 \text{ Nmm}$$

Moduly průřezů

Pro hřídel s průměrem d a drážkou pro pero:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 72^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,4 \cdot (72 - 7,4)^2}{2 \cdot 72}$$

$$W_o = 32\,354,46 \text{ mm}^3$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 72^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,4 \cdot (72 - 7,4)^2}{2 \cdot 72}$$

$$W_k = 68\,997,99 \text{ mm}^3$$

Kde: W_o – je modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez s drážkou pro pero

W_k – je modul průřezu v krutu pro kruhový průřez s drážkou pro pero

Výpočet napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{2\,135\,088}{32\,354,46}$$

$$\sigma_o = 65,99 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$



$$\tau_k = \frac{1\,640\,490,8}{68\,997,99}$$

$$\tau_k = 23,78 \text{ N/mm}^2$$

Podmínka dovoleného napětí v krutu $\tau_{Dk} = (30 \div 35) \text{ N/mm}^2$ pro předlohou hřídel.

$$\tau_k \leq \tau_{Dk}$$

$$23,78 \text{ N/mm}^2 \leq 35 \text{ N/mm}^2$$

Podmínka splněna

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2}$$

$$\sigma_{ored} = \sqrt{65,99^2 + (2 \cdot 23,78)^2}$$

$$\sigma_{ored} = 81,34 \text{ N/mm}^2$$

Statická bezpečnost

Minimální statická bezpečnost $k_s = 1,2 - 1,3$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}}$$

$$k_s = \frac{885}{81,34}$$

$$k_s = 10,88$$

Statická bezpečnost vzhledem k mezi kluzu ve smyku

$$k_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k}$$

$$k_\tau = \frac{514}{23,78}$$

$$k_\tau = 21,61$$

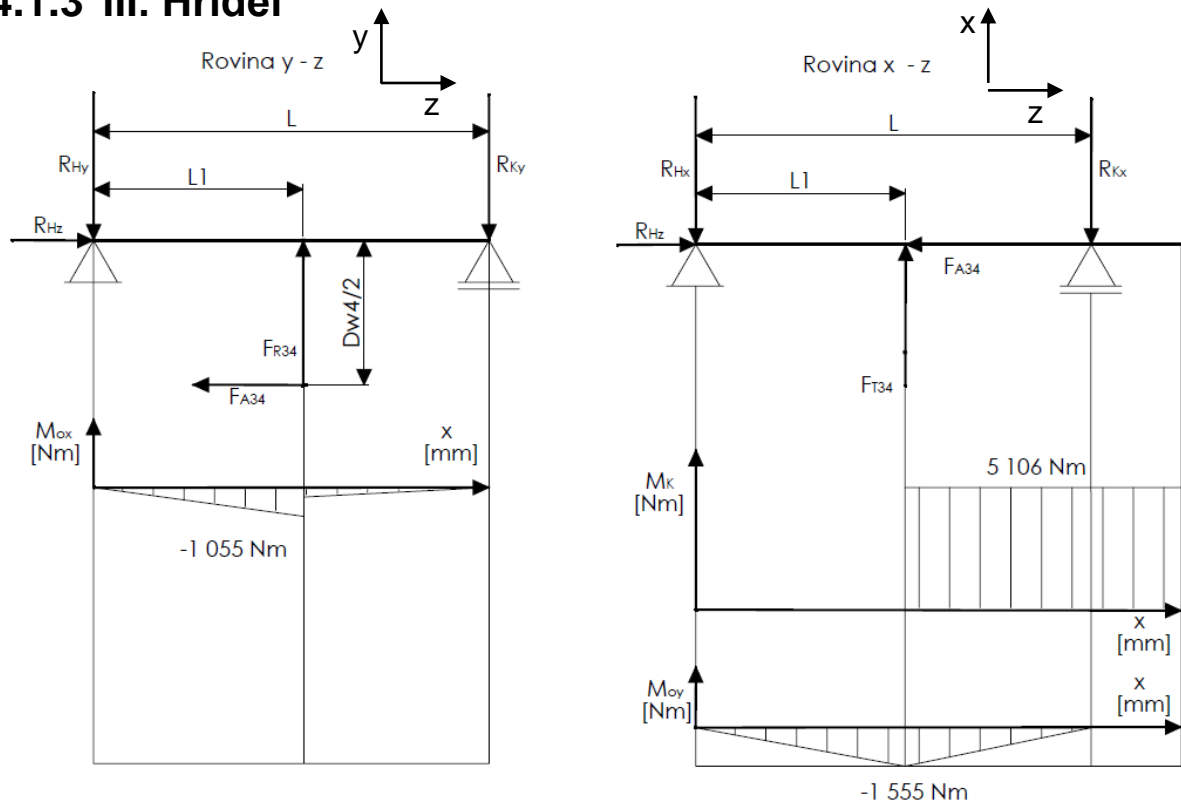
Statické bezpečnosti vyhovují s dostatečnou rezervou.

Zpřesněný výpočet jsem provedl pro II. hřídel v programu MitCalc

Minimální statická bezpečnost vychází $k_{smin} = 9,927\,769$ [9]

Viz. graf na obr. 4.2.

4.1.3 III. Hřídel



obr. 4.1.3.: Diagram průběhů momentů na III. hřídeli

Rovina x-z

$$M_{ox(max)} = -R_{Hx} \cdot L_1$$

$$M_{ox(max)} = -17\,871,36 \cdot 87$$

$$M_{ox(max)} = -1\,554\,808,32 \text{ Nmm}$$

$$M_k = F_{T34} \cdot \frac{d_w4}{2}$$

$$M_k = 38\,063,68 \cdot 137$$

$$M_k = 5\,106\,751 \text{ Nmm}$$

Rovina y-z

$$M_{oy(max)} = -R_{Hy} \cdot L_1$$

$$M_{oy(max)} = -12124,35 \cdot 87$$

$$M_{oy(max)} = -1\,054\,818,45 \text{ Nmm}$$

Celkový maximální ohybový moment

$$M_o(max) = \sqrt{(M_{ox(max)})^2 + (M_{oy(max)})^2}$$



$$M_{o(max)} = \sqrt{(-1\,554\,808,32)^2 + (-10\,548\,184,45)^2}$$

$$M_{o(max)} = 1\,878\,848,28 \text{ Nmm}$$

Moduly průřezů

Pro hřídel s průměrem d a drážkou pro pero:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 92^3}{32} - \frac{25 \cdot 8,7 \cdot (72 - 8,7)^2}{2 \cdot 92}$$

$$W_o = 68\,245,3 \text{ mm}^3$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2d}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 92^3}{16} - \frac{25 \cdot 8,7 \cdot (72 - 8,7)^2}{2 \cdot 92}$$

$$W_k = 144\,692,81 \text{ mm}^3$$

Výpočet napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{1\,878\,848,28}{68\,245,29}$$

$$\sigma_o = 27,53 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\tau_k = \frac{5\,106\,751,35}{144\,692,81}$$

$$\tau_k = 35,29 \text{ N/mm}^2$$

Podmínka dovoleného napětí v krutu $\tau_{Dk} = (45 \div 50) \text{ N/mm}^2$ pro výstupní hřídel.

$$\tau_k \leq \tau_{Dk}$$

$$35,29 \text{ N/mm}^2 \leq 50 \text{ N/mm}^2$$

Podmínka splněna

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2}$$

$$\sigma_{ored} = \sqrt{27,53^2 + (2 \cdot 35,29)^2}$$

$$\sigma_{ored} = 75,77 \text{ N/mm}^2$$



Statická bezpečnost

Minimální statická bezpečnost $k_s = 1,2 - 1,3$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}}$$

$$k_s = \frac{885}{75,77}$$

$$k_s = 11,68$$

Statická bezpečnost vzhledem k mezi kluzu ve smyku

$$k_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k}$$

$$k_\tau = \frac{514}{35,29}$$

$$k_\tau = 14,57$$

Statické bezpečnosti vyhovují s dostatečnou rezervou.

4.2 Dynamická kontrola

Uvažuji střídavý ohyb a stálý krut za ustáleného provozního režimu.

Provádím kontrolu II. předlokové hřídele na dvou průřezech s vruby.

Mez únavy v místě vrubu – zápich

$$\beta_o = 1 + q_o(\alpha_o - 1)$$

$$\beta_o = 1 + 0,705(3,4 - 1)$$

$$\beta_o = 2,62$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{Vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = 542 \cdot \frac{0,74 \cdot 0,91}{2,62}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = 139,3 \text{ N/mm}^2$$

Kde:

- β_o – součinitel vrubu
- α_o – součinitel tvaru
- q_o – součinitel citlivosti na vruby
- η_{po} – součinitel povrchu
- ε_{Vo} – součinitel velikosti



Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_o}$$

$$k_{\sigma} = \frac{139,3}{65,99}$$

$$k_{\sigma} = 2,11$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{Co(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}}$$

$$k_d = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}}$$

$$k_d = \frac{2,11 \cdot 21,61}{\sqrt{2,11^2 + 21,61^2}}$$

$$k_d = 2,1$$

dynamická bezpečnost Minimální $k_{dmin} = 1,3 \div 1,5$

Podmínka minimální dynamické bezpečnosti vyhovuje.

Mez únavy v místě vrubu – drážka pro pero

$$\beta_o = 2,5$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{Vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = 542 \cdot \frac{0,71 \cdot 0,91}{2,5}$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = 140,07 \text{ N/mm}^2$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_o}$$

$$k_{\sigma} = \frac{140,07}{65,99}$$

$$k_{\sigma} = 2,12$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{Co(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}}$$

$$k_d = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}}$$

$$k_d = \frac{2,12 \cdot 21,61}{\sqrt{2,12^2 + 21,61^2}}$$

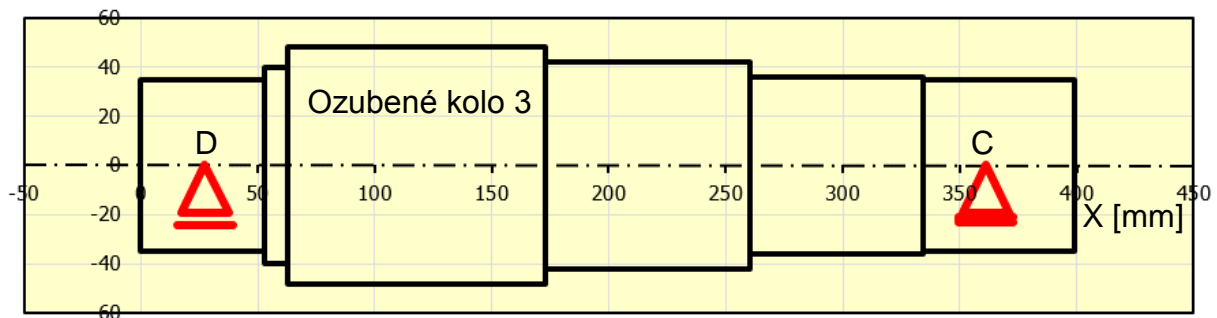
$$k_d = 2,11$$

Minimální dynamická bezpečnost $k_{dmin} = 1,3 \div 1,5$

Podmínka minimální dynamické bezpečnosti vyhovuje.

Zpřesněný výpočet jsem provedl v programu MitCalc [9]

Minimální dynamická bezpečnost vychází $k_{dmin} = 3,214\ 539$

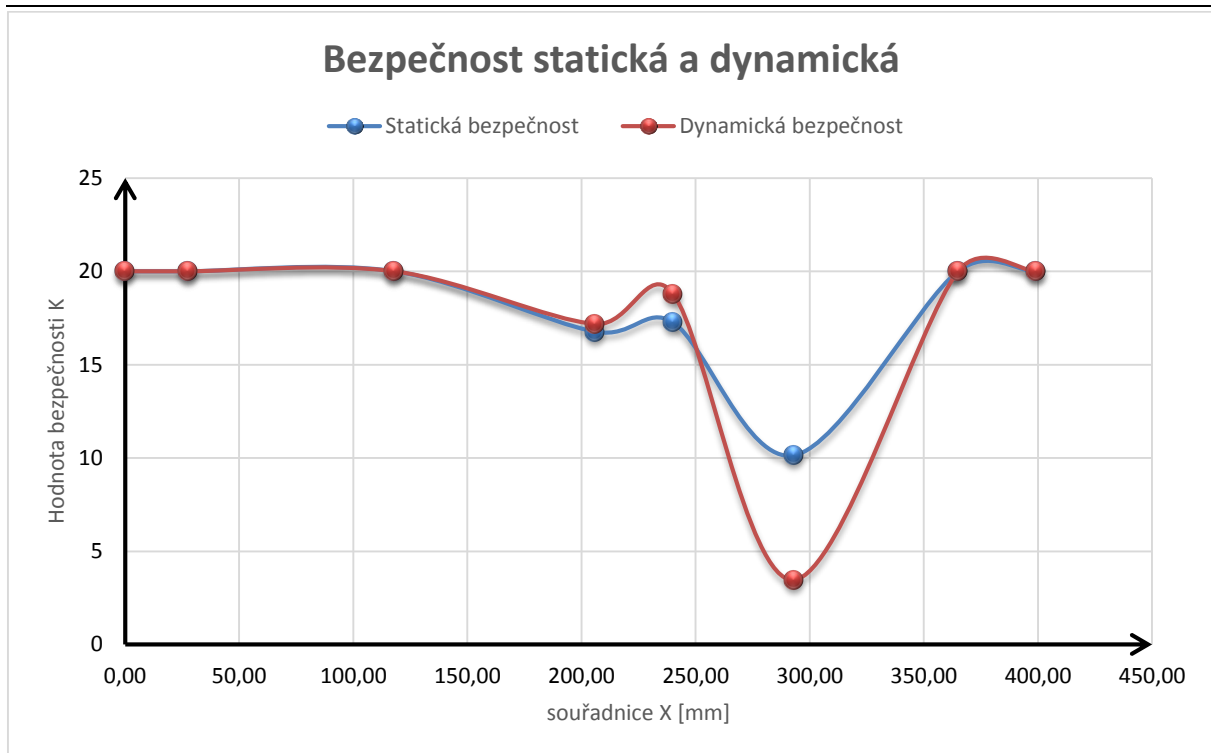


obr. 4.2.a: Předlohová hřídel [9]

Bezpečnosti na schematicky zobrazené předlohové hřídeli (obr. 4.2.a) v závislosti na souřadnici X jsou zobrazeny na obr. 4.2.b.

tab. 4.2.: Bezpečnosti na hřídeli v závislosti na souřadnici X [9]

Souřadnice X [mm]	0,0	27,50	118,00	206,00	240,00	293,00	365,00	399,00
Statická bezpečnost	20	20	20	16,7667	17,2710	10,1467	20	20
Dynamická bezpečnost	20	20	20	17,1767	18,811	3,47270	20	20



obr. 4.2.b: Průběhy bezpečností [9]

Poznámka ke grafu: Pro bezpečnosti $k > 20$ zobrazují hodnoty jako $k = 20$ pro lepší detail v grafu.

4.3 Deformační kontroly hřídelů

4.3.1 Kontrola torzní tuhosti

Celkový úhel nakroucení φ

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

$$\varphi = \frac{M_k}{G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{I_{pi}}$$

$$\varphi = \frac{1\,640\,491}{81\,000} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \left(\frac{55}{8\,338\,440} + \frac{87}{4\,887\,841} + \frac{37}{2\,638\,335} \right)$$

$$\varphi = 0,044\,582^\circ$$

Kde: I_{pi} – dílčí polární moment průřezu

l_i – délky dílčích úseků podél působení krouticího momentu

Celkový úhel nakroucení na jednotku délky ϑ

$$\vartheta = \frac{\varphi}{l}$$

$$\vartheta = \frac{0,044\ 582^\circ}{0,179}$$

$$\vartheta = 0,323\ 845^\circ/m$$

Kde: l – celková délka působení krouticího momentu

Podmínka dovolené hodnoty velikosti úhlu nakroucení $\vartheta_D = (0,25 \div 0,35)^\circ/m$

$$\vartheta \leq \vartheta_D$$

$$0,323\ 845^\circ/m \leq 0,35^\circ/m$$

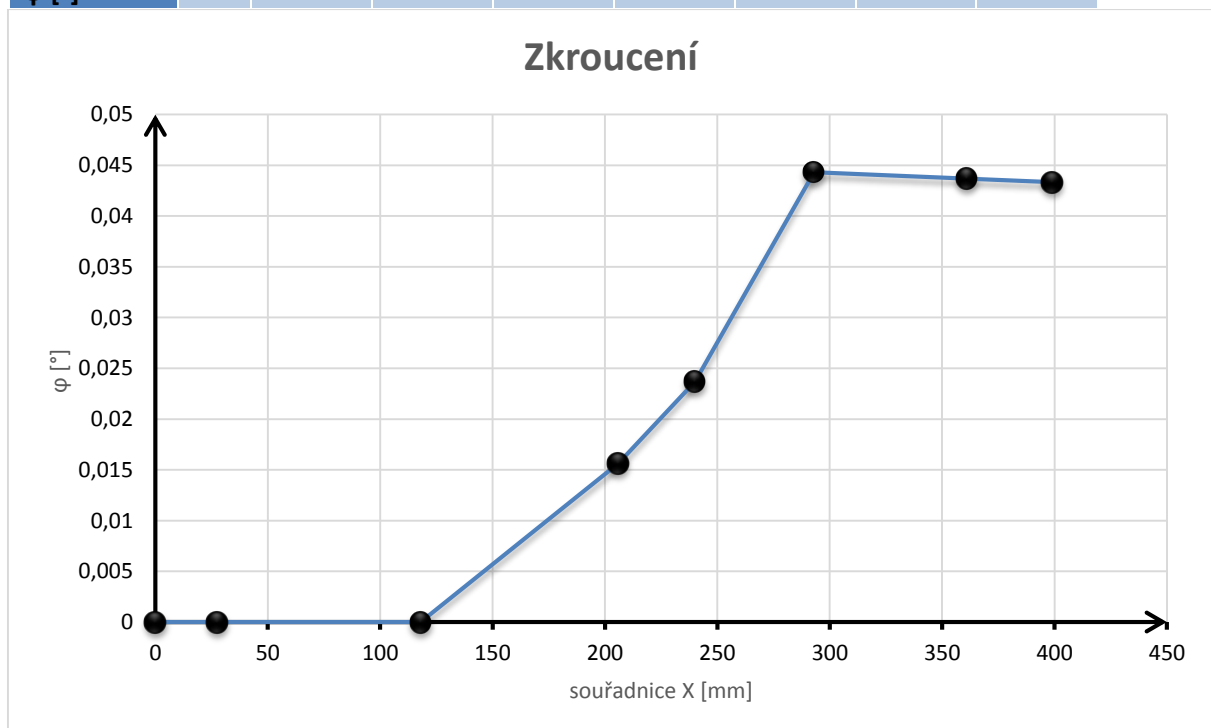
Podmínka velikosti úhlu nakroucení byla splněna.

Zpřesněný výpočet jsem provedl v programu MitCalc [9]

Kde maximální zkroucení vychází: $\varphi_{max} = 0,044\ 315^\circ$

tab. 4.3.1.: Úhel zkroucení v závislosti na souř. X na hřídeli [9]

Souřadnice X [mm]	0	27,5	118	206	240	293	361	399
Úhel zkroucení φ [°]	0	0	0	0,0156	0,0236	0,0443	0,0436	0,0433



obr. 4.3.1.: Zkroucení hřídele [9]

4.3.2 Kontrola ohybové tuhosti

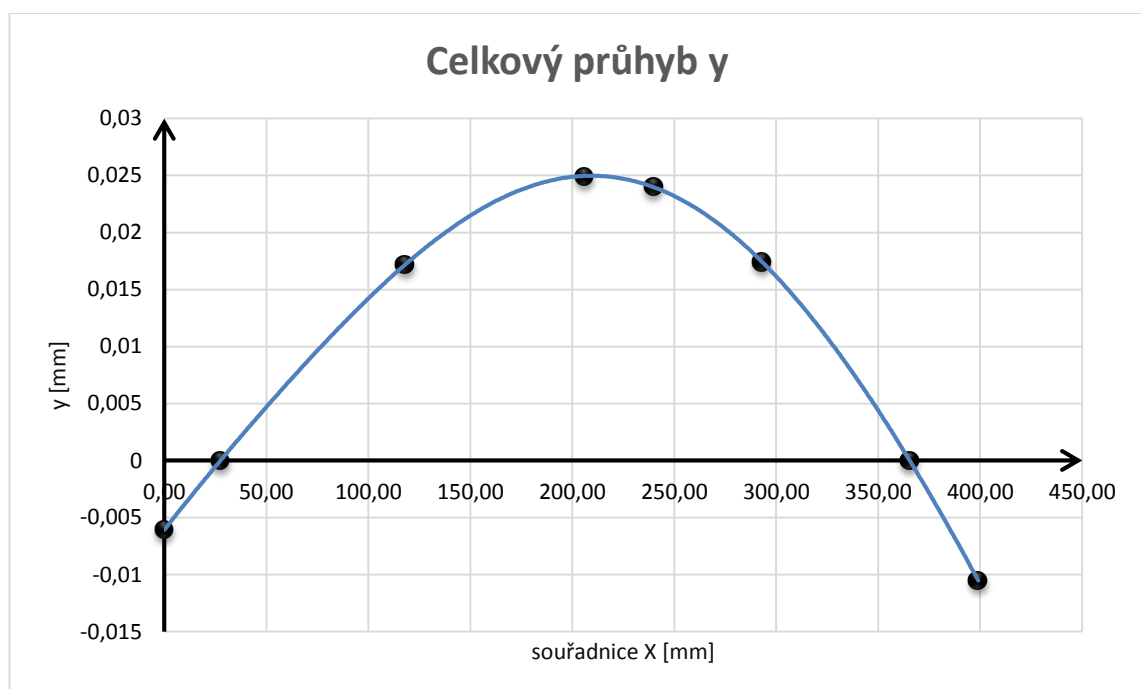
Pro kontrolu jsem použil prostředí programu MitCalc [9].

Průhyb

Na obrázku 4.3.2.a je zobrazen graf průhybu hřídele v závislosti na souřadnici X. Celkový průhyb je složen z dílčích průhybů v rovinách y-z a x-z. Viz tab. 4.3.2.a.

tab. 4.3.2.a: Průhyb v závislosti na souřadnici X [9]

X [mm]	0,00	27,5	118,00	206,00	240,00	293,00	365,5	399,00
Průhyb $y_V(z)$	-0,00607	0	0,01718	0,02492	0,02402	0,01741	0	-0,0105
průhyb $y_X(z)$	-2,5 (10^{-14})	0	7,64 (10^{-14})	1,3(10^{-13})	1,36 (10^{-13})	1,13 (10^{-13})	0	-7,5 (10^{-14})
Celkový průhyb $y(z)$	0,006069	0	0,01718	0,024924	0,02402	0,01741	0	0,0105



obr. 4.3.2.a: Celkový průhyb [9]

Průhyby

Maximální průhyb mezi ložisky $y_{max} = 0,024\ 935\ mm$

Maximální dovolený průhyb mezi kuželíkovými ložisky $y_{Dmax} = \frac{l}{5000}$

$$y_{Dmax} = \frac{338}{5000}$$



$$y_{Dmax} = 0,0676 \text{ mm}$$

Maximální průhyb nepřekračuje dovolenou hodnotu, a tudíž vyhovuje.

Průhyb pod 2. ozubeným kolem na II. hřídeli $y_{K2} = 0,01741 \text{ mm}$

Průhyb pod 2. pastorkem na II. hřídeli $y_{K3} = 0,01718 \text{ mm}$

Dovolený průhyb pod ozubenými koly pro čelní ozubená kola $y_{DK} = \frac{m}{100}$

$$y_{DK2} = \frac{2,5}{100}$$

$$y_{DK2} = 0,025 \text{ mm}$$

$$y_{DK3} = \frac{5}{100}$$

$$y_{DK3} = 0,05 \text{ mm}$$

Maximální průhyby pod ozubenými koly nepřekračují dovolenou hodnotu, a tudíž vyhovují.

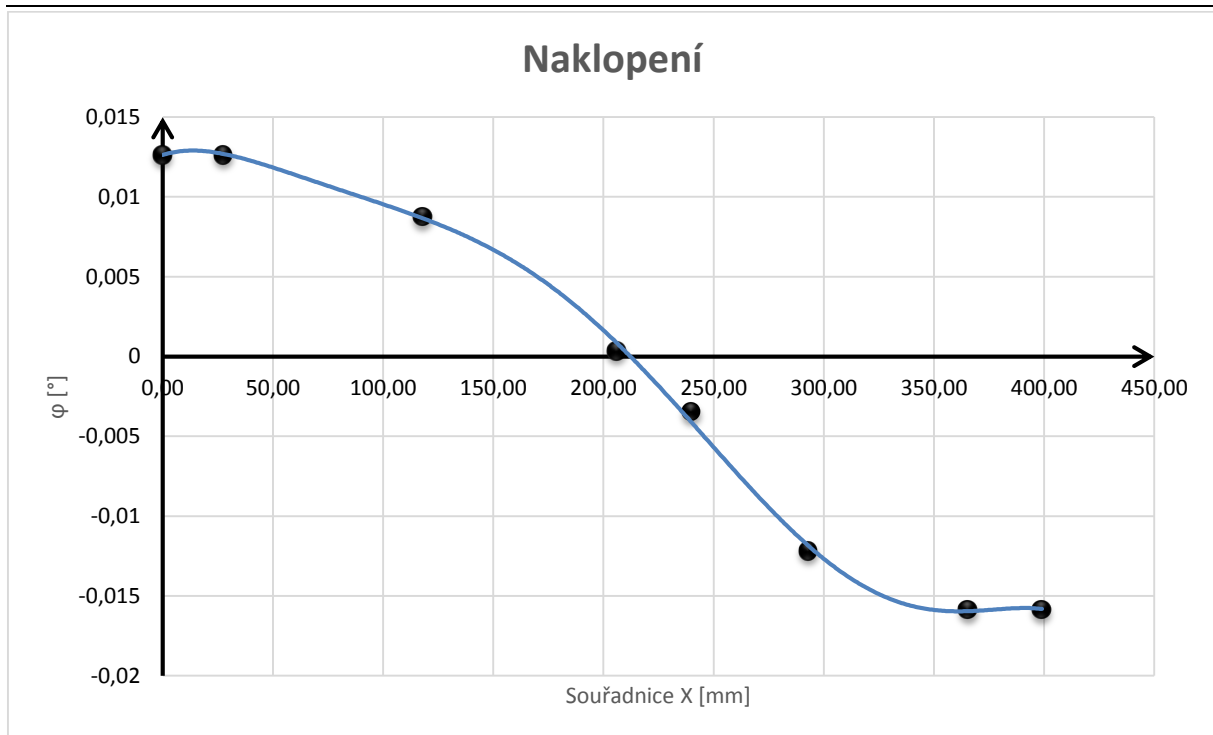
Naklopení

Na obrázku 4.3.2.b je zobrazen graf naklopení hřídele v závislosti na souřadnici

X. Celkové naklopení je složeno z dílčích naklomení v rovinách y-z a x-z.

tab. 4.3.2.b: Naklopení v závislosti na souřadnici X [9]

Souřadnice X [mm]	0,00	27,50	118,00	206,00	240,00	293,00	365,50	399,00
Naklopení $\varphi_y(z)$ [°]	0,01264	0,01264	0,00877	0,00033	-0,00344	-0,01217	-0,01585	-0,01585
Naklopení $\varphi_x(z)$ [°]	5,28 (10^{-14})	5,28 (10^{-14})	4,41 (10^{-14})	1,83 (10^{-14})	-1,2 (10^{-16})	-6 (10^{-14})	-1,1 (10^{-13})	-1,1 (10^{-13})
Celkové naklopení $\varphi(z)$ [°]	0,01264	0,01264	0,00877	0,00033	0,00343	0,01217	0,01584	0,01584



obr. 4.3.2.c: Naklopení v závislosti na souřadnici X [9]

Úhel sklonu v místě 2. ozubeného kola II. hřídele $\varphi_{K2} = 0,71'$

Úhel sklonu v místě 2. pastorku II. hřídele $\varphi_{K3} = 0,52'$

Dovolený maximální úhel sklonu ozubených kol $\varphi_{DK} = (3 \div 7)'$

Úhel sklonu v ložisku C $\varphi_{KLC} = 0,95'$

Úhel sklonu v ložisku D $\varphi_{KLD} = 0,75'$

Dovolený maximální úhel sklonu v kuželíkových ložiskách $\varphi_{DK} = (1 \div 2)'$

Úhel naklopení vyhovuje ve všech kontrolovaných místech.

4.3.3 Kontrola spojení hřídele s nábojem

Ve všech případech se jedná o spojení pomocí pera dle ČSN 02 2562. Za předpokladu ocelových nábojů je dovolený tlak $p_D = (110 \div 120)MPa$

Výpočet dle [11]

I. Hřídel s pružnou spojkou

Navrhuji pero ČSN 02 2562 – 10e7x8x50 [12]

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D$$



$$p = \frac{4 \cdot 292\,944,8}{35 \cdot 8 \cdot 40} \leq p_D$$

$$p = 104,62 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

Pero vyhovuje kontrole na otláčení.

Kde: h – výška pera

l_a – účinná délka pera

II. Hřídel s II. ozubeným kolem

Navrhuji 2 pera vzájemně pootočená o 120° ČSN 02 2562 – 20e7x12x112 [13]

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D$$

$$p = \frac{4 \cdot 1\,640\,491}{72 \cdot 12 \cdot 92} \leq p_D$$

$$p = 82,55 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

Pera vyhovují kontrole na otláčení.

III. Hřídel s III. ozubeným kolem

Navrhuji 2 pera vzájemně pootočená o 120° ČSN 02 2562 – 25e7x14x168 [13]

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D$$

$$p = \frac{4 \cdot 5\,106\,751}{92 \cdot 14 \cdot 143} \leq p_D$$

$$p = 110,9 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

Pera vyhovují kontrole na otláčení.

III. Hřídel se zubovou spojkou

Navrhuji 2 pera vzájemně pootočená o 120° ČSN 02 2562 – 22e7x14x180 [13]

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D$$

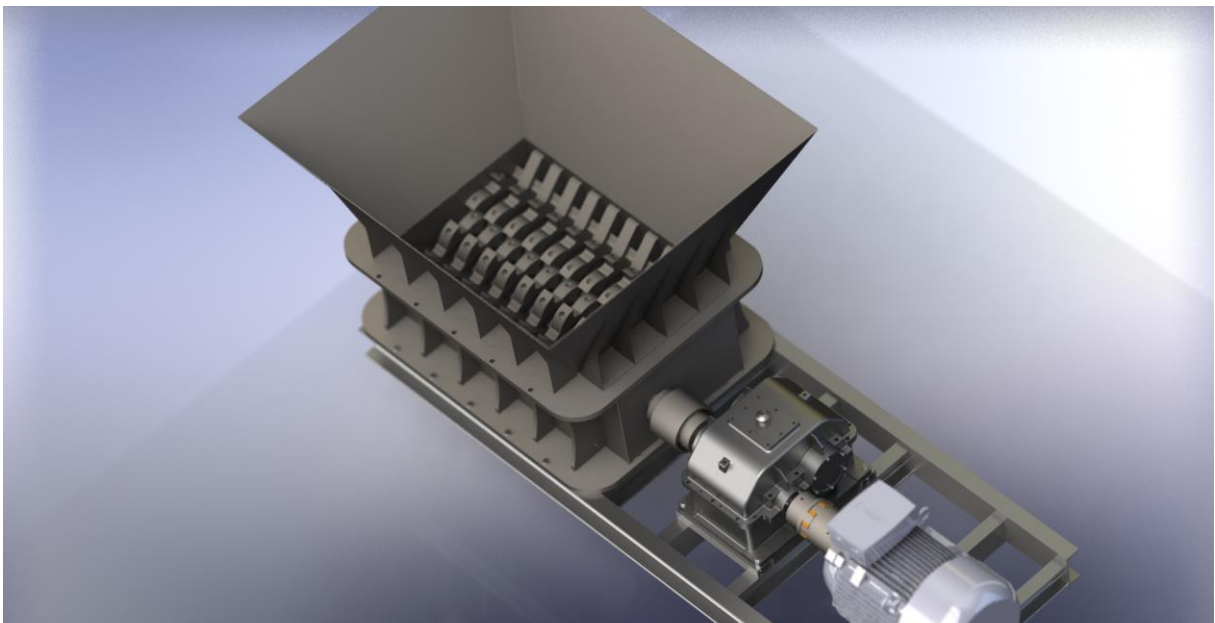
$$p = \frac{4 \cdot 5\,106\,751}{82 \cdot 14 \cdot 158} \leq p_D$$

$$p = 112,61 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

Pera vyhovují kontrole na otláčení.

5. Závěr

Navržený 30 kW pohon je schopný pohánět dvouhřídelovou drtičku odpadu (viz obr.5) při drcení víše zmíněného odpadu. Při návrhu pohonného ústrojí jsem také bral v potaz rázy vzniklé při drcení. Jednak návrhem spojek a také odolností ozubení. Při návrhu dvoustupňové převodovky, která přenáší tento výkon, jsem navrhl převodové poměry jednotlivých soukolí. Ty ovlivňují – spolu s dalšími navrženými atributy – vlastnosti převodovky (velikost ozubených kol, osovou vzdálenost hřídelů, pevnost ozubení atd.). Každá tato vlastnost má své požadavky, které se podařilo splnit. Dále všechna navržená ložiska vyhovují svojí životností. Nakonec jsem provedl pevnostní kontrolu hřídelů. Všechny hřídele vyhověly statické kontrole v nejzatěžovanějších místech. Předlohou hřídel, která je nejdelší a nejnamáhanější vzhledem ke své členitosti, jsem kontroloval také z hlediska dynamického namáhání. Předlohou hřídel vyhověla jak po stránce únavové pevnosti, tak po stránce torzní a ohybové tuhosti. Výsledkem je funkční převodové ústrojí, které splňuje nároky na pohánění řešené drtičky odpadu.



obr. 5.: 3D model sestavy drtičky



Použitá literatura

- [1] VOŠTOVÁ, Věra a Jiří FRIES. *Zpracování pevných odpadů*. Praha: ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02672-8.
- [2] Zpracování různých odpadů. *Zpracování komunálního odpadu _ Drcení různých odpadů _ Odes s.r.o. Jaroměř*. [Online] 2014. <http://www.odes.cz/zpracovani-ruznych-odpadu>.
- [3] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 2005. 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
- [4] Elektromotor SIEMENS 1LG4223-6AA, 30kW,978ot _ Elektromotory .net. *Elektromotory SIEMENS*. [Online] 2011. <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1000-otacek/1lg6-183-2ma60-1-7-1-2-1.html>.
- [5] Strojnické tabulky: základní strojní součásti a montážní jednotky 3/ J. Fiala, P. Svoboda. - Praha : SNTL, 1987. - 704 s. ÚJV 72.045/3/ch.
- [6] Couplings _ KTR. *Power transmission components for industries _ KTR*. [Online] 2016. <https://www.ktr.com/en/products/power-transmission-technology/couplings>.
- [7] SEPS - elektronická podpora studia. *SEPS*. [Online] 2016. http://seps.fs.cvut.cz/download/u12113/KC/all_N%C3%A1vrh%20%C4%8Deln%C3%ADho%20ozuben%C3%AD.xls.
- [8] Jednořadá kuželíková ložiska metrických rozměrů _ ZKL Group. *ZKL Group*. [Online] 2012. <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srtrbmd>.
- [9] MITCalc - Strojírenské, průmyslové a technické výpočty. [Online] 2016. <http://www.mitcalc.com/cz/download.htm>
- [10] WWW:<http://seps.fs.cvut.cz/download/u12113/KC/All_Dynamick%C3%A1%20anal%C3%BDza%20bez%20VBA.xlsx>
- [11] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2008.
- [12] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1999. 173 s. ISBN 80-01-01934-9.
- [13] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.



- [14] Výroba surového železa. *Strojirenství — engineering*. [Online] 2007.
<http://www.strojirenstvi.wz.cz/stt/rocnik1/01zelezo.php>.
- [15] Aggregate Designs Corporation Cone Crusher Information. *Asphalt Plants, Jaw Crushers and Cone Crushers - Aggregate Designs Corp.* [Online] 2016.
<http://www.aggdesigns.com/Cone-Crusher-info.htm>.
- [16] UNC.CZ , odrazové drtiče. *čelistové a odrazové drtiče , UNC.CZ*. [Online] 2016.
<http://www.recyklacni-drtice.cz/drtice-kladivove-odrazove>.
- [17] Gf Series Of Toothed Roll Crusher. *Alibaba.com*. [Online]
http://www.alibaba.com/product-detail/GF-series-of-toothed-roll-crusher_578946394.html.
- [18] Double Shafts Shredder Parts - Stationeryinfo.com. [Online] 2016.
<http://www.stationeryinfo.com/productdetail/54eabfa94e7be2bd6f287365/double-shafts-shredder-parts>.

Seznam obrázků

obr. 1: Sestava drtičky	7
obr. 1.1: Čelistový drtič.....	10
obr. 1.2: Kuželový drtič.....	10
obr. 1.3: Válcový drtič	10
obr. 1.4: Kladivový drtič	11
obr. 1.5: Bubnový drtič.....	11
obr. 1.6.a.: Sestava drtičky	11
obr. 1.6.b: Síto drtiče	12
obr. 1.6.1.: Rotor s břity jednohřídelového drtiče.....	13
obr. 1.6.2.a.: Dvuhřídelový drtič s dvěma pohony	14
obr. 1.6.2.b.: Pracovní prostor dvuhřídelového drtiče.....	14
obr. 1.6.3.:Podávací a drticí hřídele.....	15
obr. 1.6.4.:Speciální drtiče.....	16
obr. 2.1.3.a: Rozměry elektromotoru	19
obr. 2.1.3.b: Pohled na elektromotor s pružnou převodovkou.....	19
obr. 2.3.: Pohled na model vnitřku skříně převodovky.....	21
obr. 2.4.: 3D model navržených soukolí převodové skříně.....	25
obr. 2.5.: Detailní pohled na 3D model navrženého ozubení	32



obr. 2.6.: Ozubené kolo s rozkladem sil.....	35
obr. 2.6.1: Silové poměry v převodovce	36
obr. 2.7.1: Silové působení na I.hřídeli	38
obr. 2.7.2: Silové působení na II.hřídeli	39
obr. 2.7.3: Silové působení na III.hřídeli	41
obr. 3: Pohled na kuželíková ložiska	45
obr. 4.: Pohled na vnitřek převodové skříně	50
obr. 4.1.1.: Diagram průběhů momentů na I. hřídeli	51
obr. 4.1.2.: Diagram průběhů momentů na II. hřídeli	54
obr. 4.1.3.: Diagram průběhů momentů na III. hřídeli	57
obr. 4.2.a: Předlohovává hřídél	61
obr. 4.2.b: Průběhy bezpečností.....	62
obr. 4.3.1.: Zkroucení hřídele.....	63
obr. 4.3.2.a: Celkový průhyb.....	64
obr. 4.3.2.b: Naklopení	66
obr. 5.: Sestava drtičky	68

Seznam tabulek

tab. 1.1: Rozdělení drtičů dle velikosti rozdrčeného zrna	8
tab. 1.2: Stupeň zdrobnění podle druhu drtiče.....	9
tab. 2.1.3.: Vlastnosti elektromotoru	18
tab. 2.5.1.: Kontrola ozubení Soukolí 12.....	33
tab. 2.5.2.: Kontrola ozubení Soukolí 34.....	34
tab. 2.7.5.: Reakce při dopředném pohybu drtiče.....	44
tab. 2.8: Reakce při reverzaci	44
tab. 4.2: Bezpečnosti na hřídeli v závislosti na souřadnici X	61
tab. 4.3.1.: Úhel zkroucení v závislosti na souř. X na hřídeli	63
tab. 4.3.2.a: Průhyb v závislosti na souřadnici X	64
tab. 4.3.2.b: Naklopení v závislosti na souřadnici X	65