TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Pohon drtiče kartonu

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství

Autor práce: **Petr Plašil**
Vedoucí práce: doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2022

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Zadání bakalářské práce

Pohon drtiče kartonu

Jméno a příjmení:	**Petr Plašil**
Osobní číslo:	S18000091
Studijní program:	B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Strojní inženýrství
Zadávající katedra:	Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok:	**2021/2022**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte pohon drtiče kartonu o výkonu 16 kW a výstupních otáčkách 100 ot/min. s redukcí otáček na polovinu. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.
Obsah bakalářské práce
1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

Seznam odborné literatury:

[1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
[2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
[3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
[4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
[5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
[6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
[7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
[8] Normy pro mezní úchylky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola – Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 – Ozubená kola – Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
[9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCAlc,
[10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce: doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 25. listopadu 2021
Předpokládaný termín odevzdání: 25. května 2023

L.S.

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 14. října 2021

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

23. června 2022 Petr Plašil

ANOTACE

Tato Bakalářská práce se zaobírá návrhem adekvátní pohonné jednotky pro jednohřídelový drtič kartonu. V teoretické části jsou rozebrány možnosti vlastní konstrukce drtičů, dále pak druhy motorů, které lze pro námi zvolený typ drtiče použít. Práce obsahuje výpočtovou zprávu zahrnující návrhy ozubených převodů, pevnostní výpočty hřídelů a ložisek a návrh řemenového převodu zakončenou zhotovením 3D modelu a výkresové dokumentace.

Klíčová slova: Pohon, převodovka, drtič, ozubený převod, ložiska, hřídel

ANOTATION

This bachelor thesis deals with the design of an adequate power unit for a single-shaft cardboard crusher. The theoretical part discusses the possibilities of the actual construction of crushers, as well as the types of motors that can be used for the type of crusher chosen by us. The thesis contains a calculation report including designs of gears, strength calculations of shafts and bearings and design of belt transmission ending with the production of a 3D model and drawing documentation.

Key words: Drive, gearbox, crusher, gear, bearings, shaft

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval mému vedoucímu práce doc. Ing. Petru Lepšíkovi, Ph.D. za odborné rady, věcné připomínky a trpělivost v průběhu tvorby této bakalářské práce. Dále pak děkuji svému blízkému okolí a především rodině za podporu po dobu celého studia.

Seznam použitých symbolů

Značka	Název	Jednotka
i	Převodové číslo	-
n	Otáčky	min^{-1}
P	Výkon	W
m	Modul ozubení	mm
m_t	Čelní modul	mm
z	Počet zubů ozubeného kola	-
z_v	Počet zubů virtuálního ozubeného kola	-
b	Šířka ozubení	mm
ε	Součinitel záběru zubu	°
ε_α	Součinitel záběru profilu	°
ε_β	Součinitel kroku	°
δ	Úhel roztečného kužele	°
α_t	Čelní úhel záběru	°
α_n	Normálový úhel záběru	°
β	Úhel sklonu zubu	°
β_b	Základní úhel sklonu zubu	°
σ_{Hlim}	Limitní Hertzovo napětí	MPa
σ_{Flim}	Limitní napětí	MPa
R_m	Pevnost materiálnu na mezi pevnosti	MPa
R_{p02}	Pevnost materiálu na mezi kluzu	MPa
k	Celková bezpečnost	-
	Počet řemenů	ks
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu	-

d	Průměr roztečné kružnice	mm
h_{ae}	Výška hlavy zubu	mm
h_{fe}	Výška paty zubu	mm
p	rozteč	mm
d_a	Průměr hlavové kružnice	mm
d_f	Průměr patní kružnice	mm
d_b	Průměr základní kružnice	mm
M_k	Velikost kroutícího momentu	Nm
F_t	Tečná síla	N
F_n	Normálová síla	N
F_r	Radiální síla	N
F_a	Axiální síla	N
ψ_d/b_r	Poměr šířky ozubení a průměru roztečné kružnice	-
ψ_m	Poměr šířky ozubení ke střednímu modulu	-
m_n	Velikost normálového modulu	mm
σ_{Do}	Napětí dovolené v ohybu	MPa
σ_o	Napětí v ohybu	MPa
k_o	Bezpečnost v ohybu	-
s	Šířka zubové mezery	mm
a	Osová vzdálenost	mm
l	délka	mm
h	Výška pera v hřídeli	mm
R_1,R_2	Radiální reakce v ložiskách	N
R_a	Axiální složka reakce	N
M_{omax}	Maximální ohybový moment	Nm

τ_k	Napětí v krutu	MPa
d_{min}	Minimální průměr hřídele	mm
σ_e	Ekvivalentní napětí	MPa
C_0	Statická únosnost ložiska	N
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	MPa
C	Únosnost ložiska	N
L_{h10}	Hodinová trvanlivost ložiska	hod
t_1	Výška pera v náboji	mm
h	Výška pera	mm
b	Šířka pera	mm
	Šířka ložiska	mm
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve smyku	MPa
k_s	Bezpečnost ve smyku	-
E	Modul pružnosti v tahu	MPa
J_{HV}	Tvrdost v jádře zubu	-
V_{HV}	Tvrdost v boku zubu	-
k_{AS}	Součinitel jednorázového přetížení	-
Z_K	Součinitel kuželového ozubení	-
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti zubu	-
Z_X	Součinitel velikosti	-
Y_{sag}	Součinitel přídavného vrubu na patě	-
Y_A	Součinitel střídavého zatížení	-
Y_T	Součinitel technologie výroby	-
Y_X	Součinitel velikosti	-
Y_R	Součinitel drsnosti povrchu	-

S_H	Hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	-
S_F	hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu poškození boků zubů	-
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	-
K_F	Součinitel přídavných zatížení pro ohyb	-
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	-
K_H	Součinitel přídavných zatížení pro dotyk	-
X	Součinitel dynamického radiálního zatížení	-
X_0	Součinitel statického radiálního zatížení	-
Y	Součinitel dynamického axiálního zatížení	-
Y_0	Součinitel statického axiálního zatížení	-

Obsah

1 Úvod ... 9

2 Cíl práce ... 10

3 Druhy drtičů ... 11
3.1 Jednohřídelové drtiče ... 11
3.2 Dvouhřídelové drtiče ... 11
3.3 Kladívkové drtiče ... 12
3.4 Bubnové drtiče ... 13

4 Pohony drtičů ... 14
4.1 Převodovky ... 14
4.1.1 Základní rozdělení skříní ... 14
4.1.2 Základní rozdělení převodových mechanismů ... 14
4.2 Motory ... 14
4.2.1 Naftové motory ... 14
4.2.2 Hydromotory ... 15
4.2.3 Elektromotory ... 15

5 Vlastní návrh řešení ... 16
5.1 Kinematické schéma převodového mechanismu ... 16
5.2 Volba motoru ... 17
5.3 Volba spojky ... 17
5.4 Způsob řazení ... 18

6 Výpočtová část ... 19
6.1 Výpočet převodových poměrů ... 19
6.2 Výpočet kroutících momentů ... 19
6.3 Výpočet otáček ... 20
6.4 Výpočet kuželového soukolí s šikmými zuby ... 20
6.4.1 Parametry ozubení ... 20
6.4.2 Návrhový výpočet ... 20
6.4.3 Zjednodušený kontrolní výpočet ... 23
6.4.4 Kontrola únavy v dotyku ... 24
6.4.5 Kontrola únavy v ohybu ... 25
6.4.6 Výpočet čelního soukolí s šikmými zuby ... 26
6.4.7 Parametry ozubení ... 26
6.4.8 Návrhový výpočet ... 26
6.4.9 Zjednodušený kontrolní výpočet ... 27
6.4.10 Kontrola únavy v dotyku ... 28
6.4.11 Kontrola únavy v ohybu ... 29
6.5 Výpočet redukčního čelního soukolí s šikmými zuby ... 30
6.5.1 Parametry ozubení ... 30
6.5.2 Návrhový výpočet ... 31
6.5.3 Zjednodušený kontrolní výpočet ... 31
6.5.4 Kontrola únavy v dotyku ... 32
6.5.5 Kontrola únavy v ohybu ... 33
6.6 Výpočet řemenového převodu ... 34
6.6.1 Geometrie řemenového převodu ... 35

6.6.2 Silové poměry řemenového převodu ... 36
6.7 Pevnostní výpočet hřídelů ... 37
6.7.1 Vstupní hřídel 1 ... 37
6.7.2 předlohová hřídel 2 ... 39
6.7.3 výstupní hřídel 3 ... 45
6.7.4 Výpočet nejvíce namáhaného hřídele pomocí MKP ... 51
6.8 Návrh ložisek ... 52
6.8.1 ložiska pro hřídel 1 ... 53
6.8.2 ložiska pro hřídel 2 ... 54
6.8.3 ložiska pro hřídel 3 ... 56
6.9 Návrhy spojů na hřídelích ... 58
6.9.1 Hřídel 1 ... 58
6.9.2 Hřídel 2 ... 58
6.9.3 Hřídel 3 ... 59
7 Ekonomické zhodnocení ... 61
8 Závěr ... 62
Seznam obrázků ... 65
Seznam tabulek ... 66
Použitá literatura ... 67
Seznam přiložených souborů ... 68

1 Úvod

Stroj, ať už tím myslíme obráběcí stroj, automobil či hodiny na zdi musí vždy obsahovat nějaký druh pohonné jednotky. Když ráno nasedneme do auta a otočíme klíčem v zapalování, většinou nepřemýšlíme nad tím, co se vlastně skrývá pod kapotou a jak mechanismus funguje. Tyto mechanismy, ať jsou to pohony nebo cokoliv jiného byly již vyvinuty v minulosti, ale o jejich finální zpracování se starají konstruktéři. Je na jejich poddání, jak bude finální produkt vypadat, ačkoliv při zhotovování se drží určitých konvenčních postupů. Konstruktér musí předvést značné znalosti, aby dodržel parametry z hlediska nároků na výkon, cenu i například hmotnost daného výrobku. Obrovský rozdíl bude, když si představíme konstrukci pohonu strojku hodinek, kde jsou rozměry na prvním místě oproti například pohonu důlního čerpadla, kde konstruktérovi nebude tolik záležet na rozměrech, nýbrž na výkonu jednotky. U každého projektu tedy musíme myslet na to, co je opravdu důležité pro daný typ zařízení a na co bychom se při zpracovávání měli soustředit.

2 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je adekvátní návrh pohonné jednotky drtiče kartonu. Tento stroj je reálně používaný a vyráběný několika firmami, jako například AGRO CS a. s., Odes s.r.o., TERIER s.r.o. a další. Jedná se celý návrh, tudíž obsáhne pevnostní kontroly hřídelů, návrhu ozubených, ložisek a dalších strojních součástí, 3D model převodové skříně, výkresovou dokumentaci a ekonomické zhodnocení. Ve výpočtové části bude použito „ručních“ výpočtů dle postupů pro určité strojní součásti, tak i metody konečných prvků pro pevnostní kontrolu hřídelů.

Všechny zmiňované výpočty vycházejí ze vstupních parametrů zadaných na začátku práce.

Tabulka 1 Vstupní parametry práce

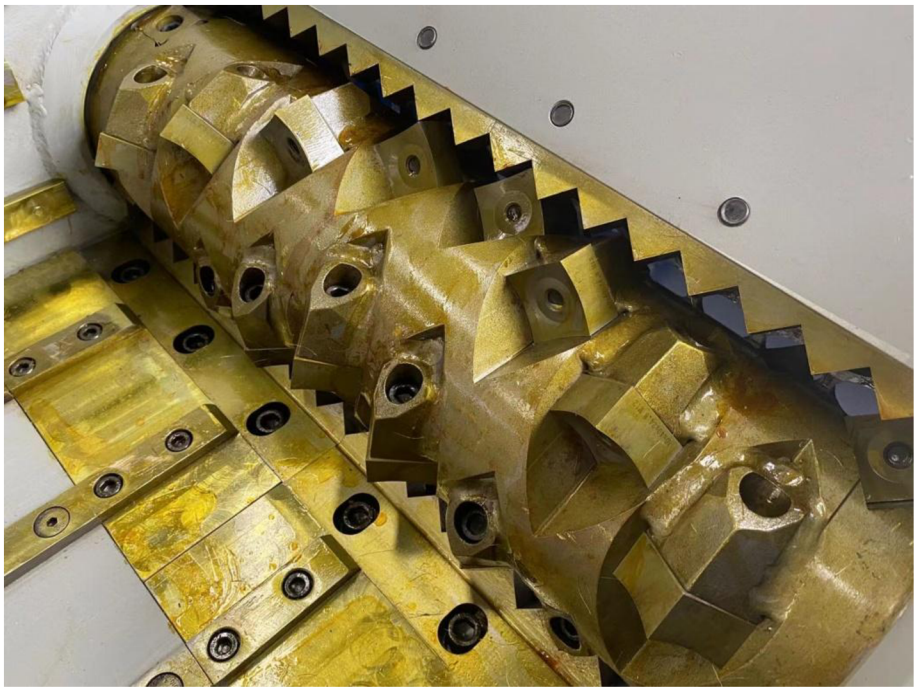
Výkon	16 kW
Otáčky	100 ot/min^{-1}
Životnost	10000 h
Schopnost	Redukce otáček na 50%

Co se týče jednotlivých parametrů, výstupní výkon a otáčky závisí na volbě elektromotoru z aktuální nabídky trhu, kde musíme samozřejmě počítat s tím, že výkon musí být o něco vyšší, než požadovaný výstupní výkon z důvodu účinnosti strojních součástí použitých v převodové skříni, která se pohybuje okolo 95%. Životnost celého pohonného celku je závislá na životnosti jednotlivých ložisek, která nesmí klesnout pod hodnotu této celkové životnosti.

3 Druhy drtičů

3.1 Jednohřídelové drtiče

Průmyslové drtiče tohoto typu slouží zejména pro drcení dřeva, papíru, plastů a dalších materiálů s podobnou strukturou, hlavně však neforemných a houževnatých odpadů. Výstupní frakce bývá jemná a homogenní s rozměry mezi 8 až 50mm, které jsou dány sítem, jež je u většiny těchto strojů umístěno pod rotorem. Jednohřídelové drtiče jsou vybaveny rotorem a statickým ostřím ve tvaru hřebene. Rotor je vybaven segmentovými břitovými destičkami, které pracují na principu odfrézovávání materiálu, který je do drtiče sypán a vtlačován k rotoru buď hydraulickým přítlakem, nebo vlastní tíhou. [1]

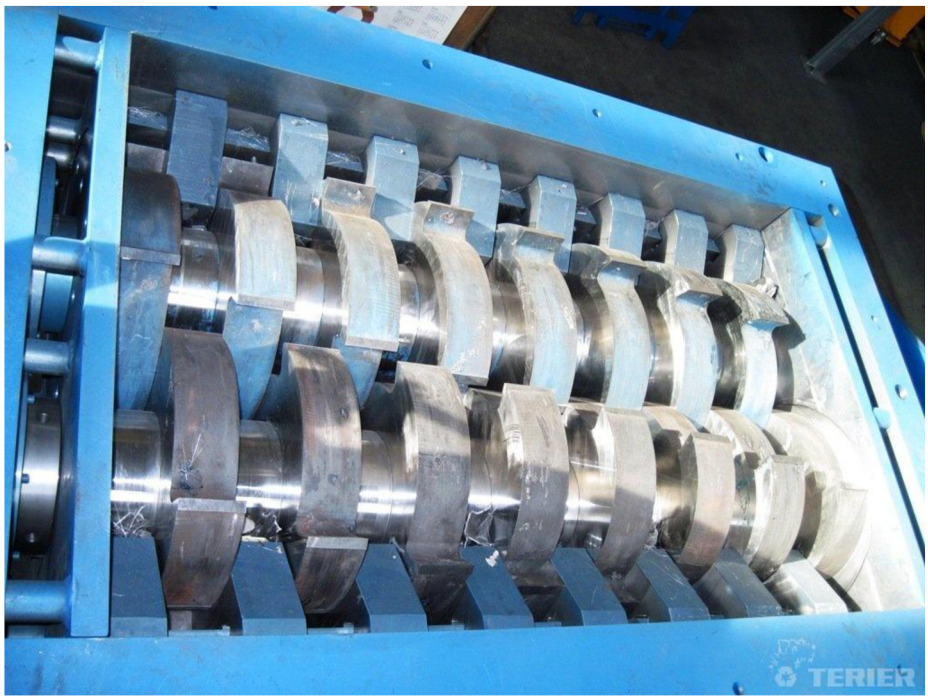


Obrázek 1 Rotor jednohřídelového drtiče firmy Wiscon [12]

3.2 Dvouhřídelové drtiče

U dvouhřídelových drtičů dochází při drcení a stříhání k vtahování materiálu mezi dva rotory otáčející se proti sobě s různými úhlovými rychlostmi. Rotory jsou osazeny segmentovými noži, které zapadají do mezer protilehlého rotoru. Tyto mezery mohou být různé z hlediska požadované výstupní frakce drceného materiálu. Tento typ drtičů

slouží k drcení plastů, dřeva, olejových filtrů automobilů a podobně. V praxi se tyto stroje využívají jako první fáze v různých linkách pro drcení odpadu a slouží k předdrcení pro další zpracovávání. Při drcení větších kusů může docházet k nevtahování materiálu mezi rotory, tzv. „poskakování“. Tomuto jevu lze předejít přítlačnými zařízeními hydraulického typu. [1]



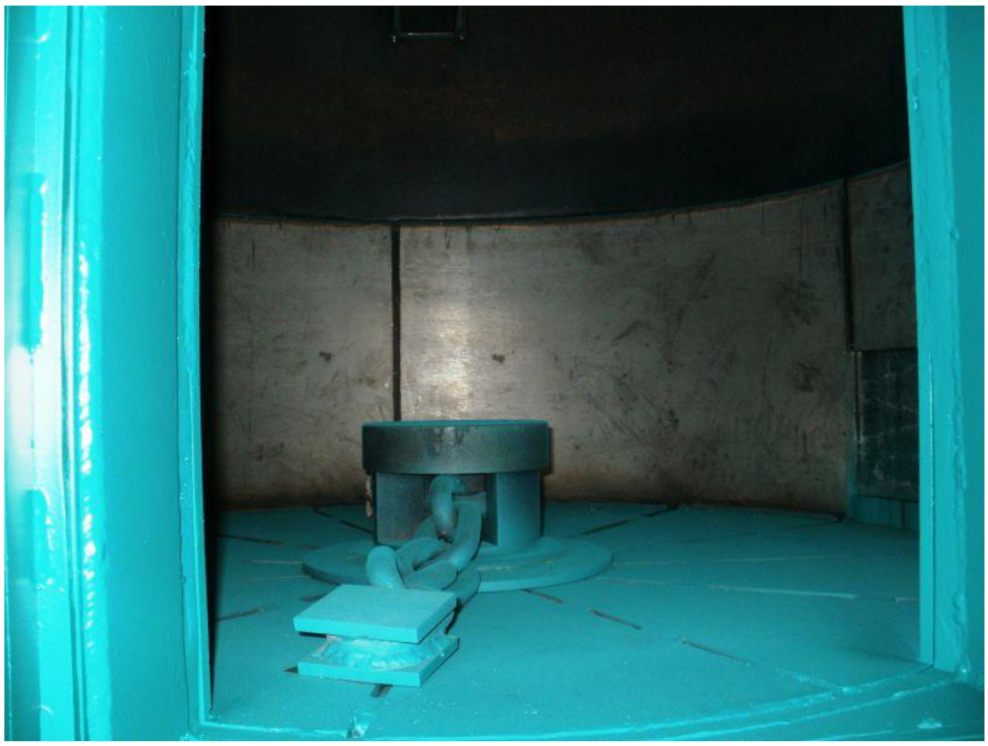
Obrázek 2 Rotory dvouhřídelového drtiče pro drcení plastů firmy Terier [12]

3.3 Kladívkové drtiče

Stejně jako u jednohřídelového drtiče se kladívkový drtič sestává z jednoho rotorového hřídele, avšak bez statorového hřebenu. K drcení slouží segmenty ve tvaru kladívek, jak už napovídá název zařízení. Na rozdíl od předchozích drtičů je tato koncepce jedinečná svou vysokou úhlovou rychlostí, kterou rotor dosahuje. I zde je, stejně jako u jednohřídelového typu, velikost výstupní frakce dána velikostí děr v sítu umístěného pod rotorem. Kladívkové drtiče jsou hojně využívané v zemědělství k drcení biomasy, zejména slámy, kukuřice, trávy apod., či k přípravě krmiv pro zemědělská a domácí zvířata. Nadrcený materiál je dále přepravován dopravníkem či ventilátorem (záleží na typu drceného materiálu) do sběrné nádoby.

3.4 Bubnové drtiče

Bubnové drtiče pracují na principu vysokých otáček jednoduchého nástroje, zejména řetězu, který v uzavřeném prostoru bubnu naráží do drceného materiálu, čímž narušuje jeho strukturu a v podstatě ho drtí. Nástroj je levný a jednoduchý, jelikož při drcení tohoto typu dochází díky vysokým rázům k velkému opotřebení, často až zničení nástroje. Vlivem vysoké úhlové rychlosti dochází k velké efektivitě drcení. Tyto drtiče se využívají k drcení kompozitních materiálů, tedy veškerého elektroodpadu, ledniček apod., dále pak automobilových katalyzátorů, hliníkového odpadu a dalších. Lze je také využít v procesu výroby bioplynu pro zpracování trávy, obilovin apod.. Při zpracovávání těchto druhů materiálů bývá buben speciálně upraven z hlediska korozivzdornosti. [1]



Obrázek 3 Pracovní prostor bubnového drtiče firmy Deos technology [1]

4 Pohony drtičů

Pohony drtičů se sestávají z převodovky a k ní připojenému motoru.

4.1 Převodovky

Základní funkcí převodovek je obecně změna otáček a kroutícího momentu od hnacího zařízení směrem k hnanému. Požadované změny docílíme pomocí ozubených soukolí s různými převodovými poměry, jejichž součin musí dávat námi požadovaný celkový převodový poměr převodovky.

Převodovka je sestavena ze dvou hlavních částí, pevné převodové skříně, jež splňuje funkci rámu a převodového mechanismu.

4.1.1 Základní rozdělení skříní

- skříň dělená v ose
- skříň dělená kolmo na osu
- kompaktní skříň

4.1.2 Základní rozdělení převodových mechanismů

- čelní ozubené soukolí – přímé, šikmé nebo šípové zuby
- kuželové ozubené soukolí
- šnekové soukolí
- šroubové soukolí
- řetězový převod
- speciální druhy mechanismů

4.2 Motory

4.2.1 Naftové motory

Vznětový naftový motor disponuje především velkým výkonem. Pro naše použití k drtiči kartonu je zde asi jediná výhoda a to ta, že k jeho používání nepotřebujeme připojení do elektrické sítě. V dnešní době však tato výhoda postrádá smysl, jelikož elek-

trickou sítí disponuje každá výrobní hala. Navíc značnou nevýhodu představuje skutečnost, že při chodu naftového motoru vznikají spaliny uvolňující se do ovzduší, proto je jeho umístění ve vnitřních prostorech podmíněno dobrým odvětrávacím systémem.

4.2.2 Hydromotory

Druhů hydromotorů existuje opravdu velké množství. Jejich základní dělení spočívá ve smyslu pohybu, díky kterému fungují. Jedná se tedy o typ rotačního hydromotoru a hydromotoru vykonávajícího přímočarý vratný pohyb. V našem případě by byl hydromotor připojen k hřídeli, tudíž připadá v úvahu pouze prvně zmiňovaný typ rotační. Rotační hydromotory se vyznačují vysokým rozsahem otáček, menšími rozměry a hmotní a dále je dělíme na zubové, lamelové, šroubové a pístové. Jejich kompaktnější zpracování se však výrazně podepisuje na ceně.

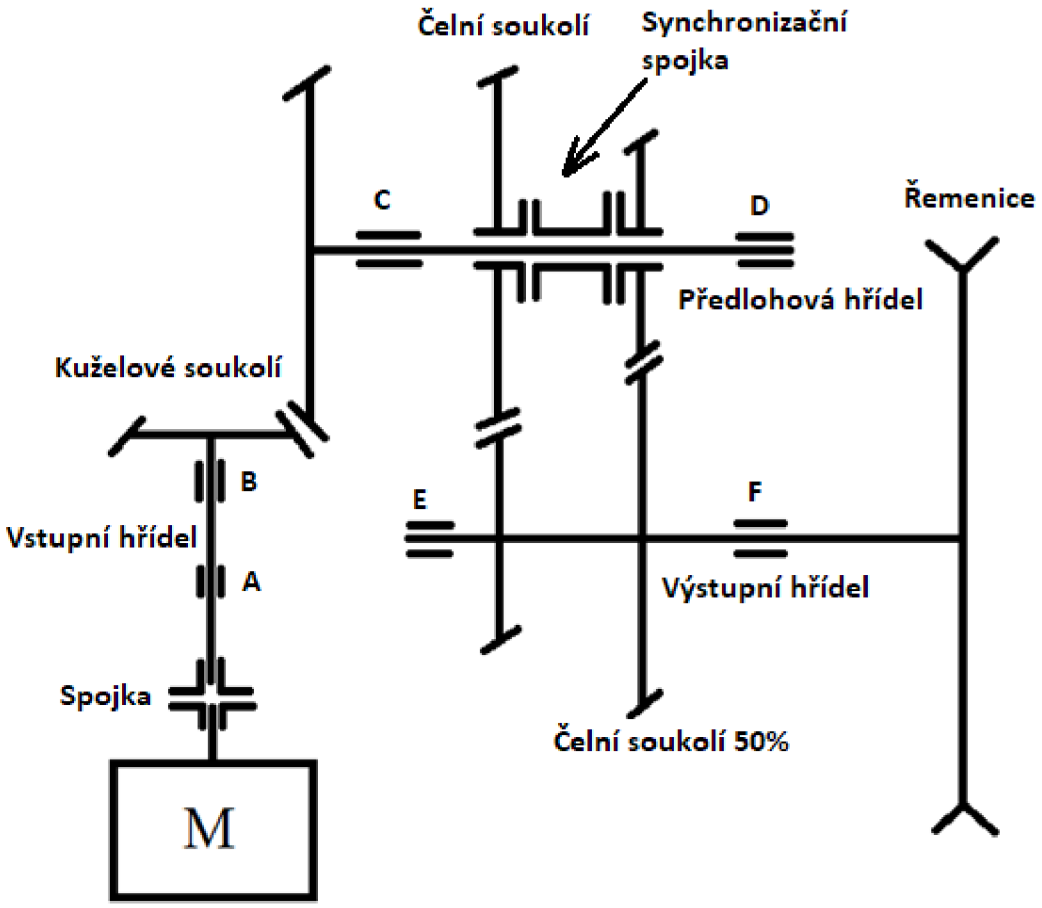
4.2.3 Elektromotory

Velice hojně používaný typ motoru, jehož princip spočívá v přeměně elektrické energie na mechanickou práci, především na rotační pohyb (zřídka najdeme i lineární elektromotory). Většina elektrických motorů využívá vzájemného silového působení magnetického pole a elektrického proudu procházejícího cívkou. Elektromotory lze i dále rozdělovat, avšak nejvíce používaný je asynchronní. Hlavními dvěma částmi elektromotoru jsou zpravidla rotor a stator, mezi nimiž dochází vlivem elektromagnetické indukce k toku energie. Mezi hlavní výhody těchto motorů patří nízká hmotnost, malé rozměry, vysoká efektivita a ve srovnání s hydromotory výrazně menší cena. [2]

5 Vlastní návrh řešení

Ze zmíněných možností byl vybrán jednohřídelový drtič. Tato koncepce nejlépe vyhovuje zadání pro drcení kartonu se dvěma rychlostními stupni.

5.1 Kinematické schéma převodového mechanismu



Obrázek 4 Kinematické schéma převodového ústrojí

5.2 Volba motoru

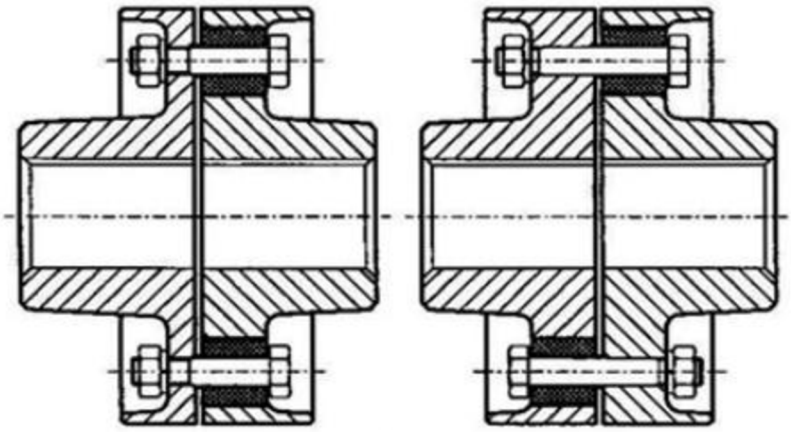
Po zvážení všech aspektů dostupných motorů, které by se pozitivně podepsali v řešení tohoto pohonu drtiče, bylo rozhodnuto pro volbu elektromotoru. Přesně se jedná o elektromotor 18,5 kW 1LC225S-8 od firmy VYBO Electric a.s. Motor bude usazen na ocelovém rámu stejně jako převodová skříň.

Tabulka 2 Parametry elektromotoru 1LC225S-8 [3]

Typ	1LC225S-8
Hmotnost	274,00 kg
Výkon	18,5 kW
Otáčky	730 ot/min^{-1}
Proud (400V)	39 A
Napětí	400/690 V
Kostra	Litina

5.3 Volba spojky

Jelikož u drcení materiálu v drtiči dochází k poměrně velkým rázům, bylo zvoleno užití kotoučové spojky s pružnými pryžovými pouzdry. Tento druh spojky disponuje značnou schopností tlumit rázy a vibrace. Pryžová pouzdra mohou být uloženy buď v jednom kotouči, nebo v obou, střídavě naproti sobě.

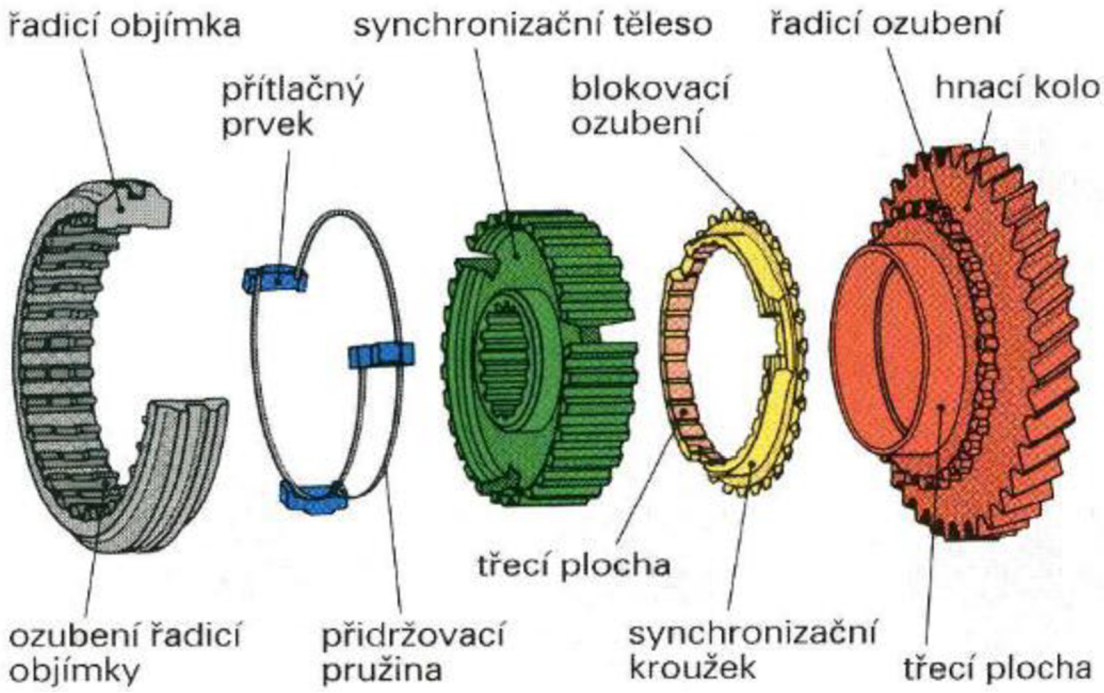


Obrázek 5 Obě možnosti uložení pryžových pouzder v kotoučové spojce [12]

5.4 Způsob řazení

Ze zadání práce vyplývá, že je potřeba docílit dvoustupňového řazení, kdy budou redukovány maximální otáčky na 50%. Tato změna bude docílena pomocí synchronizované zubové spojky umístěné na druhé hřídeli s kuželovým kolem, mezi dvěma čelními koly. Posuv objímky pro řazení je zajištěn elektronickým lineárním posuvem, jehož spínač je umístěn na vnější části skříně.

Celá konstrukce spojky je koncipována jako jištěná synchronizace s blokovacím kroužkem.



Obrázek 6 Jištěná synchronizace s blokovacím kroužkem [12]

Na obrázku (Obrázek 6) jsou vidět jednotlivé části spojky. K řazení dochází posunutím řadící objímky směrem k zvolenému stupni. Ta posune společně s ní i jistící tělíska, která jsou v neutrální poloze umístěna ve vnitřní drážce řadící objímky a opře je čelem a synchronizační kroužek. Pomocí třecích kuželů dochází k brzdnému momentu a dalším pohybem objímky zapadnou jistící tělíska do synchronizačního tělesa, což zapříčiní srovnání zubů do stejné polohy. Jakmile dojde k vyrovnání otáček synchronizačního kroužku a ozubeného kola pomocí třecích ploch, brzdný moment zanikne a lze přesunout objímku až na ozubené kolo, čímže je rychlostní stupeň zařazen.

6 Výpočtová část

6.1 Výpočet převodových poměrů

$$i_c = \frac{n_{vstupní}}{n_{výstupní}} = \frac{730}{100} = 7{,}3$$

Volím:

i_k = 2,2 převodový poměr kuželového soukolí

$i_č$ = 1,23 čelního soukolí

$i_ř$ = 2,7 řemenového převodu

kde:

$$i_c = i_k \cdot i_č \cdot i_ř$$

<u>Redukce otáček na 50%</u>:

$$i_c = \frac{n_{vstupní}}{n_{výstupní(0,5)}} = \frac{730}{100 * 0{,}5} = 14{,}6$$

i_k = 2,2 převodový poměr kuželového soukolí

$i_{č(0.5)}$ = 2,458 čelního soukolí pro 50% výstupních otáček

$i_ř$ = 2,7 řemenového převodu

6.2 Výpočet kroutících momentů

$$M_{K1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{60 * P_1}{2 * \pi * n_{vstupní}} = 242\ Nm$$

$$M_{K2} = M_{K1} * i_k = 532{,}4\ Nm$$

$$M_{K3} = M_{K2} * i_č = 641{,}28\ Nm$$

$$M_{K3(0,5)} = M_{K1} * i_{č(0,5)} = 1282{,}44 Nm$$

$$M_{K4} = M_{K3} * i_ř = 1731{,}29\ Nm$$

$$M_{K4(0,5)} = M_{K(0,5)} * i_ř = 3324{,}07\ Nm$$

6.3 Výpočet otáček

$$n_{vstupní} = 730 * min^{-1}$$

$$n_k = \frac{n_{vstupní}}{i_k} = \frac{730}{2{,}2} = 331{,}82 * min^{-1}$$

$$n_č = \frac{n_k}{i_č} = \frac{331{,}818}{1{,}229} = 270 * min^{-1}$$

$$n_{č(0,5)} = \frac{n_k}{i_{č(0,5)}} = \frac{331{,}818}{2{,}458} = 135 * min^{-1}$$

$$n_ř = \frac{n_č}{i_ř} = \frac{270}{2{,}7} = 100 * min^{-1}$$

$$n_{ř(0,5)} = \frac{n_{č(0,5)}}{i_ř} = \frac{135}{2{,}7} = 50 * min^{-1}$$

6.4 Výpočet kuželového soukolí s šikmými zuby

6.4.1 Parametry ozubení

Tabulka 3 Parametry kuželových kol

	Pastorek(1)	Kolo(2)
Volba materiálu	16 526	14 220
V_{HV}	1330	1270
F_h	650	650
σ_{Hlim}	1330 MPa	1270 MPa
σ_{0Flimb}	740 MPa	700 MPa
R_e	1130 MPa	785 MPa
z	21	46

6.4.2 Návrhový výpočet

Návrhový výpočet slouží pro předběžné stanovení rozměrů ozubeného soukolí během první fáze návrhu nebo konstrukce převodového ústrojí pohonu. Údaje získané tímto návrhovým výpočtem jsou pouze orientační a nemohou nahradit ani přibližně údaje zjednodušeného kontrolního výpočtu. [4]

Úhly roztečných kuželů:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90°$$

$$\delta_1 = \mathrm{arctg}\frac{1}{i_k} = \mathrm{arctg}\frac{1}{2{,}2} = 0{,}4266 \text{ rad} = 24{,}443°$$

$$\delta_2 = 90° - 24{,}533° = 65{,}556° = 1{,}1441 \text{ rad}$$

Počty zubů náhradního (virtuálního) soukolí:

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{cos\delta_1} = \frac{21}{\cos 0{,}4266} = 23{,}067$$

$$Z_{v1} = \frac{z_2}{cos\delta_2} = \frac{46}{\cos 1{,}144} = 111{,}657$$

Hodnoty veličin a koeficientů zadaných, nebo získaných ze strojnických tabulek:

T = 242,002 Nm

$u = i_k = 2{,}2$

$f_h = 650$

$b_{wh}/d_m = 0{,}6$

$\sigma_{HP} = 0{,}8*\sigma_{hlim1} = 1064$ MPa

$K_a = 1{,}75$

$K_{h\beta} = 1{,}3$

$K_h = K_a * K_{h\beta} = 2{,}275$ [5]

Návrh modulu:

Pomocí následujících vztahů dostaneme minimální velikost modulu z hlediska namáhání v dotyku.

$$d_{m1} = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * T1}{(bwh/dm) * \sigma_{HP}{}^2} * \frac{u+1}{u}} = 650 * \sqrt[3]{\frac{2{,}275 * 532{,}405}{(0{,}6) * 1064^2} * \frac{2{,}2+1}{2{,}2}} = 68{,}666 \text{ mm}$$

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = 3{,}269\ mm$$

Dále pak minimální hodnotu modulu pro namáhání v ohybu,

$$m_m = f_F * \sqrt[3]{\frac{K_F * T_1}{\psi_m * z_1 * \sigma_{FP}}} = 18 * \sqrt[3]{\frac{2{,}275 * 242{,}002}{9 * 21 * 444}} = 3{,}369 \text{ mm}$$

kde pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubených kol pro kalená kola je f_F = 18, poměr šířky ozubení uváděné ke střednímu modulu ψ_m = 9, koeficient přídavných zatížení $K_F = K_h$ = 2,275 a přípustné napětí vzniklé v ohybu $\sigma_{FP} = 0{,}6*\sigma_{0Flimb}$ = 444 MPa.

Z těchto hodnot vybereme tu vyšší, která poslouží pro další výpočet

$$m_e = m_m * \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 3{,}967\ mm$$

$$b_w = \psi_m * m_m = 30{,}327\ mm$$

$$\text{volím } b_w = 40\ mm\ a\ m_e = 4\ mm.$$

Výpočet rozměrů virtuálního soukolí

Podobně jako u kuželových kol s přímými zuby lze každému z kuželových kol se zuby šikmými přiřadit virtuální kolo čelní se zuby přímými, jehož parametry lze pak využít k vyšetřování záběrových a pevnostních poměrů skutečného soukolí. [6]

Průměry středních roztečných kružnic

$$d_{m1} = 68{,}666 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = 150{,}569 \text{ mm}$$

Tečný modul na středním roztečném průměru

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = 3{,}259 = h_{ae}$$

Úhly na středním roztečném průměru

$$\alpha_{tm} = 20°$$

$$\alpha_{nm} = tan^{-1}(tan\alpha_{tm} * cos\beta) = 21{,}573°$$

Průměry roztečných kružnic náhradních kol

$$d'_{n1} = \frac{d_{m1}}{cos\delta_1} = 75{,}179mm,\ d'_{n2} = 363{,}867mm$$

Výška hlavy zubu náhradního kola

$$h_{an} = m_{nm} = m_{tm} * cos\beta = 3mm$$

Průměry hlavových a základních kružnic náhradních kol

$$d'_{an1} = d'_{n1} + 2 * h_{an} = 81{,}697mm,\ d'_{an2} = 370{,}385mm$$

$$d'_{bn1} = d'_{n1} * cos\alpha_{tm} = 69{,}912mm,\ d'_{bn2} = 338{,}376mm$$

Osová vzdálenost náhradních kol

$$a'_n = \frac{d'_{n1} + d'_{n2}}{2} = 219{,}523mm$$

Tečná rozteč zubů pro virtuální soukolí

$$p'_{tm} = \pi * m_{tm} = 10{,}238mm$$

Tečná rozteč zubů pro virtuální soukolí na středním průměru

$$p_{tmb} = p'_{tm} * cos\alpha_{tm} = 10{,}272mm$$

Celou záležitost použití virtuálního soukolí řešíme proto, abychom mohli dopočítat součinitel trvání záběru ε. Ten vyjde celočíselný, tudíž není třeba poupravovat geometrii skutečného soukolí.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{\left(d'^2_{an1} - d'^2_{bn1}\right) + \left(d'^2_{an2} - d'^2_{bn2}\right)} - 2 * a'_n * sin\alpha_{tm}}{2 * p_{tmb}} = 1{,}531$$

součinitel záběru zvolím ε = 4, pak

$$\varepsilon_\beta = \varepsilon - \varepsilon_\alpha = 2{,}469$$

6.4.3 Zjednodušený kontrolní výpočet

m_e = 4 mm

α_n = 20°

b_{wH} = 40 mm

Vnější roztečné kružnice

$$d_{e1} = z_1 * m_e = 84\ mm$$

$$d_{e2} = z_2 * m_e = 184{,}8\ mm$$

Vnější kuželová vzdálenost

$$L_e = 0{,}5 * m_e * \sqrt{(z_1^2 + z_2^2)} = 101{,}497\ mm$$

Charakteristický poměr

$$\psi_L = \frac{b_w}{L_e} = 0{,}394\ mm$$

Střední roztečná kružnice

$$d_{m1} = d_{e1} * (1 - 0{,}5 * \psi_L) = 67{,}447\ mm$$

Střední modul

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = 3{,}211\ mm$$

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{cos\delta_1} = 74{,}088\ mm$$

Střední obvodová síla

$$F_{tm} = \frac{2000 * T_1}{d_{m1}} = 7175{,}991\ N$$

6.4.4 Kontrola únavy v dotyku

Tabulkové bezpečnostní součinitele

$Z_E = 190$

$Z_h = 2{,}42$

$Z_\varepsilon = 0{,}63$

$K_a = 1{,}75$

$K_{h\beta} = 1{,}3$

$K_{h\alpha}K_{hv} = 1{,}2$

$K_H = K_a * K_{h\beta} * K_{h\alpha}K_{hv} = 2{,}73$

$Z_R = 1{,}15$

$S_{hmin} = 1{,}2$ [5]

Jednotlivá napětí

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hli\,m1} * Z_R}{S_{Hmin}} = 1274{,}583\ MPa, \qquad \sigma_{HP2} = 1217{,}09 MPa$$

$$\sigma_{HO} = Z_E * Z_H * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_{wH} * d_{v1}} * \frac{u_v + 1}{u_v}} = 862{,}91 MPa$$

Pevnostní podmínka pro napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H} = 1425{,}77 MPa \leq \sigma_{HP1,2} \qquad vyhovuje$$

Hodnoty jednotlivých napětí při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{HPmax1} = 4 * V_{HV1} = 5320\ MPa$$
$$\sigma_{HPmax2} = 4 * V_{HV2} = 5080\ MPa$$

$$K_{AS} = 2$$
$$F_{t1} = F_t * K_{AS} = 14351{,}98\ N$$

Pevnostní podmínka pro jednorázové zatížení

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} * \sqrt{\frac{F_{t1} * K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} * \sqrt{\frac{F_{t1} * K_H}{F_t}} = 4711{,}51\ MPa \leq \sigma_{HPmax} \qquad vyhovuje$$

6.4.5 Kontrola únavy v ohybu

Tabulkové bezpečnostní koeficienty

$K_a = 1{,}75$

$K_{f\beta} = 1{,}3$

$K_{f\alpha}K_{fv} = 1{,}6$

$K_F = K_H = 2{,}73$

$\varepsilon_\alpha = 1{,}5309$

$Y_{\beta V} = 0{,}83$

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 0{,}6531$

$S_{fmin} = 1{,}3$

$Y_{FS1,2} = 3{,}75$ [5]

Jednotlivá napětí v ohybu

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{fmin}} = 569{,}23\ MPa \qquad \sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{fmin}} = 538{,}46\ MPa$$

Pevnostní podmínka pro ohyb

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} * m_m} * K_F * Y_{FS} * Y_\varepsilon * Y_{\beta V} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F1,2} = 295{,}49\ MPa \leq \sigma_{FP1,2} \qquad vyhovuje$$

Jednotlivá napětí pro ohyb za působení maximálního jednorázového zatížení

$$\sigma_{FPmax1} = 0{,}8 * 2{,}5 * \sigma_{Flimb1} = 1480\ MPa$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0{,}8 * 2{,}5 * \sigma_{Flimb2} = 1400\ MPa$$

$$\sigma_{Fmax1,2} = \sigma_{F1,2} * \frac{F_{ty} * K_{AS}}{F_t} = 590{,}98\ MPa\ \leq\ \sigma_{FPmax2} \qquad vyhovuje$$

6.4.6 Výpočet čelního soukolí s šikmými zuby

Vzhled výpočtů je analogicky stejný, jako u prvního soukolí, avšak zde není nutné řešit výpočet náhradního soukolí a všechny vztahy jsou upraveny pro čelní soukolí.

6.4.7 Parametry ozubení

Tabulka 4 Parametry čelních kol se šikmými zuby č.1

	Kolo(3)	Kolo(4)
Volba materiálu	15 230	13 242
V_{HV}	800	550
F_h	800	800
σ_{Hlim}	1180 MPa	930 MPa
σ_{0Flimb}	705 MPa	580 MPa
R_e	600 MPa	620 MPa
z	28	35

6.4.8 Návrhový výpočet

Hodnoty veličin a koeficientů zadaných, nebo získaných ze strojnických tabulek:

T_2 = 532,405 Nm

u = i_k = 1,228

f_h = 800

$b_{wh}/d_3 = 0,6$

$\sigma_{hlim} = 0,45*(\sigma_{hlim1} + \sigma_{hlim2}) = 949,5$ MPa

$\sigma_{HP} = 0,8*\sigma_{hlim} = 759,6$ MPa

$K_a = 1,75$

$K_{h\beta} = 1,08$

$K_h = K_a * K_{h\beta} = 1,89$

$\beta = 0,4363$ rad = 25° [5]

Návrh modulu a šířky ozubení

$$d_3 = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * T2}{(bwh/d1) * \sigma_{HP}^2} * \frac{u+1}{u}} = 800 * \sqrt[3]{\frac{1,89 * 532,405}{(0,6) * 949,5^2} * \frac{1,228+1}{1,228}} = 119,986 \text{ mm}$$

$$m_n = \frac{d_1 * cos\beta}{z_1} = 3,883\ mm$$

$$m_t = \frac{d_1}{z_1} = 4,285\ mm$$

$$m_n = m_n * cos\beta = 3,883\ mm$$

volím $m_n = 4$ mm a šířku ozubení b = 70mm.

6.4.9 Zjednodušený kontrolní výpočet

Známé hodnoty

$m_n = 4$ mm

$\alpha_n = 0,349$ rad = 20°

$b_{wH} = 70$ mm

$a_w = 137,725$ mm

$\beta = 0,4363$ rad = 25°

$\alpha_{tw} = 20°$

Rozteč

$$p_{bt} = \pi * m_t * \cos \alpha_{tw} = 12,65 \text{ mm}$$

Průměry roztečných kružnic

$$d_3 = z_3 * m_n / \cos\beta = 123{,}578 \text{ mm}, \; d_4 = 148{,}052 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a3} = d_3 + 2 * m_n = 131{,}578 \text{ mm}, \; d_{a4} = 153{,}052 \text{ mm}$$

Průměry základních kružnic

$$d_{b3} = d_3 * \cos\alpha_{tw} = 116{,}125 \text{ mm}, \; d_{b4} = 138{,}481 \text{ mm}$$

Poměrná šířka

$$\psi_{bd3} = b_{wH} / d_3 = 0{,}566$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5 * \left[\sqrt{(d_{a3}^2 - d_{b3}^2) + (d_{a4}^2 - d_{b4}^2)}\right] - a_w * sin\alpha_{tw}}{p_{bt}} = 3{,}431$$

$$\varepsilon = 4 \text{ volím}$$

$$\text{pak } \varepsilon_\beta = \varepsilon - \varepsilon_\alpha = 0{,}568$$

Tečná síla

$$F_t = \frac{2000 * T_2}{d_3} = 8616{,}49\ N$$

6.4.10 Kontrola únavy v dotyku

Bezpečnostní koeficienty pro dotyk získané z tabulek

$Z_E = 190$

$Z_h = 2{,}42$

$Z_\varepsilon = 0{,}63$

$K_a = 1{,}75$

$K_{h\beta} = 1{,}08$

$K_{h\alpha}K_{hv} = 1{,}2$

$K_H = K_a * K_{h\beta} * K_{h\alpha}K_{hv} = 2{,}268$

$Z_R = 1$

$S_{hmin} = 1{,}3$ [5]

Jednotlivá napětí v dotyku

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{Hli\,m3} * Z_R}{S_{Hmin}} = 907{,}69\ MPa, \qquad \sigma_{HP3} = 715{,}38\ MPa$$

$$\sigma_{HO} = Z_E * Z_H * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_{wH} * d_{v3}} * \frac{u+1}{u}} = 413{,}19\ MPa$$

Pevnostní podmínka pro dotyk

$$\sigma_H = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H} = 622{,}26\ MPa \leq \sigma_{HP3,4} \qquad vyhovuje$$

Jednotlivá napětí pro dotyk za působení jednorázového maximálního zatížení

$$\sigma_{HPmax3} = 4 * V_{HV3} = 3200\ MPa$$

$$\sigma_{HPmax4} = 4 * V_{HV4} = 1736\ MPa$$

$$K_{AS} = 2$$

$$F_{t3} = F_t * K_{AS} = 17232{,}99\ N$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} * \sqrt{\frac{F_{t3} * K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} * \sqrt{\frac{F_{t3} * K_H}{F_t}} = 880{,}01\ MPa \leq \sigma_{HPmax} \qquad vyhovuje$$

6.4.11 Kontrola únavy v ohybu

Tabulkové bezpečnostní koeficienty

$K_a = 1{,}75$

$K_{f\beta} = 1{,}08$

$K_{f\alpha}K_{fv} = 1{,}2$

$K_F = K_H = 2{,}268$

$Y_{\beta V} = 0{,}87$

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 0{,}2914$

$S_{fmin} = 1{,}4$

$Y_{FS3} = 3{,}83$

$Y_{FS4} = 3{,}78$ [5]

Jednotlivá napětí v ohybu

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{Flimb3}}{S_{fmin}} = 503{,}57\ MPa \qquad \sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{Flimb4}}{S_{fmin}} = 414{,}29\ MPa$$

Pevnostní podmínka pro ohyb

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} * m_m} * K_F * Y_{FS} * Y_\varepsilon * Y_{\beta V} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F3} = 67{,}77\ MPa \leq \sigma_{FP3} \qquad vyhovuje$$

$$\sigma_{F4} = 65{,}55\ MPa \leq \sigma_{FP4} \qquad vyhovuje$$

Jednotlivá napětí pro ohyb za působení maximálního jednorázového zatížení

$$\sigma_{FPmax3} = 0{,}8 * 2{,}5 * \sigma_{Flimb3} = 1410\ MPa$$

$$\sigma_{FPmax4} = 0{,}8 * 2{,}5 * \sigma_{Flimb4} = 1160\ MPa$$

$$\sigma_{Fmax3} = \sigma_{F3} * K_{AS} = 271{,}09\ MPa\ \leq\ \sigma_{FPmax3} \qquad vyhovuje$$

$$\sigma_{Fmax4} = \sigma_{F4} * K_{AS} = 262{,}2\ MPa\ \leq\ \sigma_{FPmax4} \qquad vyhovuje$$

6.5 Výpočet redukčního čelního soukolí s šikmými zuby

6.5.1 Parametry ozubení

Tabulka 5 Parametry čelních kol se šikmými zuby č.2

	Kolo(5)	Kolo(6)
Volba materiálu	16 220	14 223
V_{HV}	650	650
F_h	880	880
σ_{Hlim}	1270 MPa	1270 MPa
σ_{0Flimb}	700 MPa	700 MPa
R_e	635 MPa	685 MPa
z	25	62

6.5.2 Návrhový výpočet

Hodnoty veličin a koeficientů zadaných, nebo získaných ze strojnických tabulek:

T_2 = 532,41 Nm

u = i_k = 2,457

f_h = 880

b_{wh}/d_5 = 0,9

$\sigma_{HP} = 0{,}8*\sigma_{hlim}$ = 1016 MPa

K_a = 1,75

$K_{h\beta}$ = 1,08

$K_h = K_a * K_{h\beta}$ = 1,89

β = 0,349 rad = 20° [5]

Návrh modulu a šířky ozubení

$$d_5 = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * T2}{(bwh/d5) * \sigma_{HP}{}^2} * \frac{u+1}{u}} = 880 * \sqrt[3]{\frac{1{,}89 * 532{,}405}{(0{,}9) * 1016^2} * \frac{2{,}457+1}{2{,}457}} = 93{,}617 \text{ mm}$$

$$m_n = \frac{d_1 * cos\beta}{z_1} = 2{,}518\, mm$$

$$m_t = \frac{d_1}{z_1} = 3{,}744\, mm$$

$$m_n = m_n * cos\beta = 2{,}518\, mm$$

volím m_n = 3 mm a šířku ozubení b = 73mm.

6.5.3 Zjednodušený kontrolní výpočet

m_n = 3 mm

α_n = 0,349 rad = 20°

b_{wH} = 73 mm

a_w = 137,993 mm

β = 0,349 rad = 20°

$\alpha_{tw} = 20°$

Rozteč

$$p_{bt} = \pi.m_t.\cos \alpha_{tw} = 10{,}970 \text{ mm}$$

Průměry roztečných kružnic

$$d_5 = z_5 * m_n / \cos \beta = 79{,}813 \text{ mm},\ \ d_6 = 196{,}174 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a5} = d_5 + 2 * m_n = 85{,}813 \text{ mm},\ \ d_{a6} = 202{,}174 \text{ mm}$$

Průměry základních kružnic

$$d_{b5} = d_5 * \cos \alpha_{tw} = 74{,}425 \text{ mm},\ \ d_{b6} = 182{,}931 \text{ mm}$$

Poměrná šířka

$$\psi_{bd5} = b_{wH} / d_5 = 0{,}9146$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5 * \left[\sqrt{(d_{a5}^2 - d_{b5}^2) + (d_{a6}^2 - d_{b6}^2)}\right] - a_w * sin\alpha_{tw}}{p_{bt}} = 3{,}598$$

$$\varepsilon = 4 \quad \text{volím}$$

$$\text{pak } \varepsilon_\beta = \varepsilon - \varepsilon_\alpha = 0{,}401$$

Tečná síla

$$F_t = \frac{2000 * T_2}{d_5} = 13341{,}28\ N$$

6.5.4 Kontrola únavy v dotyku

Bezpečnostní koeficienty pro dotyk získané z tabulek

$Z_E = 190$

$Z_h = 2{,}42$

$Z_\varepsilon = 0{,}5$

$K_a = 1{,}75$

$K_{h\beta} = 1{,}08$

$K_{h\alpha}K_{hv}$ = 1,2

$K_H = K_a * K_{h\beta} * K_{h\alpha}K_{hv}$ = 2,268

Z_R = 1

S_{hmin} = 1,1 [5]

Jednotlivá napětí v dotyku

$$\sigma_{HP5} = \frac{\sigma_{Hli\,m5} * Z_R}{S_{Hmin}} = 1154{,}55\ MPa \qquad \sigma_{HP6} = 1154{,}55\ MPa$$

$$\sigma_{HO} = Z_E * Z_H * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_{wH} * d_{v5}} * \frac{u+1}{u}} = 588{,}82\ MPa$$

Pevnostní podmínka pro dotyk

$$\sigma_H = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H} = 886{,}76\ MPa \leq \sigma_{HP5,6} \qquad vyhovuje$$

Jednotlivá napětí pro dotyk za působení jednorázového maximálního zatížení

$$\sigma_{HPmax5} = 4 * V_{HV5} = 2600\ MPa$$

$$\sigma_{HPmax6} = 4 * V_{HV6} = 1918\ MPa$$

$$K_{AS} = 2$$

$$F_{t5} = F_t * K_{AS} = 26682{,}56\ N$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} * \sqrt{\frac{F_{t5} * K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} * \sqrt{\frac{F_{t5} * K_H}{F_t}} = 1254{,}06\ MPa \leq \sigma_{HPmax} \qquad vyhovuje$$

6.5.5 Kontrola únavy v ohybu

Tabulkové bezpečnostní koeficienty

K_a = 1,75

$K_{f\beta}$ = 1,08

$K_{f\alpha}K_{fv} = 1{,}2$

$K_F = K_H = 2{,}268$

$Y_{\beta V} = 0{,}8$

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 0{,}2778$

$S_{fmin} = 1{,}2$

$Y_{FS5} = 3{,}93$

$Y_{FS6} = 3{,}7$ [5]

Jednotlivá napětí v ohybu

$$\sigma_{FP5} = \frac{\sigma_{Flimb5}}{S_{fmin}} = 583{,}33\ MPa \qquad \sigma_{FP6} = \frac{\sigma_{Flimb6}}{S_{fmin}} = 583{,}33\ MPa$$

Pevnostní podmínka pro ohyb

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} * m_m} * K_F * Y_{FS} * Y_\varepsilon * Y_{\beta V} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F5} = 120{,}7\ MPa \leq \sigma_{FP5} \qquad vyhovuje$$

$$\sigma_{F6} = 111{,}36\ MPa \leq \sigma_{FP6} \qquad vyhovuje$$

Jednotlivá napětí pro ohyb za působení maximálního jednorázového zatížení

$$\sigma_{FPmax5} = 0{,}8 * 2{,}5 * \sigma_{Flimb5} = 1400\ MPa$$

$$\sigma_{FPmax6} = 0{,}8 * 2{,}5 * \sigma_{Flimb6} = 1400\ MPa$$

$$\sigma_{Fmax5} = \sigma_{F5} * K_{AS} = 241{,}4\ MPa\ \leq\ \sigma_{FPmax5} \qquad vyhovuje$$

$$\sigma_{Fmax6} = \sigma_{F6} * K_{AS} = 222{,}73\ MPa\ \leq\ \sigma_{FPmax6} \qquad vyhovuje$$

Jednotlivá statická napětí

$$\sigma_{FSt5} = 2{,}5 * \sigma_{0flimb5} = 1750\ MPa$$

$$\sigma_{FSt6} = 2{,}5 * \sigma_{0flimb6} = 1750\ MPa$$

6.6 Výpočet řemenového převodu

Řemenový převod bude figurovat na výstupu z pohonného ústrojí a bude ho spojovat s osou otáčení rotoru vlastního drtiče.

6.6.1 Geometrie řemenového převodu

P = 18,5 kW

$Mk_{3(0,5)}$ = 1282,46 Nm

$i_ř$ = 2,7

$n_č$ = 270 * min^{-1}

f = 0,96

a = 400 mm .... rozteč řemenic

d_1 = 200 mm .....volím průměr menší řemenice (z diagramu pro klasické klínové řemeny, označení průřezu řemene C) [5]

$d_2 \cdot i_ř$ = 540 mm

c_1 = 0,97

c_2 = 1,3

c_3 = 0,88

P_1 = 4210 ..... pro typ C 700 ot*min^{-1}, d= 200mm a i=3 [5]

$P_I = \frac{P*c2}{P1*c1*c3} = 6{,}692\ KN$..... výkon přenášený jedním řemenem (z tabulek)

<u>počet řemenů:</u>

P ÷ $P_{(I)}$ = 18 ÷6,692 = 2,764 ..... volíme 3 řemeny

$$\frac{\beta}{2} = \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a}\right) = 0{,}4389 \text{ rad} = 25{,}1506°$$

<u>Délka řemene:</u>

$$L_i = \pi * \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{d_1 - d_2}{2} * \beta + 2 * a * cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = 2035{,}791\ mm$$

ΔL = 58 mm

$L_p = L_i + \Delta L$ = 2093,791 mm

klasický klínový řemen z katalogu:

Označení	C 80
Li - vnitřní délka	2032.00
Lw=Ld=Lp - výpočtová délka	2090.00
b - šířka	22.0
h - výška	14.00
Řemen	polychloropén
Tažný kord	polyester

Obrázek 7 Hodnoty pro klínový řemen [7]

Přepočet průměrů řemenic podle výrobní délky řemene:

$$d_1 = 199 \text{ mm}$$

$$d_2 \cdot i_{ř} = 539\text{mm}$$

$$\frac{\beta}{2} = 0{,}47896\, rad$$

6.6.2 Silové poměry řemenového převodu

ρ = 0,3 kg/m ……..délková měrná hmotnost řemenu (z katalogu) [7]

Užitečná obvodová síla:

$$F = \frac{2 * Mk_{3(0,5)}}{d1} = 12888{,}8\, N$$

Uhly opásání kol 1 a 2:

$$\alpha_1 = \pi - \beta = 2{,}6626\, rad$$

$$\alpha_2 = \pi + \beta = 4{,}9624\, rad$$

Odstředivá síla působící na řemen na kole 1:

$$F_c = \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 * \left(\frac{2 * \pi * n}{60}\right)^2 * \rho * L = 4962{,}4\, N$$

Síla předpětí:

$$F_o = \frac{F}{2} * \frac{e^{f*\alpha 1} + 1}{e^{f*\alpha 1} - 1} + F_c = 7533{,}74\, N$$

Síla v tažné větvi:

$$F_{V1} = \frac{F}{2} * \frac{e^{f*\alpha 1} + 1}{e^{f*\alpha 1} - 1} + 2 * F_c + \frac{F}{2} = 13983{,}1\, N$$

Síla v tažné větvi:

$$F_{V2} = F_{V1} - F = 1094{,}31\, N$$

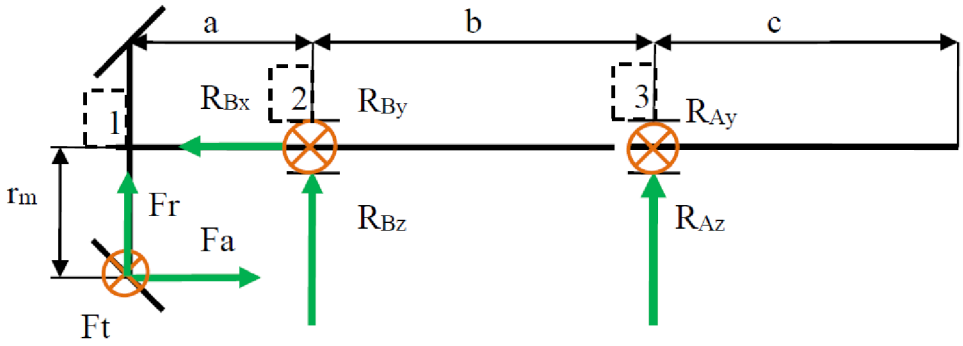
Síla působící na hřídel od předpětí řemenu:

$$F_R = 2 * F_o * cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = 13372{,}02\, N$$

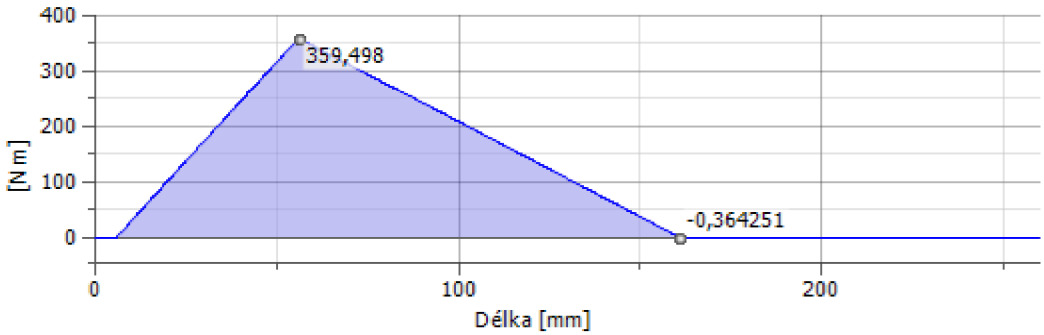
6.7 Pevnostní výpočet hřídelů

Pro zjištění únosnosti v ložiscích musíme znát velikosti reakcí, které na ně v daných místech při daném převodovém stupni působí. K tomu slouží pevnostní výpočet hřídelů, pomocí něhož jsme tyto velikosti rekcí schopni zjistit. Ohybové momenty působící na hřídele ovlivňují jejich dimenzování z hlediska průměru, který by hřídel měla mít, aby nedošlo k jejímu deformování.

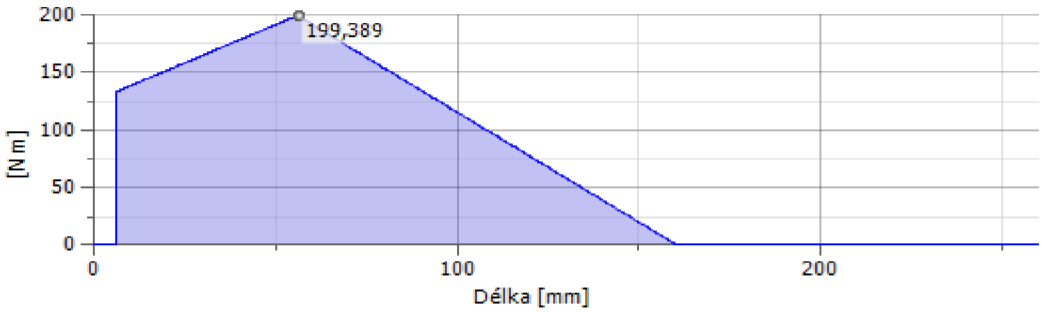
6.7.1 Vstupní hřídel 1



Obrázek 8 Kinematické schéma hřídele 1



Obrázek 9 Průběh ohybového momentu v ose XY na vstupní hřídeli



Obrázek 10 Průběh ohybového momentu v ose XZ na vstupním hřídeli

a = 50 mm

b = 105mm

c = 100 mm

$r_{m1} = d_1/2 = 33{,}723$ mm

Kroutící moment:

$$Mk_1 = 242\ Nm$$

Tečná, radiální a axiální síla:

$$F_{t1} = M_{k1}/r_{m1} = 7175{,}99\ N$$

$$F_{a1} = F_{\delta 1} * \sin(\delta 1) = -3947{,}13\ N$$

$$F_{r1} = F_{\delta 1} * \cos(\delta 1) = 1322{,}63\ N$$

RR:

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

$$R_{Ay} + R_{By} + F_{t1} = 0$$

$$R_{Az} + R_{Bz} + F_{r1} = 0$$

$$F_{t1} \cdot r_m = 0$$

$$R_{Ay} \cdot b + F_{t1} \cdot a = 0$$

$$R_{Az} \cdot b - F_{r1} \cdot a + F_{a1} \cdot r_m = 0$$

Z nich:

$$R_{Bx} = -F_{a1} = 3947{,}13N$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{t1} * a}{b} = -3417{,}14\ N$$

$$R_{Az} = \frac{-F_{a1} * r_m + F_{r1} * a}{b} = 1897{,}56\ N$$

$$R_{Bz} = -F_{r1} - R_{Az} = -3220{,}19\ N$$

$$R_{By} = -R_{Ay} - F_{t1} = -3758{,}85\ N$$

Výsledné reakce:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 3908{,}65\ N$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 6330{,}75\ N$$

<u>Ohybové momenty:</u>

V místě 1:

$$Mo_1 = -F_a * r_m = 133{,}11\ Nm$$

V místě 2:

$$Mo_{XZ} = F_{r1} * a - F_a * r_m = 199{,}24\ Nm$$

$$Mo_{Xy} = F_{t1} * a = 358{,}8\ Nm$$

Maximální ohybový moment:

$$Mo_2 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{XY}^2} = 410{,}41\ Nm = Mo_{MAX}$$

Průměr hřídele:

$\mathrm{Re} = 390MPa$ ……Pro materiál: Konstrukční ocel 11700 (z tabulek) [5]

$$\sigma_C = 0{,}7 \cdot \mathrm{Re} = 273MPa$$

$$\sigma_c \geq \frac{M_{MAX}}{Wo} = \frac{M_{MAX}}{\frac{\pi * d^3}{32}} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{MAX}}{\pi * \sigma_c}} = 24{,}832\ mm$$

Volím…. d = 35 mm

Bezpečnost:

$$W_O = \frac{\pi * d^3}{32} = 4{,}20924\text{E-06 MPa}$$

$$\sigma_O = \frac{Mo_{MAX}}{W_O} = 97{,}5\ MPa$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_O} = 2{,}799$$

$$W_K = \frac{\pi * d^3}{16} = 8{,}41849\text{E-06 MPa}$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = 28{,}75\ MPa$$

$$k_\tau = \frac{\sigma_c}{\tau_K} = 9{,}496$$

$$\frac{1}{k^2} = \frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2} \rightarrow k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = 2{,}685$$

6.7.2 předlohová hřídel 2

I. stupeň:

a = 40 mm

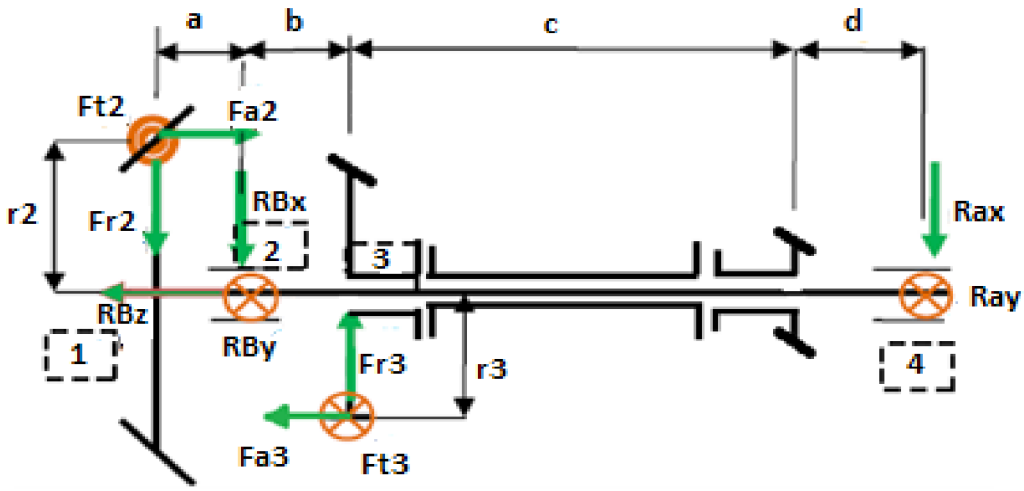
b = 50 mm

c = 120 mm

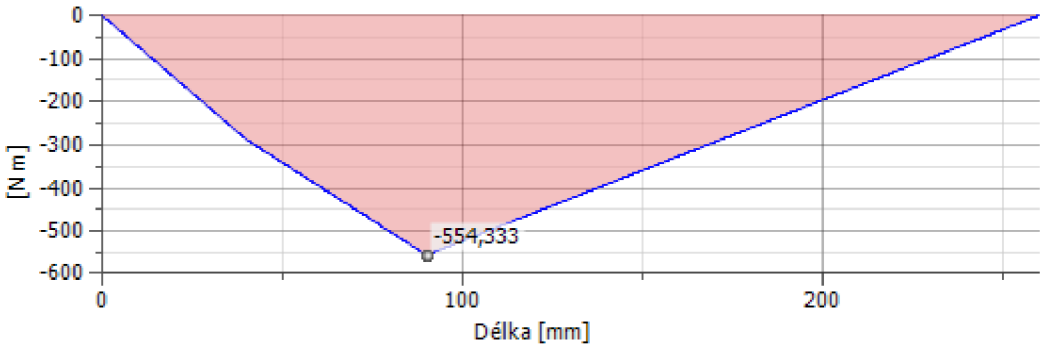
d = 50 mm

r_{m2} = 74,192 mm

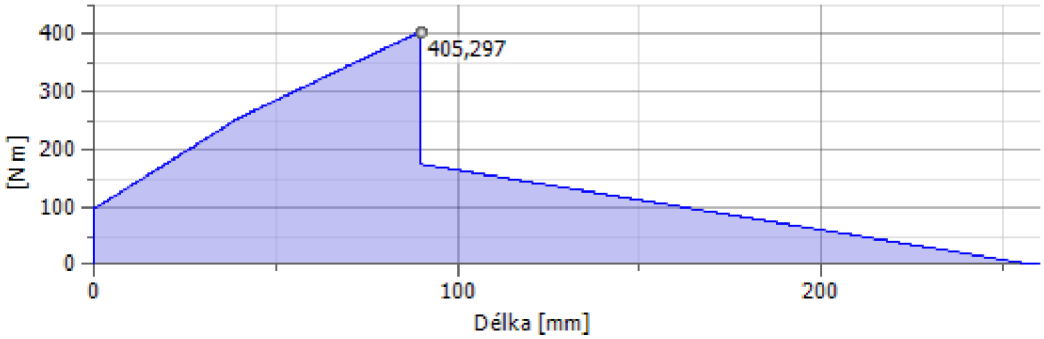
r_3 = 61,789 mm



Obrázek 11 Kinematické schéma hřídele 2 pro 1. stupeň



Obrázek 12 Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině YZ pro 1. stupeň



Obrázek 13 Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XZ pro 1. stupeň

Kroutící moment:

$$Mk_2 = 532{,}41 \text{ Nm}$$

Tečná, radální a axiální síla:

$$F_{t3} = \frac{Mk_2}{r_3} = 8616{,}49\ N$$

$$F_{r3} = F_{t3} * \tan(\alpha) = 4017{,}94\ N$$

$$F_{a3} = F_{t3} * \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} = 3460{,}36\ N$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 7175{,}91\ N$$

$$F_{r2} = F_{a1} = -3947{,}13\ N$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 1322{,}66\ N$$

RR:

$$-F_{r2} - R_{Bx} + F_{r3} - R_{Ax} = 0$$

$$-F_{t2} + R_{By} + F_{t3} + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Bz} - F_{a2} + F_{a3} = 0$$

$$-F_{r2} * a + F_{a2} * r_{m2} + F_{a3} * r_3 - F_{r3} * b + R_{Ax} * (b + c + d) = 0$$

$$F_{t2} * r_{m2} + F_{t3} * r_3 = 0$$

$$F_{t2} * a + F_{t3} * b + R_{Ay} * (b + c + d) = 0$$

Z nich:

$$R_{Bz} = F_{a2} - F_{a3} = -2137{,}73\ N$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{r2} * a - F_{a2} * r_m + F_{r3} * b + F_{a3} * r_3}{b + c + d} = 721{,}34\ N$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{t2} * a - F_{t3} * b}{b + c + d} = -3263{,}02\ N$$

$$R_{Bx} = -F_{r2} + F_{r3} - R_{Ax} = 7243{,}73\ N$$

$$R_{By} = F_{t2} - F_{t3} - R_{Ay} = 1822{,}52\ N$$

Výsledné reakce:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 3341{,}8\ N$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 7769{,}36\ N$$

Ohybové momenty:

V místě 1:

$$Mo_1 = -F_{a2} * r_{m2} = -98{,}13\ Nm$$

V místě 2:

$$Mo_{XZ} = F_{r2} * a - F_{a2} * r_{m2} = 256{,}01\ Nm$$

$$Mo_{YZ} = F_{t2} * a = -287{,}04\ Nm$$

$$Mo_2 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{YZ}^2} = 384{,}62\ N$$

V místě 3:

$$Mo_{XZ} = F_{r2} * (a + b) - F_{a2} * r_{m2} + R_{Bx} * b - F_{a3} * r_3 = 405{,}49\ Nm$$

$$Mo_{YZ} = R_{Ay} * (c + d) = -554{,}71\ Nm$$

$$Mo_3 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{YZ}^2} = 687{,}11\ Nm = Mo_{MAX}$$

II. stupeň:

a = 40 mm

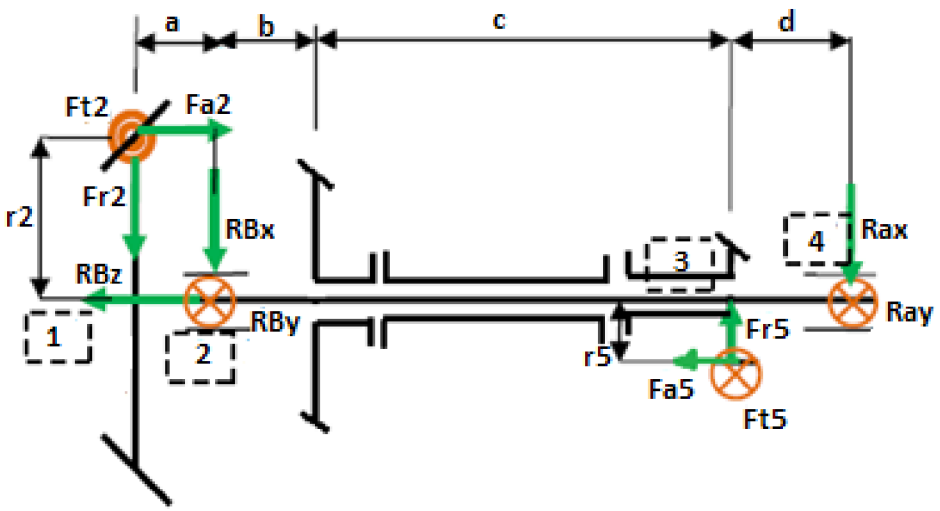
b = 50 mm

c = 120 mm

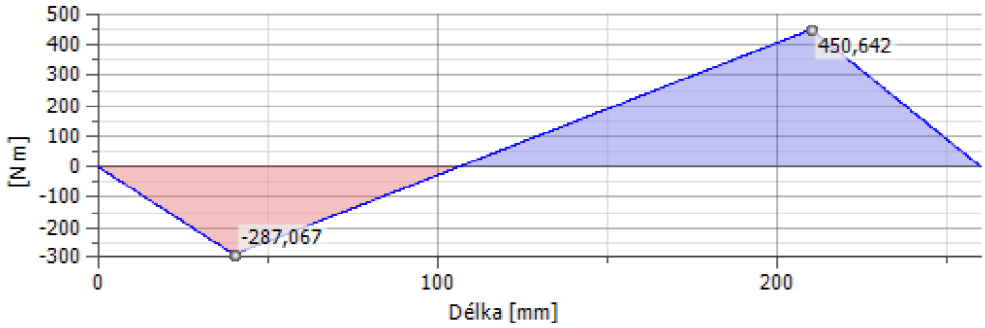
d = 50 mm

r_{m2} = 74,192 mm

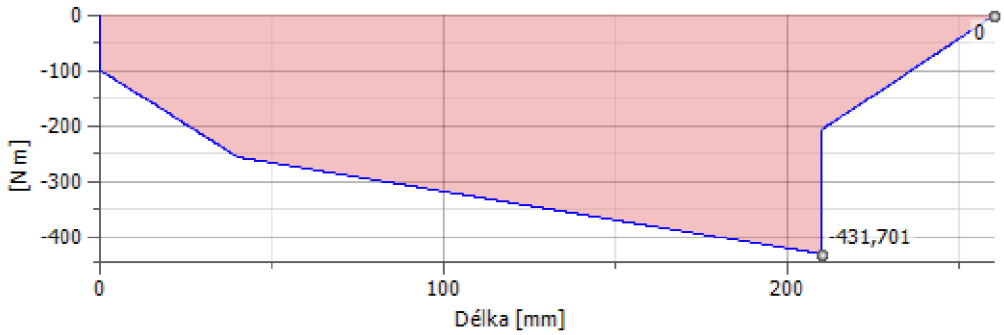
r_5 = 39,906 mm



Obrázek 14 Kinematické schéma hřídele 2 pro 2. stupeň



Obrázek 15 Průběh ohybového momentu v ose YZ na hřídeli 2 při 2. stupni



Obrázek 16 Průběh ohybového momentu v ose XZ na hřídeli 2 při 2. stupni

Kroutící moment:

$$Mk_2 = 532{,}41 \text{ Nm}$$

Tečná, radiální a axiální síla:

$$F_{t5} = \frac{Mk_2}{r_5} = 13341{,}28\ N$$

$$F_{a5} = F_{t5} * tan(\alpha) = 4855{,}83 N$$

$$F_{r5} = F_{t5} * \frac{tan\ (\alpha)}{cos\ (\beta)} = 5167{,}46\ N$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 7175{,}99\ N$$

$$F_{r2} = F_{a1} = -3947{,}13\ N$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 1322{,}63\ N$$

RR:

$$-F_{r2} - R_{Bx} + F_{r5} - R_{Ax} = 0$$

$$-F_{t2} + R_{By} + F_{t5} + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Bz} - F_{a2} + F_{a5} = 0$$

$$-F_{r2} * a + F_{a2} * r_{m2} + F_{a5} * r_5 - F_{r5} * (b + c) + R_{Ax} * (b + c + d) = 0$$

$$F_{t2} * r_{m2} + F_{t5} * r_5 = 0$$

$$F_{t2} * a + F_{t5} * (b + c) + R_{Ay} * (b + c + d) = 0$$

Z nich:

$$R_{Bz} = F_{a2} - F_{a5} = -3533{,}2\ N$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{r2} * a - F_{a2} * r_{m2} + F_{r5} * (b + c) - F_{a5} * r_5}{b + c + d} = 1948{,}51\ N$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{t2} * a - F_{t5} * (b + c)}{b + c + d} = 9004{,}44\ N$$

$$R_{Bx} = -F_{r2} + F_{r5} - R_{Ax} = 110{,}15\ N$$

$$R_{By} = F_{t2} - F_{t5} - R_{Ay} = -15169{,}73\ N$$

Výsledné reakce:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 9212{,}86\ N$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 15576{,}15\ N$$

Ohybové momenty:

V místě 1:

$$Mo_1 = -F_{a2} * r_{m2} = -98{,}13\ Nm$$

V místě 2:

$$Mo_{XZ} = F_{r2} * a - F_{a2} * r_{m2} = -256{,}01\ Nm$$

$$Mo_{YZ} = F_{t2} * a = -287{,}04\ Nm$$

$$Mo_2 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{YZ}^2} = 384{,}62\ N$$

V místě 3:

$$Mo_{XZ} = F_{r2} * (a + b + c) - F_{a2} * r_{m2} + R_{Bx} * (b + c) - F_{a5} * r_5 = -431{,}07\ Nm$$

$$Mo_{YZ} = R_{Ay} * d = 450{,}22\ Nm$$

$$Mo_3 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{YZ}^2} = 623{,}31\ Nm = Mo_{MAX}$$

Průměr hřídele:

$\mathrm{Re} = 390 MPa$ .....Pro materiál: Konstrukční ocel 11700 (z tabulek) [5]

$$\sigma_C = 0{,}7 \cdot \mathrm{Re} = 273 MPa$$

$$\sigma_c \geq \frac{M_{MAX}}{Wo} = \frac{M_{MAX}}{\frac{\pi * d^3}{32}} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{MAX}}{\pi * \sigma_c}} = 32{,}007\ mm$$

Volím.... d = 40 mm

Bezpečnost:

$$W_O = \frac{\pi * d^3}{32} = 6{,}28319\text{E-06 MPa}$$

$$\sigma_O = \frac{Mo_{MAX}}{W_O} = 139{,}88\ MPa$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_O} = 1{,}951$$

$$W_K = \frac{\pi * d^3}{16} = 1{,}25664\text{E-05 MPa}$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = 42{,}37\ MPa$$

$$k_\tau = \frac{\sigma_c}{\tau_K} = 6{,}443$$

$$\frac{1}{k^2} = \frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2} \rightarrow k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = 1{,}867$$

6.7.3 výstupní hřídel 3

I. stupeň:

a = 60 mm

b = 120 mm

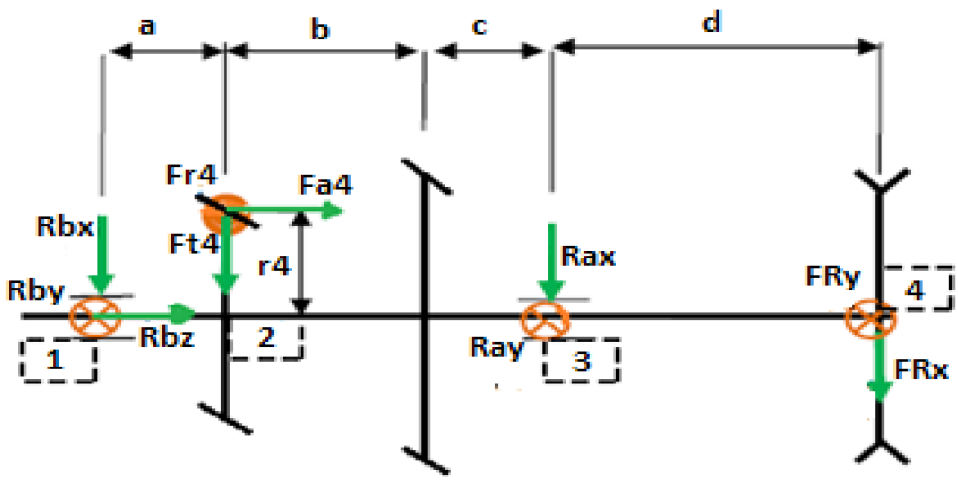
c = 50 mm

d = 100 mm

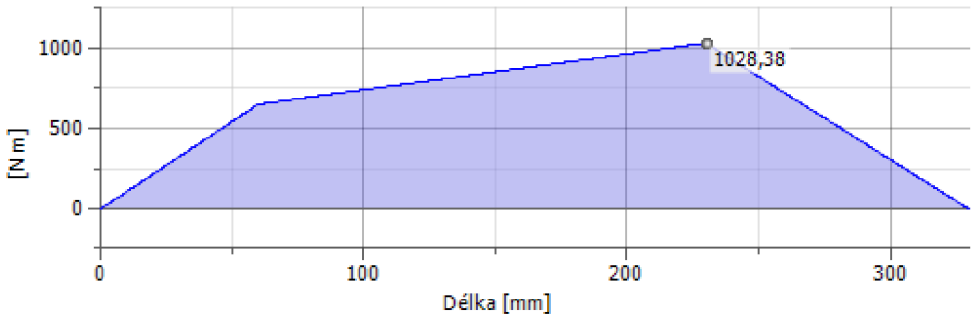
r_4 = 75,936mm

FR = 13372,02 N

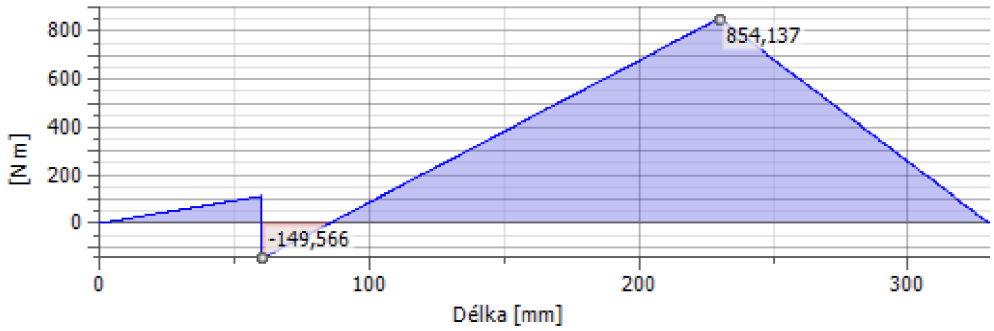
β = 0,8779 rad



Obrázek 17 Kinematické schéma hřídele 3 pro 1. stupeň



Obrázek 18 Průběh ohybového momentu v rovině YZ na výstupní hřídeli při 1. stupni



Obrázek 19 Průběh ohybového momentu v rovině XZ na výstupní hřídeli při 1. stupni

Tečná, radiální a axiální síla:

$$FR_y = FR * sin\beta = 10288{,}62\ N$$

$$FR_x = FR * cos\beta = 8541{,}37\ N$$

$$F_{a4} = F_{a3} = 3460{,}36\ N$$

$$F_{r4} = F_{r3} = 4017{,}94\ N$$

$$F_{t4} = F_{t3} = 8616{,}49\ N$$

RR:

$$-R_{Bx} - F_{r4} - R_{Ax} - F_{Rx} = 0$$

$$-F_{t4} + R_{By} + F_{Ry} + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Bx} * (a + b + c) + F_{r4} * (b + c) - F_{Rx} * d \ = 0$$

$$R_{By} * (a + b + c) + F_{t4} * (b + c) - F_{Ry} * d = 0$$

$$-R_{Bz} - F_{a4} = 0$$

Z nich:

$$R_{Bx} = \frac{-F_{r4} * (b + c) + F_{Rx} * d}{(a + b + c)} = -6683{,}42\ N$$

$$R_{By} = \frac{-F_{t4} * (b + c) + F_{Ry} * d}{(a + b + c)} = 1895{,}4\ N$$

$$R_{Ax} = -R_{Bx} - F_{r4} - F_{Rx} = -5875{,}89\ N$$

$$R_{Bz} = -F_{a4} = -3460{,}36\ N$$

$$R_{Ay} = -F_{Ry} - R_{Ay} + F_{t4} = -3567{,}53\ N$$

Výsledné reakce:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 6874{,}11\ N$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 7761{,}1\ N$$

<u>Ohybové momenty:</u>

V místě 2:

$$Mo_{XZ} = R_{Bx} * a = 663{,}77\ Nm$$

$$Mo_{YZ} = R_{By} * a = -149{,}04\ Nm$$

$$Mo_2 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{YZ}^2} = 680{,}3\ Nm$$

V místě 3:

$$Mo_{XZ} = FR_x * d = 854{,}14\ Nm$$

$$Mo_{YZ} = FR_y * d = 1029\ Nm$$

$$Mo_3 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{YZ}^2} = 1337{,}2\ Nm = \ Mo_{MAX}$$

II. stupeň:

a = 60 mm

b = 120 mm

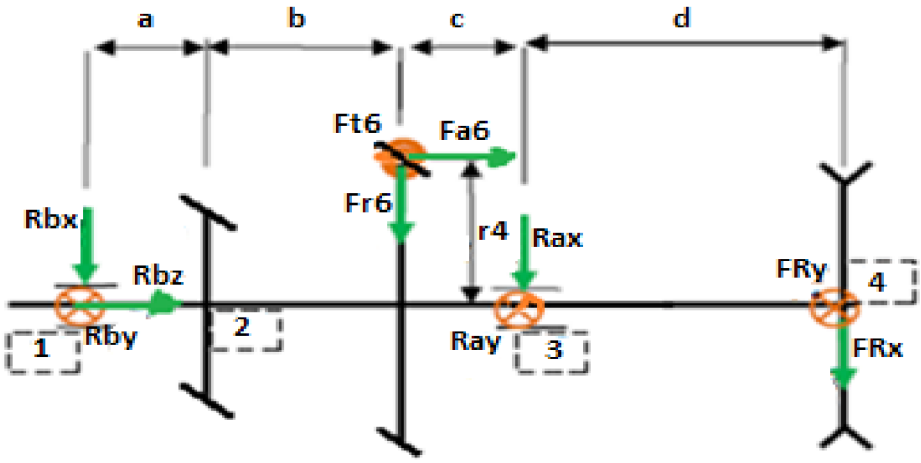
c = 50 mm

d = 100 mm

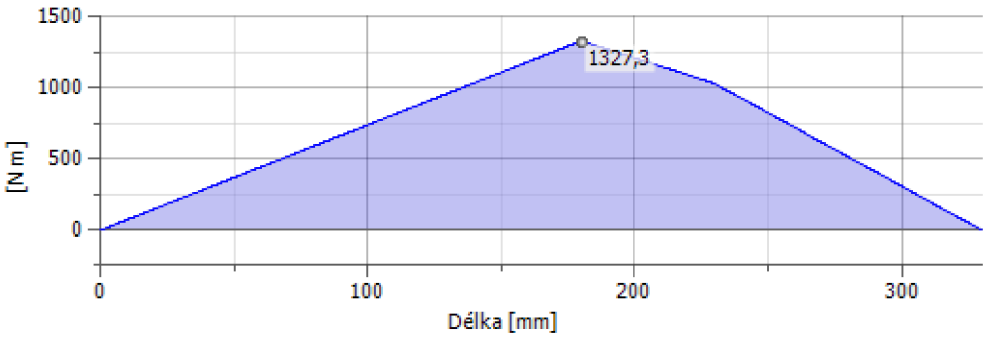
r_6 = 98,087 mm

FR = 13372,02 N

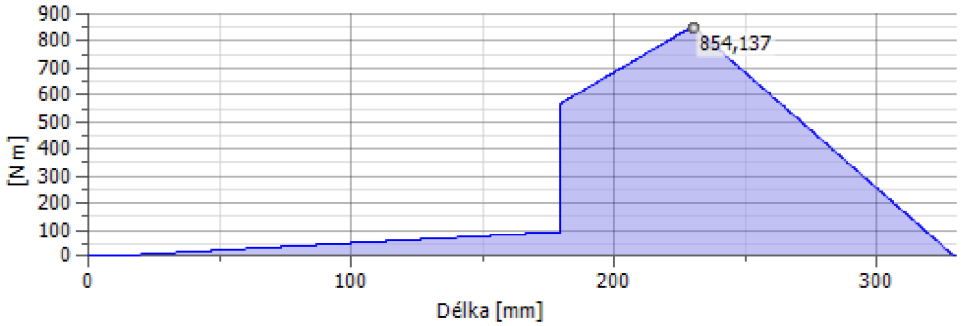
β = 0,8779 rad



Obrázek 20 Kinematické schéma hřídele 3 pro 2. stupeň



Obrázek 21 Průběh ohybového momentu v rovině YZ na výstupní hřídeli při 2. stupni



Obrázek 22 Průběh ohybového momentu v rovině XZ na výstupní hřídeli při 2. stupni

Tečná, radiální a axiální síla:

$$F_{t6} = F_{t5} = 13341{,}28\ N$$
$$F_{r6} = F_{r5} = 5167{,}46\ N$$
$$F_{a6} = F_{a5} = 4855{,}83\ N$$
$$FR_x = FR * cos\beta = 8541{,}37\ N$$
$$FR_y = FR * sin\beta = 10288{,}62\ N$$

RR:

$$-R_{Bx} - F_{r6} - R_{Ax} - F_{Rx} = 0$$

$$-F_{t6} + R_{By} + F_{Ry} + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Bx} * (a + b + c) + F_{r6} * (c) - F_{Rx} * d = 0$$

$$R_{By} * (a + b + c) + F_{t6} * (c) - F_{Ry} * d = 0$$

$$-R_{Bz} - F_{a6} = 0$$

Z nich:

$$R_{Bx} = \frac{-F_{r6} * (c) + F_{Rx} * d}{(a + b + c)} = 519{,}88\ N$$

$$R_{By} = \frac{-F_{t6} * (c) + F_{Ry} * d}{(a + b + c)} = 7373{,}59\ N$$

$$R_{Ax} = -R_{Bx} - F_{r6} - F_{Rx} = -14229\ N$$

$$R_{Bz} = -F_{a6} = -4855{,}83N$$

$$R_{Ay} = -F_{Ry} - R_{Ay} + F_{t6} = -4320{,}93\ N$$

Výsledné reakce:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 14870{,}45\ N$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 8844{,}17\ N$$

<u>Ohybové momenty:</u>

V místě 2:

$$Mo_{XZ} = R_{Bx} * a = 31{,}2\ Nm$$

$$Mo_{YZ} = R_{By} * a = 1327{,}25\ Nm$$

$$Mo_2 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{YZ}^2} = 1327{,}61\ Nm$$

V místě 3:

$$Mo_{XZ} = FR_x * d = 854{,}14\ Nm$$

$$Mo_{YZ} = FR_y * d = 1028{,}86\ Nm$$

$$Mo_3 = \sqrt{Mo_{XZ}^2 + Mo_{YZ}^2} = 1337{,}2\ Nm = Mo_{MAX}$$

<u>Průměr hřídele:</u>

Re = 420 MPa ……Pro materiál: Uhlíková ocel 12060 (z tabulek) [5]

$$\sigma_c = Re * 0{,}7 = 294\ MPa$$

$$\sigma_c \geq \frac{M_{MAX}}{Wo} = \frac{M_{MAX}}{\frac{\pi * d^3}{32}} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{MAX}}{\pi * \sigma_c}} = 35{,}915\ mm$$

Volím…. d = 45 mm

<u>Bezpečnost:</u>

$$W_O = \frac{\pi * d^3}{32} = 8{,}94618\text{E-06 MPa}$$

$$\sigma_O = \frac{Mo_{MAX}}{W_O} = 149{,}47\ MPa$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_O} = 1{,}966$$

$$W_K = \frac{\pi * d^3}{16} = 1{,}78924\text{E-05 MPa}$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = 71{,}68\ MPa$$

$$k_\tau = \frac{\sigma_c}{\tau_K} = 4{,}101$$

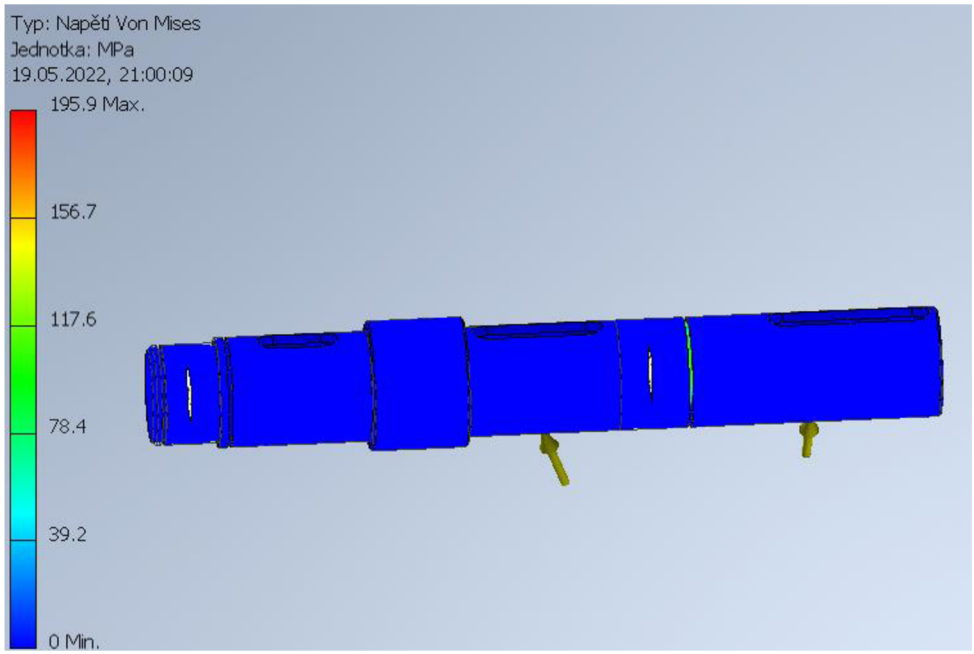
$$\frac{1}{k^2} = \frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2} \rightarrow k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = 1{,}773$$

6.7.4 Výpočet nejvíce namáhaného hřídele pomocí MKP

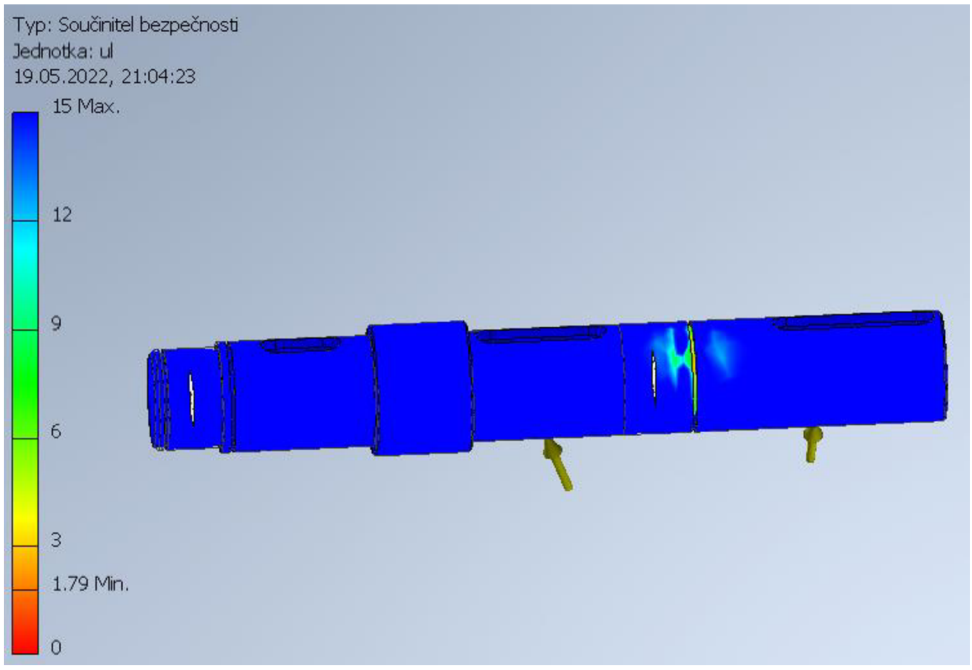
Metoda konečných prvků využívá počítačových simulací, kdy při zadání umístění ložisek, sil a momentů působících na hřídel v daných místech můžeme graficky zobrazit, jak napětí v hřídeli vypadá.

Jelikož program Autodesk Inventor Profesional 2022, ve kterém byl celý model zhotovován, obsahuje možnost simulace průběhů napětí pro modelované součásti metodou konečných prvků, jsou následující obrázky právě z něj.

Při ručním výpočtu vyšla jako nejvíce namáhaná hřídel výstupní, zejména proto, že na samotném výstupu je uložena řemenice působící velké síly. Kvůli tomu byl pro tento hřídel použit lepší materiál, než pro hřídele předchozí. Kontrola proběhla pro zapojení 2. stupně.



Obrázek 23 Výsledný průběh napětí ve výstupním hřídeli



Obrázek 24 Výsledek analýzy pro zjištění koeficientu bezpečnosti

Koeficient celkové bezpečnosti v simulaci vyšel o 2 setiny vyšší než při ručním výpočtu, což je způsobeno faktem, že nejmenší navrhovaný průměr hřídele 45mm, který je v zápichu pro kroužek zajišťující ložisko v bodě E, není tolik namáhaný, jako zápich pro jistící kroužek ložiska F s průměrem 52mm, kde vzniká nejvyšší napětí.

6.8 Návrh ložisek

Po vyzkoušení několika typů ložisek bylo zvoleno použití jednořadých kuličkových ložisek v celé převodové skříni na všech hřídelích. Kuličková ložiska jsou vhodná pro vysoké otáčky, dokážou přenášet radiální i axiální zatížení a vyžadují minimální údržbu. Všechna ložiska byla vybrána z katalogu SKF. [8]

Jelikož trvanlivost ložisek udává celkovou trvanlivost pohonné jednotky, bylo nutno uvážit, na kolik tisíc hodin by měla být ložiska dimenzována. Je zřejmé, že drtič kartonu nebude v záběru 24 hodin denně, a ani ne celou pracovní směnu. Bylo tedy počítáno s tím, že když drtič poběží 5h denně v pracovní dny po dobu 6 let, ložiska budou muset splňovat trvanlivost přibližně L_h=10000h.

Poloha ložisek je označena ve schématu 5.1.

6.8.1 ložiska pro hřídel 1

ložisko v bodě A:

Označení: 6007

d = 35 mm ……..průměr díry ložiska

D = 62 mm ……..vnější průměr ložiska

b = 14 mm ……..šířka ložiska

C = 16,8 kN ……..dynamická únosnost

C_0 = 10,2 kN ……..statická únosnost

f_0 = 14

Radiální a axiální síla působící na ložisko

$$F_r = R_{ay} = -3417{,}14\ N$$

$$F_a = R_{az} = 1897{,}56\ N$$

n = 730 min^{-1}

$L_{Hpož}$ = 10000 [hod] …….požadovaná trvanlivost

e1 = 1,4

e2 = 1,4

x1 = 0,345

x2 = 0,689

$$x = \frac{f_0 * F_a}{C_0} = 2{,}604$$

$$e = e1 + \left(\frac{e2 - e1}{x2 - x1}\right) * (x - x1) = 1{,}4$$

X=0,56/Y=1,15 …součinitele radiálního a axiálního tření [5]

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = -3417{,}14\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 13338{,}67\ hod$$

Ekvivalentní postup byl použit i pro výpočet ostatních ložisek, kde pro ložiska na hřídeli 2 a 3 bylo uváženo rozdílných rychlostí podle aktuálního zařazeného stupně.

ložisko v bodě B:

Označení: 6308

d = 40 mm ……..průměr díry ložiska

D = 90 mm ……..vnější průměr ložiska

b = 23 mm ……..šířka ložiska

C = 42,3 kN ……..dynamická únosnost

C_0 = 24 kN ……..statická únosnost

f_0 = 15

n = 730 min^{-1}

$L_{Hpož}$ = 10000 [hod] …….požadovaná trvanlivost

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 7942{,}52\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 18367{,}69\ hod$$

6.8.2 ložiska pro hřídel 2

ložisko v bodě C:

Označení: 6008

d = 40 mm ……..průměr díry ložiska

D = 68 mm ……..vnější průměr ložiska

b = 15 mm ……..šířka ložiska

C = 17,8 kN ……..dynamická únosnost

C_0 = 11 kN ……..statická únosnost

f_0 = 12

n = 331,82 min^{-1}

$L_{Hpož}$ = 10000 [hod] …….požadovaná trvanlivost

I. stupeň

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 1724{,}52\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 570108{,}12\ hod$$

II. stupeň

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 4432{,}09\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 13067{,}55\ hod$$

ložisko v bodě D:

Označení: 6308

d = 40 mm ……..průměr díry ložiska

D = 90 mm ……..vnější průměr ložiska

b = 23 mm ……..šířka ložiska

C = 42,3 kN ……..dynamická únosnost

C_O = 24 kN ……..statická únosnost

f_O = 15

n = 331,82 min^{-1}

$L_{Hpož}$ = 10000 [hod] …….požadovaná trvanlivost

I. stupeň

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 3341{,}8\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 1289400{,}4\ hod$$

II. stupeň

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 9212{,}96\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 22321{,}97\ hod$$

6.8.3 ložiska pro hřídel 3

ložisko v bodě E:

Označení: 6310

d = 50 mm ……..průměr díry ložiska

D = 110 mm ……..vnější průměr ložiska

b = 27 mm ……..šířka ložiska

C = 65 kN ……..dynamická únosnost

C_0 = 38kN ……..statická únosnost

f_0 = 15

$n_{I\ stupeň}$ = 270 min^{-1}

$n_{II\ stupeň}$ = 135min^{-1}

$L_{Hpož}$ = 10000 [hod] …….požadovaná trvanlivost

I. stupeň

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 1068{,}29\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 13904491{,}61\ hod$$

II. stupeň

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 8738{,}04\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 50817{,}52\ hod$$

ložisko v bodě F:

Označení: 6311

d = 55 mm ……..průměr díry ložiska

D = 120 mm ……..vnější průměr ložiska

b = 29 mm ……..šířka ložiska

C = 74,1 kN ……..dynamická únosnost

C_0 = 45 kN ……..statická únosnost

f_0 = 14

$n_{I\ stupeň}$ = 270 min^{-1}

$n_{II\ stupeň}$ = 135min^{-1}

$L_{Hpož}$ = 10000 [hod] …….požadovaná trvanlivost

I. stupeň

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 10227{,}91\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 23473{,}54\ hod$$

II. stupeň

ekvivalentní zatížení:

$$P = X * F_r + Y * F_a = 9165{,}04\ N$$

základní trvanlivost:

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} = 65247{,}92\ hod$$

Všechna ložiska vyhovují nejnižší požadované trvanlivosti

6.9 Návrhy spojů na hřídelích

Jedná se o návrh per a rovnobokého drážkování hřídele pod spojkou. Tyto prvky mají zamezit radiálnímu otočení kola nebo spojky vůči hřídeli, které jsou na ni nasazeny. Ze strojnických tabulek zjistíme, jak má být pero pro určitý průměr hřídele vysoké a široké, avšak potřebujeme zjistit jeho délku, aby dokázalo unést kroutící moment, který na něj působí.

6.9.1 Hřídel 1

Pod kuželovým pastorkem:

M_K = 242 Nm

d = 32 mm

h = 8 mm

b = 10 mm

p_D = 120 MPa ..... pro ocelový náboj [5]

$$l = \frac{2 * M_k}{d * 0{,}45 * h * p_D} = 31{,}51\ mm$$

volím: l = 32 mm

Pod kuželovým pastorkem:

M_K = 242 Nm

d = 35 mm

h = 8 mm

b = 10 mm

p_D = 120 MPa

$$l = \frac{2 * M_k}{d * 0{,}45 * h * p_D} = 28{,}81\ mm$$

volím: l = 30 mm

6.9.2 Hřídel 2

Pod kuželovým kolem:

M_K = 331,82 Nm

d = 35 mm

h = 8 mm

b = 10 mm

p_D = 120 MPa [5]

$$l = \frac{2 * M_k}{d * 0{,}45 * h * p_D} = 39{,}5\ mm$$

volím: l = 40 mm

Rovnoboké drážkování:

d = 46 mm

D = 54 mm

N = 8 ….počet zubů

B = 9 mm ….šířka zubu

M_K = 331,82 Nm

Doporučená délka náboje :

$$d > l > 2 \cdot d$$

$$32 > l > 64$$

volím l = 48,5 mm

Rovnoboké drážkování: 8 x 46 x 54

6.9.3 Hřídel 3

Pod čelním kolem 1. stupeň:

M_K = 641,22 Nm

d = 55 mm

h = 10 mm

b = 12 mm

p_D = 120 MPa [5]

$$l = \frac{2 * M_k}{d * 0{,}45 * h * p_D} = 38{,}86\, mm$$

volím: l = 40 mm

Pod čelním kolem 2. stupeň:

M_K = 1282,44 Nm

d = 55 mm

h = 10 mm

b = 12 mm

p_D = 150 MPa ……. ocel 11375 [5]

$$l = \frac{2 * M_k}{d * 0{,}45 * h * p_D} = 62{,}18\, mm$$

volím: l = 65 mm

Pod řemenicí:

M_K = 1731,29 Nm

d = 55 mm

h = 10 mm

b = 12 mm

p_D = 150 MPa ……. ocel 11375 [5]

$$l = \frac{2 * M_k}{d * 0{,}45 * h * p_D} = 80{,}58\, mm$$

volím: l = 81 mm

7 Ekonomické zhodnocení

Tabulka 6 Ekonomické vyčíslení hlavních položek

Elektromotor	28 450 kč
Ložiska a gufera	5605 kč
Hřídele	5800 kč
Řemenice a řemen	9430 kč
Spojovací materiál	2000 kč
Pojistné a distanční kroužky	2000 kč
Spojka synchronizační	8250 kč
Spojka motoru	4050 kč
Lineární posuv	2500 kč
Hutní materiál	5000 kč
Olej	2500 kč
Celkem	75585 kč

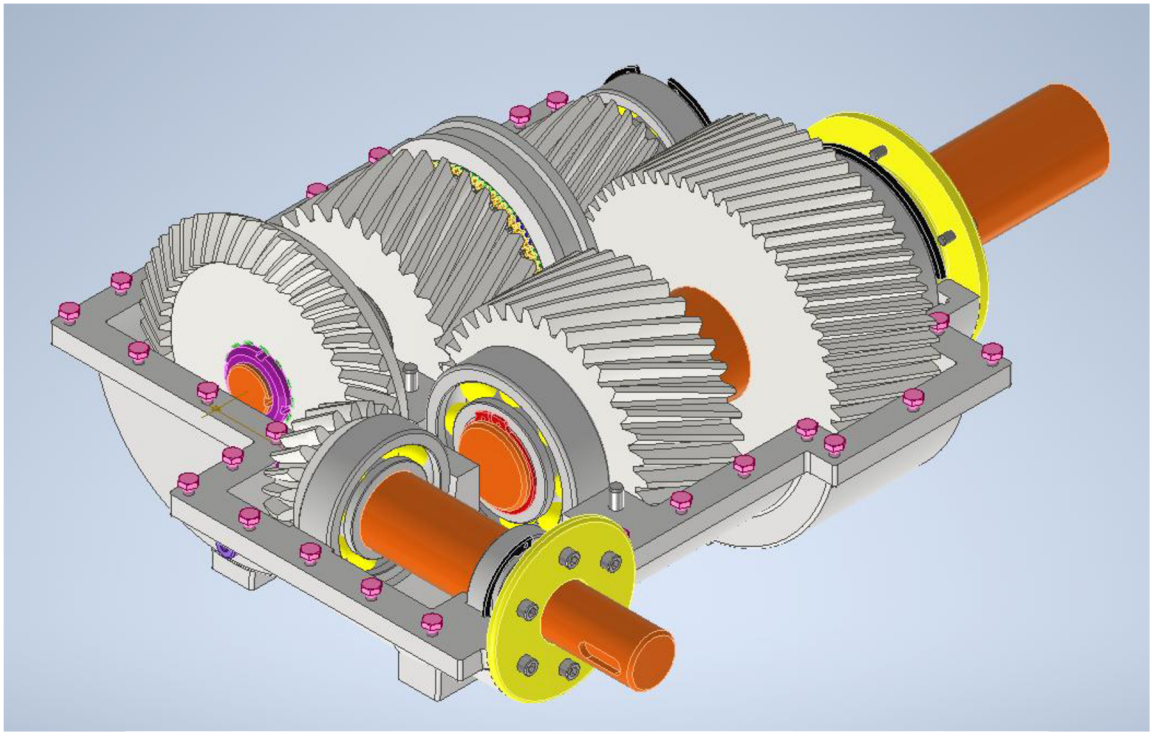
Z tabulky pro základní položky dostáváme výslednou cenu 75585kč, což ovšem nezahrnuje provedenou práci při výrobě, montáži, seřizování strojů pro výrobu těchto součástí a podobně. Tuto práci vyčíslíme přibližně na 20000kč. Tabulka dále nezahrnuje cenu převodové skříně, kterou je těžké odhadnout, jelikož se bude jednat o kusovou výrobu, což značně navýší náklady na její výrobu. Tato cena by se mohla přibližně pohybovat okolo částky 30000kč. S celou montáží se tedy pohybujeme v cenové relaci zhruba 140000kč, z čehož můžeme usoudit, že výrobek je rentabilní. Cena průmyslových drtičů s tímto výkonem se pohybuje okolo 500 tisíc korun. Toto ekonomické vyčíslení slouží pouze jako odhad, jelikož je velmi obtížné přesněji stanovit cenu materiálu a součástí použitých v pohonu k přihlédnutí na vyvíjející se stav trhu.

8 Závěr

Cílem celé práce bylo zkonstruovat pohonnou jednotku pro drtič kartonu. Bylo vycházeno z vstupních parametrů, které výrazně ovlivnili celou konstrukci. Pohon umožňuje funkci redukce výstupních otáček na 50%, což bylo hlavní kritérium.

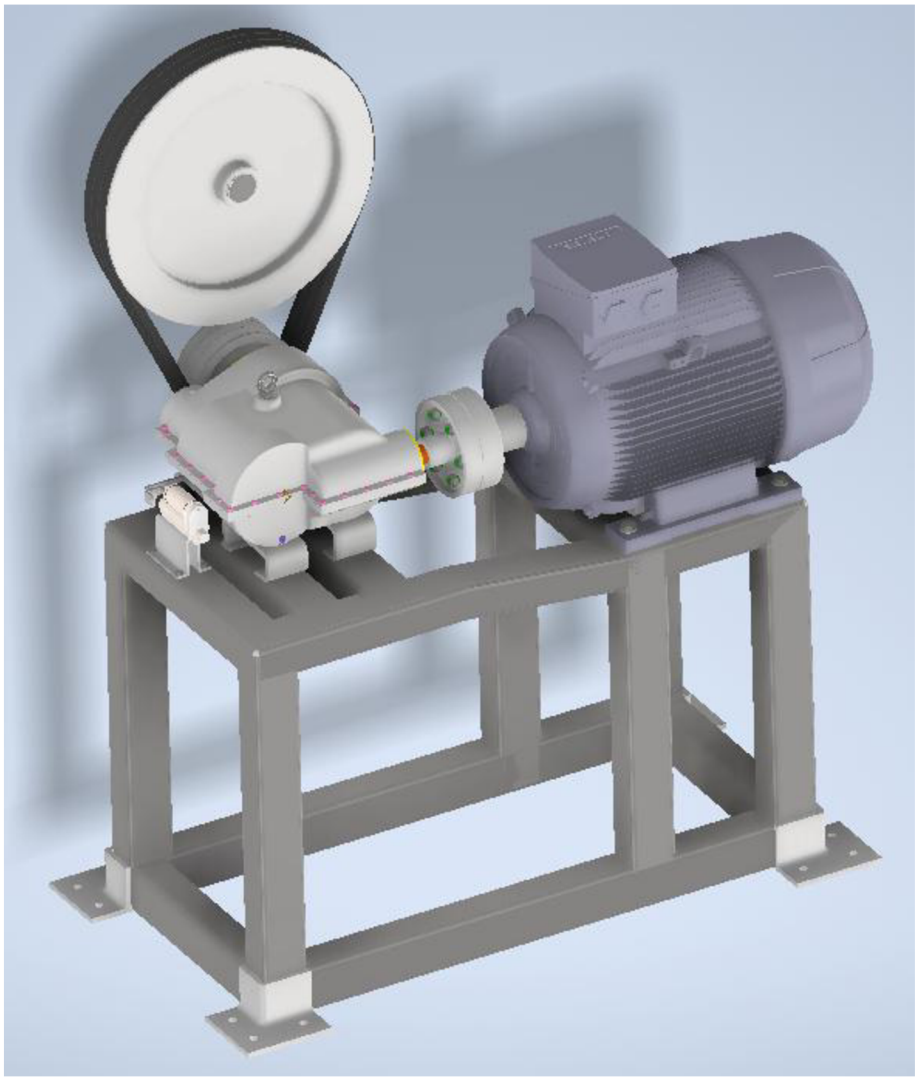
Před zahájením celé práce bylo nutné projít možnosti konstrukce z hlediska typu drtiče, kde byl vybrán jednohřídelový typ. Dále pak způsob pohánění stroje. K tomuto účelu byl zvolen Elektromotor, přesněji Elektromotor od výrobce VYBO Electric a.s. o výkonu 18,5 kW. Při zohlednění možných rázů, způsobených při chodu stroje byla zvolena pro připojení motoru k převodovce spojka s pryžovými pouzdry.

Při konstrukci převodového mechanismu byla použita ozubená kola s šikmými zuby. Celkově 1 pár kuželových a 2 páry čelních ozubených kol. Ve skříni jsou použita na všech pozicích jednořadá kuličková ložiska firmy SKF. Bylo zvažováno použití i jiných typů ložisek, avšak z následných výpočtů bylo zjištěno, že kuličková ložiska budou dostačující pro dodržení požadované trvanlivosti. Hřídele použité v převodovém mechanismu byly zkontrolovány z hlediska pevnosti, jelikož při vlastním chodu bude docházet k jejich dynamickému namáhání. Již zmiňovanou funkci redukce otáček na 50% zajišťuje synchronizační spojka, jejíž chod je popsán v bodu 5.4 a její řazení obstarává lineární pohon umístěný vně převodové skříně.



Obrázek 25 Převodové ústrojí pohonu

Skříň je uložena na svařovaném rámu z normalizovaných profilů. Protože je každá noha skříně jiné výšky, bylo nutné zhotovit 2 různé přípravky, která vyrovnali tuto skutečnost, aby mohla být skříň uložena na rám v jedné výšce. Přípravky jsou k rámu přivařeny a skříň je na nich uložena a přichycena metrickými šrouby. Tento problém nastal, jelikož nebylo možné udělat nohy dostatečně dlouhé, bez toho aniž by při odlévání skříně nedošlo k soustředění velkého množství materiálu v jednom místě a při následném chladnutí nepůsobilo toto místo další problémy. Na rámu je dále uložen motor a lineární pohon synchronizační převodovky. Výstupem z pohonu je řemenový převod se třemi klínovými řemeny. Na vrchním dílu skříně je umístěno oko pro snazší manipulaci a při jeho vyšroubování vznikne otvor pro možné odvzdušnění skříně.



Obrázek 26 Pohonná jednotka s uložením na rám

Všechny modely a výkresy byly zhotoveny v programu Autodesk Inventor Profesional 2022 stejně jako kontrola hřídele pomocí MKP.

Celý pohon byl ekonomicky zhodnocen, aby bylo zjištěno, zda-li by bylo možné návrh uplatnit na trhu. Správné zhodnocení ovšem ovlivňuje mnoho faktorů, tudíž nemůžeme jistě zaručit přesnost stanovených částek.

Seznam obrázků

Obrázek 1 Rotor jednohřídelového drtiče firmy Wiscon[11] 11
Obrázek 2 Rotory dvouhřídelového drtiče pro drcení plastů firmy Terier[12] 12
Obrázek 3 Pracovní prostor bubnového drtiče firmy Deos technology[1] 13
Obrázek 4 Kinematické schéma převodového ústrojí 16
Obrázek 5 Obě možnosti uložení pryžových pouzder v kotoučové spojce[10] 17
Obrázek 6 Jištěná synchronizace s blokovacím kroužkem[9] 18
Obrázek 7 Hodnoty pro klínový řemen[7] 35
Obrázek 8 Kinematické schéma hřídele 1 37
Obrázek 9 Průběh ohybového momentu v ose XY na vstupní hřídeli 37
Obrázek 10 Průběh ohybového momentu v ose XZ na vstupním hřídeli 37
Obrázek 11 Kinematické schéma hřídele 2 pro 1. stupeň 40
Obrázek 12 Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině YZ pro 1. stupeň 40
Obrázek 13 Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XZ pro 1. stupeň 40
Obrázek 14 Kinematické schéma hřídele 2 pro 2. stupeň 42
Obrázek 15 Průběh ohybového momentu v ose YZ na hřídeli 2 při 2. stupni 43
Obrázek 16 Průběh ohybového momentu v ose XZ na hřídeli 2 při 2. stupni 43
Obrázek 17 Kinematické schéma hřídele 3 pro 1. stupeň 46
Obrázek 18 Průběh ohybového momentu v rovině YZ na výstupní hřídeli při 1. stupni. 46
Obrázek 19 Průběh ohybového momentu v rovině XZ na výstupní hřídeli při 1. stupni. 46
Obrázek 20 Kinematické schéma hřídele 3 pro 2. stupeň 48
Obrázek 21 Průběh ohybového momentu v rovině YZ na výstupní hřídeli při 2. stupni. 48
Obrázek 22 Průběh ohybového momentu v rovině XZ na výstupní hřídeli při 2. stupni. 48
Obrázek 23 Výsledný průběh napětí ve výstupním hřídeli 51
Obrázek 24 Výsledek analýzy pro zjištění koeficientu bezpečnosti 52
Obrázek 25 Převodové ústrojí pohonu 62
Obrázek 26 Pohonná jednotka s uložením na rám 63

Seznam tabulek

Tabulka 1 Vstupní parametry práce 10
Tabulka 2 Parametry elektromotoru 1LC225S-8[3] 17
Tabulka 3 Parametry kuželových kol 20
Tabulka 4 Parametry čelních kol se šikmými zuby č.1 26
Tabulka 5 Parametry čelních kol se šikmými zuby č.2 30
Tabulka 6 Ekonomické vyčíslení hlavních položek 61

Použitá literatura

[1] „DEOS Technology s.r.o.," 18.4.2022. [Online]. Available: https://www.deostech.cz/.

[2] TKOTZ, Klaus, Příručka pro elektrotechnika. 2. vyd., Kapitola Motory a generátory, Praha: Europa-Sobotáles cz, 2006 ISBN 80-86706-13-3.

[3] „Elektromotory Česká republika," VYBO Electric a.s., 2.5.2022. [Online]. Available: https://www.elektro-motor.cz/.

[4] BUREŠ, Miroslav, „NÁVRH A PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A KUŽELOVÝCH OZUBENÝCH KOL," Liberec, 2006.

[5] VÁVRA, Pavel, LEINVEBER Jiří Strojnické tabulky, Úvaly: ALBRA, 2021 ISBN 978-80-7361-081-4.

[6] PEŠÍK, Lubomír, Části strojů 2. díl, TU Liberec: ISBN 978-80-7494-184-9, 2015.

[7] „Klínové řemeny," Haberkorn s.r.o, 9.5.2022. [Online]. Available: https://www.haberkorn.cz/.

[8] „Katalog pro valivá ložiska," SKF, 9.5.2022. [Online]. Available: https://www.exvalos.cz/files/media/0/xu4k9/skf-valiva-loziska.pdf?fbclid=IwAR2zGFJqq0JLCJpFXsXjVJ12D24JIYy1suwuCWlYA-I6ldcCmn9kLRERBNg.

[9] „Mechanické převodovky se synchronizací," 9.5.2022. [Online]. Available: <http://www.stredniskolarymarov.cz/soubory/htm/dokumenty/zaverecky/18_MECHANICKE%20PREVODOVKY%20SE%20SINCHRONIZACI.doc>.

[10] HOSNEDL Stanislavl a kol., „Části a mechanismy strojů 1 Podklady k přednáškám - část F2," Fakulta strojní, Plzeň.

[11] „Wiscon Envirotech Inc.," 18.4.2022. [Online]. Available: https://www.wiscon-tech.com/.

[12] „Drče a recyklační linky," TERIER s.r.o., 18.4.2022. [Online]. Available: http://www.terier.cz/cz/aktuality.htm.

Seznam přiložených souborů

BP_18000091_1

BP_18000091_2

BP_18000091_3

BP_18000091_4

BP_18000091_5_1

BP_18000091_5_2

BP_18000091_5_3

BP_18000091_6