



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu bubnové třídičky zeminy

**Design of Driving Mechanism for Drum Soil
Screener**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Martin URBÁNEK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

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

Místo tohoto listu vložit zadání BP

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu bubnové třídičky zeminy“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím zdrojů, uvedených na konci mé bakalářské práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze 8. 6. 2017

.....
Martin Urbánek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za ochotu a vstřícnost při poskytování cenných rad a připomínek k bakalářské práci. Také bych chtěl poděkovat mé rodině a přátelům za podporu při studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Martin URBÁNEK
Název BP: Návrh pohonu bubnové třídičky zeminy
Anglický název: Design of Driving Mechanism for Drum Soil Screener
Rok: 2017
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Roman UHLÍŘ, Ph.D.
Konzultant:
Bibliografické údaje: počet stran 50
počet obrázků 35
počet tabulek 21
počet příloh 5
Klíčová slova: třídička zeminy, čelní převodovka, pohon, kroutící moment, koncepční návrh, řemen, hřídel
Keywords: soil screener, front gear transmission, driving mechanism, torsion moment, conceptual design, belt, shaft

Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu pro bubnovou třídičku zeminy. Ze zadaných parametrů a výsledků rešerše je zvoleno řešení třídičky a zpracován trojrozměrný koncepční návrh. Pro tento koncepční návrh je řešena sestava pohonu pomocí asynchronního elektromotoru a dvoustupňové převodovky s čelním soukolím včetně kontrol vybraných uzlů. Součástí bakalářské práce je výkres sestavy převodovky.

Abstract:

This bachelor's thesis describes the design of the drive for a drum soil screener. From the entered parameters and the search results is selected solution sorting 3D concept. For this conceptual design is resolved drive assembly with asynchronous electric motor and two-stage spur gear transmission including control of selected nodes. Part of the thesis is the transmission assembly drawing.

OBSAH

1. Úvod.....	1
2. Přehled běžných typů třídiček zeminy	2
2.1. Vibrační třídičky zeminy	2
2.1.1. Třídič P12 firmy Třídičky s. r. o.	2
2.1.2. Třídička MoleScreen Easy firmy KovoVikrt	3
2.2. Bubnové třídičky zeminy	3
2.2.1. Třídič ZEMMLER Multiscreen MS 1600	4
2.2.2. Třídiče firmy HAICHENG Machinery	4
3. Návrh pohonu bubnové třídičky zeminy	5
3.1. Koncepční návrh zařízení.....	5
3.2. Návrhové výpočty pohonu	7
3.2.1. Návrh elektromotoru	7
3.2.2. Rozdělení převodového poměru na jednotlivá soukolí	9
3.2.3. Návrh modulů ozubených kol	10
3.2.4. Výpočet osových vzdáleností a korekcí ozubených kol.....	12
3.2.5. Výpočet šířky a průměru ozubených kol.....	14
3.2.6. Návrh průměrů hřídelí.....	15
3.2.7. Návrh ložisek	16
3.2.8. Koncepční návrh převodovky.....	16
3.2.9. Návrh řemenového převodu.....	17
3.2.10. Návrh hřídelové spojky.....	19
3.2.11. Návrh per.....	20
3.3. Návrh konstrukce převodovky.....	21
3.3.1. Volba uložení hřídelí.....	22
3.3.2. Konstrukce převodové skříně.....	23
3.4. Návrh sestavy pohonu	24
3.5. Kontrolní výpočty	26
3.5.1. Kontrola ozubení.....	26
3.5.2. Silové poměry v ozubení.....	27
3.5.3. Silové poměry v převodovce	29
3.5.4. Kontrola ložisek.....	33
3.5.5. Kontrola per.....	35
3.5.6. Statická kontrola hřídelí	36
3.5.7. Kontrola ohybové tuhosti	39
4. Závěr.....	42
Seznam použitých zkratk a symbolů	43
Seznam použitých zdrojů	46
Seznam obrázků	48
Seznam tabulek	49
Seznam příloh.....	50

1. Úvod

Stroje třídící sypké materiály nachází široké uplatnění ve stavebním a chemickém průmyslu, v zemědělství a potravinářství. Třídění zeminy je potřebné zejména v zahradnictví a krajinářství, konkrétně pro úpravy ornice a zeminy pod vegetaci při zemních stavebních pracích, nebo pro recyklaci a přípravu rašelinových směsí na pěstování květin. Základním prvkem třídičky je síto, které sypkou vsázku dělí na dvě frakce. Nadsítné, které má velikost zrna větší, než je velikost oka síta a sítem nepropadlo a podsítné, které sítem propadlo. Podle požadavků na přesnost třídění, počet a různorodost frakcí je možné zařadit vícestupňové třídění. Jedny z nejosfistikovanějších třídiček se používají například při laboratorních zkouškách půdy a kameniva. Pro správnou funkci třídičky je nutné zajistit co možná nejrůznorodější pohyb vsázky vůči sítu.

Při třídění zeminy jsou kromě manuálního prohazování vsázky sítem využívány v zásadě dva principy. Pohyb vsázky je zajištěn buď vibrací stolu, na kterém je umístěno síto, nebo pohybem válcového rotujícího bubnu. Výhodou vibrační třídičky je mechanická jednoduchost lineárního vibračního pohonu [1]. Nevýhodou naopak hlučnost a prašnost a s tím spojená hygienická zátěž pro okolí. U vibračních třídiček se také složitěji oddělují jednotlivé frakce a bývají při splnění tohoto požadavku zpravidla větší. Bubnové třídičky zeminy se vyskytují v mnoha variantách, od mobilních, provedených jako přívěs za automobil až po statické, využívané ve velkých zahradnictvích. Svou koncepcí umožňují snadné rozdělení frakcí. Obsluha může být zajištěna mobilní těžkou technikou, jako například pásovými rypadly a nakladači, nebo je možné připojení k pásovým dopravníkům zajišťujícím přívod vsázky a odvod jednotlivých frakcí. Rotační a relativně pomalý pohyb bubnu vytváří minimální hluk a při pohonu elektromotorem poskytuje i vysokou spolehlivost.

Cílem této bakalářské práce je návrh pohonu statické bubnové třídičky zeminy středního výkonu vhodné pro potřeby většího zahradnictví, nebo stavby, uzpůsobenou pro obsluhu těžkou technikou.

2. Přehled běžných typů třídiček zeminy

Podle funkce tedy dělíme třídičky na bubnové a vibrační. Dalšími hlavními charakteristikami jsou výkonnost a mobilita. Vibrační třídičky pro soukromé využití jsou obvykle demontovatelné pro lepší skladnost, dosahují výkonů do 1 kW a většina nevyžaduje zapojení do třífázové elektrické sítě.

Mobilní typy třídiček lze často připojit k tažnému zařízení automobilu. Tyto třídičky existují jak vibrační, tak v provedení s bubnem. Obvyklá je u nich vyšší cena, při stále relativně malém výkonu, protože musí splňovat požadavky bezpečnosti provozu na pozemních komunikacích. Vibrační třídičky větších výkonů jsou méně časté kvůli nutnosti kotvení rámu do betonového základu. Proto jsou většinou konstruovány třídičky bubnové, ty největší dosahují výkonů až 30 kW při průměru bubnu až 2500 mm [2]. Jsou poháněny asynchronními elektromotory a vyžadují třífázové zapojení elektrické sítě.

2.1. Vibrační třídičky zeminy

U jednoduchých typů je pohon zajištěn elektromotorem s excentrickým nábojem na hřídeli a pevným spojením motoru se stolem. Stůl se sítí je připojen k rámu přes pružiny a jeho výchylka je jak horizontální, tak vertikální. Hlavními charakteristikami těchto třídiček je nízká cena, skladnost, nižší produktivita a vysoká hlučnost. U dražších typů třídiček se stůl vychyluje pouze v horizontální rovině a jeho pohon je zajištěn lineárním elektromotorem. Tyto třídičky bývají méně hlučné [1].

2.1.1. Třídič P12 firmy Třídičky s. r. o.

Představitelem jednoduché vibrační třídičky je model P12 firmy Třídičky s. r. o. (Obrázek č. 1), využívá pohonu asynchronním elektromotorem s excentrickým nábojem, pohon je zakrytován pro zamezení přístupu nečistot. Stroj je podle výrobce schopen roztřídit na tři frakce až 30 000 kg h^{-1} nelepivého sypkého materiálu [3].



Obrázek č. 1: Třídič P12 [3]

2.1.2. Třídačka MoleScreen Easy firmy KovoVikrt

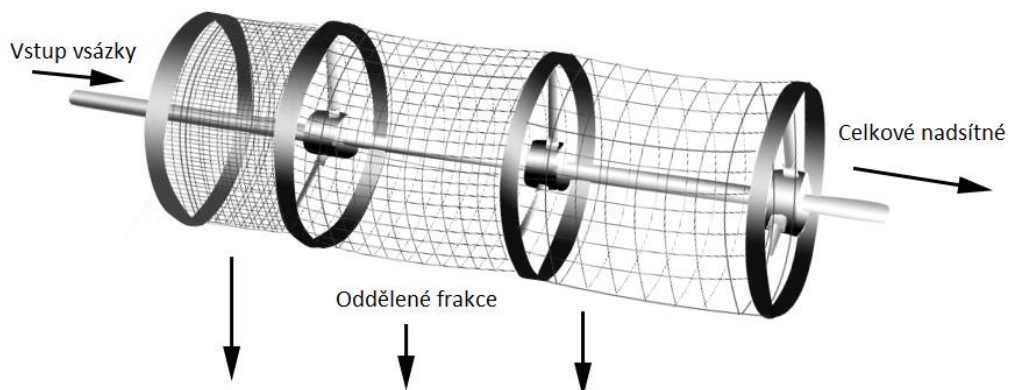
Skladná třídačka malých rozměrů vhodná k použití na stavbách svépomocí a pro domácí zahradnické práce (Obrázek č. 2). Vhodná k třídění zeminy, sutě a různých dalších sypkých materiálů [4]. Výrobce neposkytuje výkonové parametry.



Obrázek č. 2: Třídačka MoleScreen Easy [4]

2.2. Bubnové třídačky zeminy

Toto řešení se nejčastěji uplatňuje ve středních a větších průmyslových aplikacích, malou výjimkou jsou mobilní třídačky. Výhodou je relativně pomalý a tichý chod, snadná obsluha a celková nenáročnost provozu. K pohonu bývá užito téměř výhradně asynchronního elektromotoru, ten přenáší kroutící moment buď přes převodovku na středovou hřídel bubnu, nebo třecím kolem na jeho stěnu. Méně časté je řešení s odkrytým ozubením, které zvyšuje hlučnost a nároky na údržbu. O počtu frakcí rozhoduje počet sítí, jejichž oka se od vstupu k výstupu zvětšují. Osa rotace je od strany plnění skloněna směrem dolů, při postupu vsázky se postupně oddělují jednotlivé frakce, celkové nadsítané pak padá z bubnu na jeho konci ven (Obrázek č. 3).



Obrázek č. 3: Princip funkce bubnové třídačky [5]

2.2.1. Třidič ZEMMLER Multiscreen MS 1600

Jedná se o mobilní třídící zeminu, vybavenou dvojicí sítí a dvěma pásovými dopravníky (Obrázek č. 4). Umožňuje tředit betonový, nebo asfaltový recyklát a zeminu. Zařízení je vybaveno vlastní elektrocentrálou, nebo je možné napájení ze sítě 3 x 400 V. Výrobce uvádí výkon až $30 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ roztríděného materiálu, což odpovídá asi $30\,000 \text{ kg h}^{-1}$. [6]



Obrázek č. 4: Třidič ZEMMLER Multiscreen MS 1600 [6]

2.2.2. Třidiče firmy HAICHENG Machinery

Jednoduché statické třídící středních až větších kapacit (Obrázek č. 5). Díky své jednoduché konstrukci jsou spolehlivé a téměř bezúdržbové. Výrobce poskytuje možnost individuální úpravy jak konstrukce, tak pohonu dle přání zákazníka. Základní řada je přizpůsobena k obsluze těžkou technikou, nebo pásovými dopravníky. Stroj o výkonu asynchronního elektromotoru 11 kW protřídí až $250\,000 \text{ kg h}^{-1}$ sypkého materiálu [7].



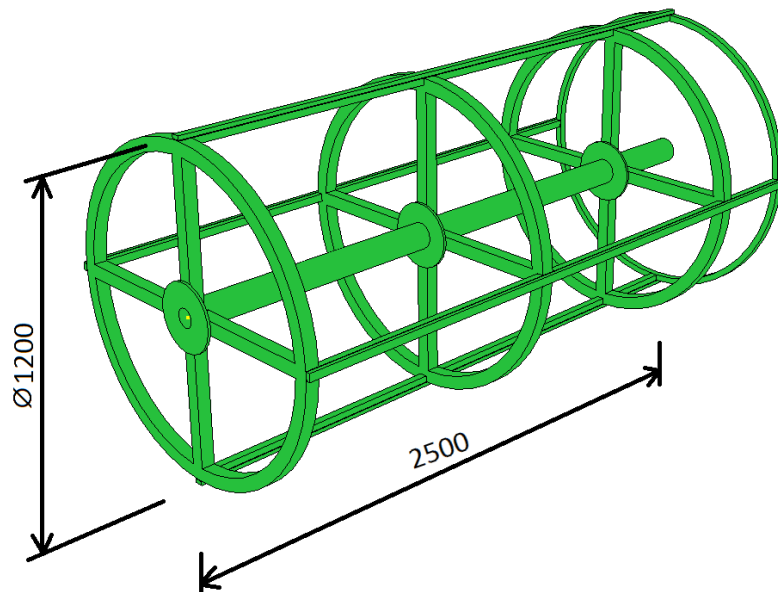
Obrázek č. 5: Třidič firmy HAICHENG Machinery [7]

3. Návrh pohonu bubnové třídičky zeminy

Na základě rešerše jsem zpracoval koncepční návrh zařízení, pro které jsem navrhl pohon asynchronním elektromotorem a dvoustupňovou převodovkou s čelním soukolím.

3.1. Koncepční návrh zařízení

Při tvorbě koncepčního návrhu pro mne byly rozhodující zadané rozměry bubnu a poznatky nabyté při zpracování rešerše. Konstrukci bubnu (Obrázek č. 6) jsem zvolil svařovanou se středovým hřídelem, pro snadný přenos výkonu a uložení v rámu. To bude tvořeno ložiskovými jednotkami firmy SKF, spojenými s rámem šroubovými spoji. Samotné síto bude ke konstrukci bubnu připevněno šroubovými spoji přes pásovou ocel, kvůli zajištění jeho polohy a co nejlepší kompaktnosti. Zároveň toto řešení umožňuje jednoduchou výměnu síta, případně výměnu celé skladby sít.

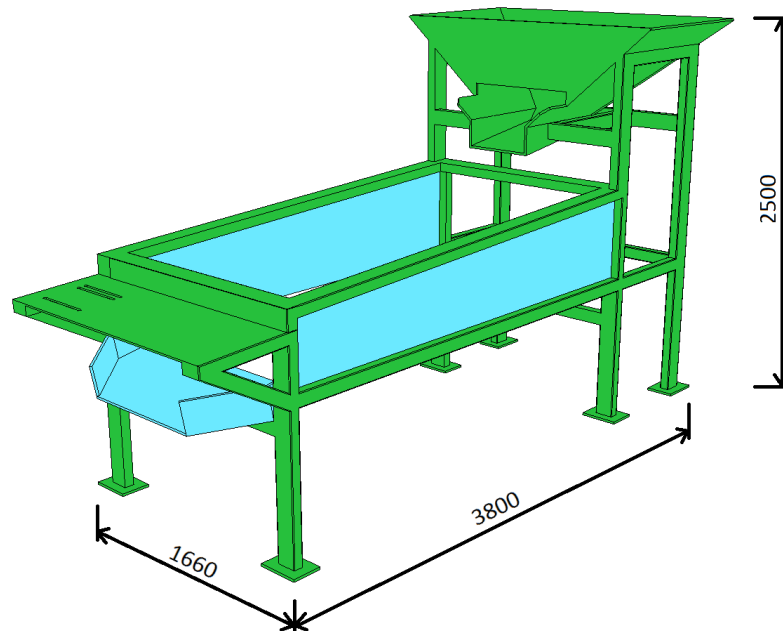


Obrázek č. 6: Konstrukce bubnu

Pohon bubnu, tedy sestava asynchronního elektromotoru a převodovky bude připevněna k rámu šroubovými spoji, lože je tvořeno silnostěnnou plechovou deskou vyztuženou zespodu přivařenými profily „U“. Toto řešení umožňuje snadné napínání klínového řemenu motoru a zároveň zabraňuje styku tříděného materiálu a nečistot s pohonem.

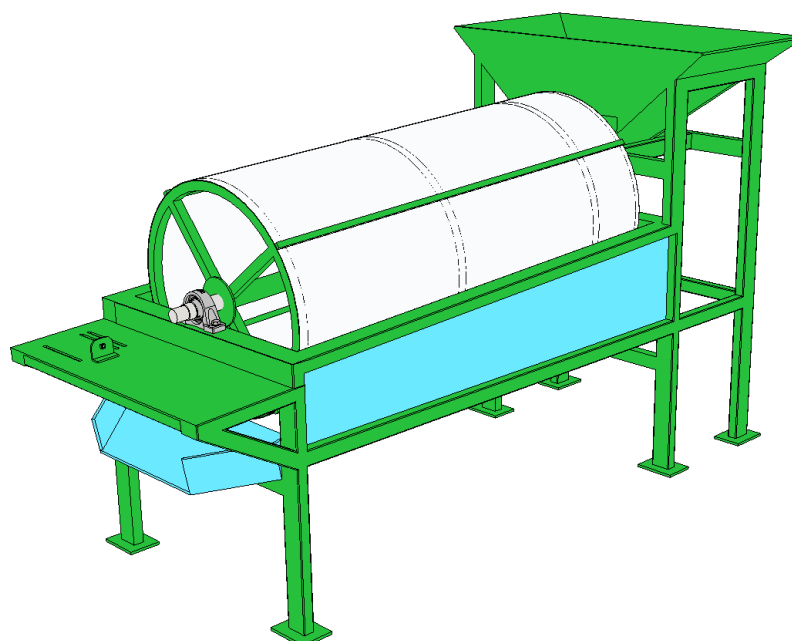
Konstrukci rámu jsem zvolil svařovanou, tvořenou uzavřenými obdélníkovými ocelovými profily, k vyztužení možných kritických částí jsem zvolil profily typu „L“. Násypka je spojena s konstrukcí šroubovými spoji a je tvořena ze svařovaných ocelových plechů, stejně tak výsypka a krytí pracovní části bubnu. Z důvodu minimalizace znečištění pohonné soustavy v pracovním cyklu jsem pohon umístil ze strany výsypky. Násypka je rozměrově navržena tak, aby bylo možné vsázku vkládat přímo lopatou nakladače. Světlou výšku

zařízení jsem volil s přihlédnutím k odebírání frakcí nakladačem v situaci, kdy zařízení je umístěno přímo v terénu při absenci betonových základových patek. Sklon osy bubnu jsem, dle již existujících řešení, zvolil 3°. Konstrukce a základní rozměry rámu jsou znázorněny v perspektivě (Obrázek č. 7).



Obrázek č. 7: Konstrukce rámu

Výsledkem je 3D koncepční návrh bubnové třídičky zeminy (Obrázek č. 8), pro který budu navrhovat pohon asynchronním elektromotorem a dvoustupňovou převodovkou.



Obrázek č. 8: Koncepční návrh bubnové třídičky zeminy

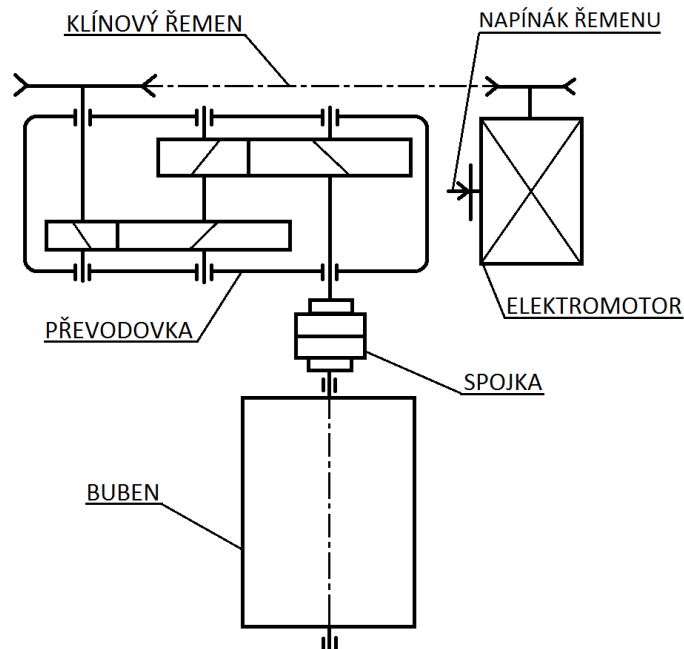
3.2. Návrhové výpočty pohonu

Zadanými parametry, potřebnými pro návrh pohonu, jsou otáčky bubnu, průměr bubnu a potřebný výkon na bubnu. Tyto údaje jsem zpracoval do tabulky (Tabulka č. 1).

Tabulka č. 1: Zadané parametry pro návrh pohonu

Otáčky bubnu n_b [min^{-1}]	Průměr bubnu d_b [mm]	Potřebný výkon P_b [kW]	Předpokládaná životnost ložisek L_h [h]
22,5	1200	4,5	25 000

Celkovou dispozici pohonu jsem vzhledem k úspoře místa, jednoduché montáži a snadnému přístupu zvolil následující (Obrázek č. 9).



Obrázek č. 9: Schéma pohonu

3.2.1. Návrh elektromotoru

Při návrhu elektromotoru jsem vycházel z potřebného výkonu na bubnu. Nutností je zohlednění ztrát v pohonu, a tedy jeho celkové účinnosti dle [8]. Ztráty v pohonu, které jsem zohlednil ve výpočtu jsem zpracoval do tabulky (Tabulka č. 2). Neuvažoval jsem ztráty v ložiscích, ztráty ve spojce a další vlivy, jako například brodění ozubených kol v oleji.

Tabulka č. 2: Účinnost pohonu

Účinnost η [1]		
Soukolí 12	Soukolí 34	Klínový řemen
$\eta_{12} = 0,98$	$\eta_{34} = 0,98$	$\eta_r = 0,92$

Celková účinnost η_c je součinem dílčích účinností (1).

$$\eta_c = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdot \eta_f = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,884 \quad (1)$$

Potřebný výkon motoru spočítám dle [8] jako (2).

$$P'_m = \frac{P_b}{\eta_c} = \frac{4,5}{0,884} = 5,090 \text{ kW} \quad (2)$$

Asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko dosahují podobných výkonů v různých otáčkách podle počtu pólů na statoru, zároveň je návrh převodové soustavy limitován celkovým převodovým poměrem $i_c = 15 \div 45$, který vypočtu jako (3).

$$i_c = \frac{n_m}{n_b} \quad (3)$$

Dále jsem omezen převodovým poměrem i samotné převodovky, který se nesmí lišit od jmenovitého převodového poměru stanoveného normou [9], při převodovém čísle nad 4,5 do 250 o více než 4 %. Převodový poměr převodovky vypočtu jako (4).

$$i = \frac{i_c}{i_f} \quad (4)$$

Kde i_f je převodový poměr přídatného převodu, v mém případě klínového řemenu. Převodový poměr řemenového převodu volím $i_f = 1,75$.

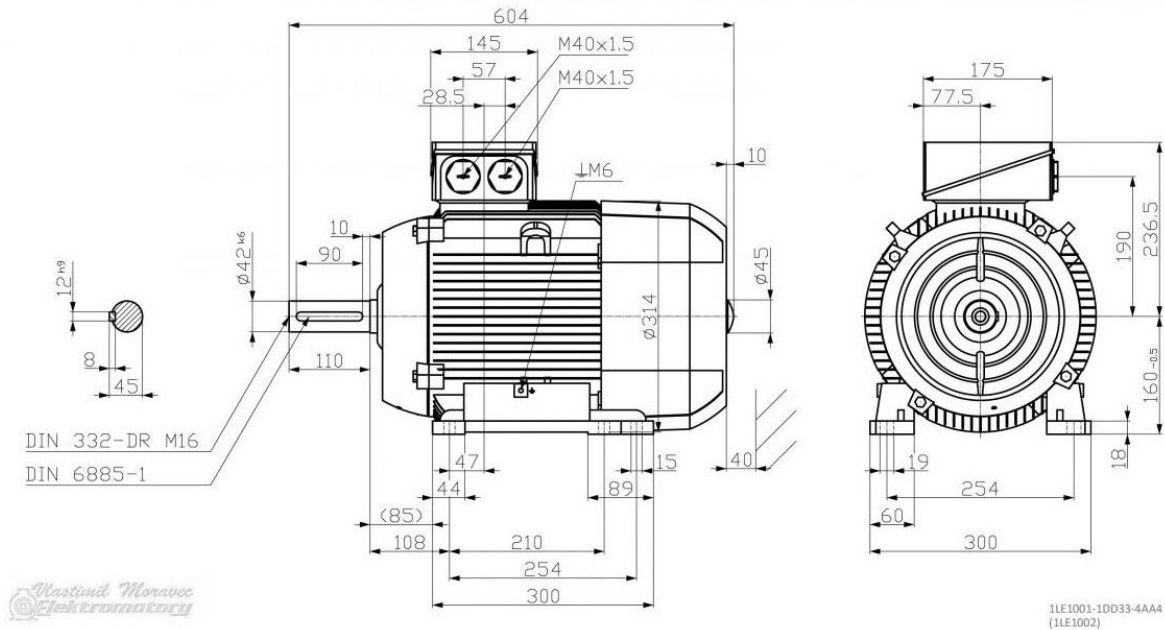
Na základě těchto požadavků jsem vybral z katalogu [10] osmipólový asynchronní elektromotor. Parametry motoru a výsledné převodové poměry jsem zpracoval do tabulek (Tabulka č. 3), (Tabulka č. 4). Rozměry zvoleného motoru jsou na obrázku (Obrázek č. 10).

Tabulka č. 3: Parametry motoru

Typ motoru	Jmenovitý výkon P_m [kW]	Jmenovité otáčky n_m [min^{-1}]	Počet pólů [1]
SIEMENS 1LE1002-1DD33-4AA4	5,5	720	8

Tabulka č. 4: Převodové poměry

Celkový převodový poměr i_c [1]	Převodový poměr řemenu i_f [1]	Převodový poměr převodovky i [1]	Převodové číslo dle normy [1]
32	1,75	18,29	18



Obrázek č. 10: Rozměry zvoleného elektromotoru [10]

Výkon motoru má dostatečnou rezervu oproti nejnižší dovolené hodnotě, celkový převodový poměr i_c je z dovoleného intervalu a převodové číslo převodovky se neodchyluje od jmenovité hodnoty stanovené normou [9] více než o 4 %. Při dalším výpočtu se převodové číslo převodovky může ještě mírně změnit, proto bude potřeba jeho další kontrola.

3.2.2. Rozdělení převodového poměru na jednotlivá soukolí

Pro dvoustupňovou převodovku je nutné rozdělit její celkový převodový poměr mezi jednotlivá soukolí. Zpravidla se volí větší převodový poměr na soukolí 12. Zároveň se musí rozdíl převodových poměrů $i'_{12} - i'_{34}$ pohybovat v rozmezí $0,7 \div 1$. Převodový poměr také nesmí být celé číslo. [8]

Převodový poměr na prvním soukolí volím $i'_{12} = 4,7$. Převodový poměr na druhém soukolí jsem pak spočítal jako (5).

$$i'_{34} = \frac{i}{i'_{12}} = \frac{18,29}{4,7} = 3,891 \quad (5)$$

Poté rozdíl převodových poměrů je (6).

$$i'_{roz} = i'_{12} - i'_{34} = 0,809 \quad (6)$$

Rozdíl převodových poměrů je z dovoleného intervalu. Převodový poměr na prvním soukolí je větší než na druhém a zároveň převodové poměry nejsou celými čísly.

Dalším krokem je stanovení přesných převodových poměrů dle skutečného počtu zubů. Vycházím z podmínky, že na pastorku prvního soukolí by měl být větší počet zubů než na pastorku druhého soukolí. Na prvním pastorku volím počet zubů $z_1 = 19$, na druhém pastorku volím počet zubů $z_3 = 18$. Ze znalosti převodových poměrů pak mohu spočítat předběžné počty zubů kol jako (7) a (8).

$$z'_2 = i'_{12} \cdot z_1 = 4,7 \cdot 19 = 89,300 \quad (7)$$

$$z'_4 = i'_{34} \cdot z_2 = 3,891 \cdot 18 = 70,038 \quad (8)$$

Na základě tohoto výpočtu jsem zvolil počty zubů ozubených kol $z_2 = 90$ a $z_4 = 71$. Následuje výpočet finálních parametrů převodovky, se kterými budu pracovat dále při návrhu. Tedy opětovný výpočet převodových poměrů a kontrola jejich rozdílů. Také musím provést zpětnou kontrolu odchylky celkového převodového poměru od jmenovité hodnoty. Výsledky jsem zpracoval do tabulky (Tabulka č. 5).

Tabulka č. 5: Výsledné převodové poměry

i_{12} [1]	i_{34} [1]	i_{roz} [1]	i [1]
4,737	3,944	0,793	18,683

Všechny hodnoty vyhovují stanoveným podmínkám, celkový převodový poměr se od jmenovité hodnoty liší o 3,8 % což je méně než 4 % a tedy vyhovuje dle literatury [8].

3.2.3. Návrh modulů ozubených kol

Dalším krokem při návrhu převodovky je stanovení modulů ozubených kol. Při výpočtu jsem se řídil literaturou [11] a [8]. Jako první je třeba stanovit kroutící momenty na motoru a jednotlivých hřídelích.

$$M_{km} = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60}} = \frac{5500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{720}{60}} = 72946 \text{ Nmm} \quad (9)$$

$$M_{kl} = i_{\dot{\gamma}} \cdot \eta_{\dot{\gamma}} \cdot M_{km} = 1,75 \cdot 0,92 \cdot 72946 = 117443 \text{ Nmm} \quad (10)$$

$$M_{kII} = i_{12} \cdot \eta_{12} \cdot M_{kl} = 4,737 \cdot 0,98 \cdot 117443 = 545201 \text{ Nmm} \quad (11)$$

$$M_{kIII} = i_{34} \cdot \eta_{34} \cdot M_{kII} = 3,944 \cdot 0,98 \cdot 545201 = 2107267 \text{ Nmm} \quad (12)$$

Z nyní známých kroutících momentů na jednotlivých hřídelích jsem předběžně navrhnul moduly ozubených kol, při návrhu jsem vycházel z namáhání v ohybu dle [8].

Ze vzorce (13) lze vypočítat přímo předběžný modul ozubení m' . K výpočtu je třeba znát materiál použitý na výrobu ozubených kol a jeho charakteristiky (Tabulka č. 6). Dále je třeba správně odhadnout charakter provozního zatížení převodovky. Dle normy [11] je toto zohledněno součinitelem vnějších dynamických sil K_A a součinitelem nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$.

$$m' = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot K_{H\beta} \cdot M_{ki}}{\left(\frac{b_{WF}}{m}\right) \cdot z_i \cdot \sigma_{FP}}} \quad (13)$$

Součinitel vnějších dynamických sil jsem vzhledem k povaze provozu třídičky zeminy zvolil $K_A = 1,25$, což podle [11] vyjadřuje zatížení s malou nerovností. Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů jsem dle dispozice převodovky, předpokládaného poměru $b_{WF}/m = 16$ a předpokládané tvrdosti boků zubů pastorku $V_{HV} > 350 HV$ zvolil $K_{H\beta} = 1,75$. Z předpokladu použití kalených ozubených kol jsem dle [8] zvolil $f_p = 18$.

Tabulka č. 6: Charakteristika materiálu pro ozubená kola a hřídele [8]

Označení ČSN	Způsob tepelného zpracování	Tvrdost		Mez únavy (bázová hodnota)	
		V jádře zubu J_{HV}	Na boku zubu V_{HV}	v ohybu $\sigma_{F\ limb}^0$ [MPa]	v dotyku $\sigma_{H\ limb}^0$ [MPa]
12 051	povrchově kaleno po boku	200	600-675	390	1140

Na základě znalosti materiálu mohu spočítat σ_{FP} (14) a po dosažení zjištěných součinitelů mohu zjistit návrhové moduly pro jednotlivá soukolí [8].

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{F\ limb}^0 = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ Nmm}^{-2} \quad (14)$$

$$m'_{12} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kI}}{\left(\frac{b_{WF}}{m}\right) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot 1,75 \cdot 117,443}{16 \cdot 19 \cdot 234}} = 2,762 \quad (15)$$

$$m'_{34} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kII}}{\left(\frac{b_{WF}}{m}\right) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot 1,75 \cdot 545,201}{16 \cdot 18 \cdot 234}} = 4,690 \quad (16)$$

Ze spočítaných předběžných modulů ozubení a při uvážení dalšího zvětšení poměru b_{WF}/m jsem zvolil podle [11] přednostně doporučené moduly $m_{12} = 2,5$ a $m_{34} = 4$.

3.2.4. Výpočet osových vzdáleností a korekcí ozubených kol

Při známých modulech a počtech zubů ozubených kol již mohu spočítat jejich průměry a osové vzdálenosti. Podle [11] je nutné dodržet normalizované osové vzdálenosti, které ovlivňují i další parametry kol. Proto je vhodné začít jejich výpočtem a zjištěním potřebných korekcí. Pro výpočet jsou také důležité úhly sklonu zubů β jednotlivých soukolí, vzhledem k možným větším axiálním silám působícím v záběru soukolí 34 se volí úhel sklonu zubů na soukolí 34 menší, než na soukolí 12. Podle [8] volím $\beta_{12} = 12^\circ$ a $\beta_{34} = 8^\circ$. Osovou vzdálenost a pro nekorigovaná ozubená kola vypočítám ze vzorců (17) a (18).

$$a_{12} = \frac{m_{12}}{2 \cdot \cos(\beta_{12})} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{2,5}{2 \cdot \cos(12^\circ)} \cdot (19 + 90) = 139,2939061 \text{ mm} \quad (17)$$

$$a_{34} = \frac{m_{34}}{2 \cdot \cos(\beta_{34})} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{4}{2 \cdot \cos(8^\circ)} \cdot (18 + 71) = 179,7493079 \text{ mm} \quad (18)$$

Podle [8] vyberu nejbližší normalizovanou osovou vzdálenost a dopočítám nutné korekce. Nejdříve ale musím dodržet podmínku, aby číselný rozdíl mezi vypočítanou a normalizovanou vzdáleností nebyl větší než 30 % velikosti modulu.

Normalizované osové vzdálenosti jsem dle [8] vybral pro soukolí 12 $a_{tw12} = 140 \text{ mm}$ a pro soukolí 34 $a_{tw34} = 180 \text{ mm}$. Nyní dopočítám jejich rozdíly s osovými vzdálenostmi nekorigovaných kol a zkontroluji, zda vyhovují podmínce.

$$\Delta_{12} = |a_{12} - a_{tw12}| = |139,2939061 - 140| = 0,7060939 \text{ mm} \quad (19)$$

$$\Delta_{34} = |a_{34} - a_{tw34}| = |179,7493079 - 180| = 0,2506921 \text{ mm} \quad (20)$$

Mezní velikosti rozdílů jsou (21), (22).

$$\Delta_{mez12} = 0,3 \cdot m_{12} = 0,3 \cdot 2,5 = 0,75 \text{ mm} \quad (21)$$

$$\Delta_{mez12} = 0,3 \cdot m_{34} = 0,3 \cdot 4 = 1,2 \text{ mm} \quad (22)$$

Odchylky osových vzdáleností nekorigovaných ozubených kol od osových vzdáleností, stanovených normou, jsou menší než mezní odchylky, podmínku tedy splňují a je možné pokračovat k výpočtům korekcí. Pro výpočet korekcí je potřeba dále znát úhel záběru nástroje $\alpha = 20^\circ$. Jako první spočítám úhly záběru v čelní rovině α_t (23), (24).

$$\alpha_{t12} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{12})}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(12^\circ)}\right) = 20,41031175^\circ \quad (23)$$

$$\alpha_{t34} = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{34})} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(8^\circ)} \right) = 20,18076151^\circ \quad (24)$$

Dále je potřeba spočítat úhel *inv* α_t (25), (26).

$$\begin{aligned} \operatorname{inv} \alpha_{t12} &= \operatorname{tg}(\alpha_{t12}) - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t12} \\ &= \operatorname{tg}(20,41031175^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,41031175^\circ = 0,01587440^\circ \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{inv} \alpha_{t34} &= \operatorname{tg}(\alpha_{t34}) - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t34} \\ &= \operatorname{tg}(20,18076151^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,18076151^\circ = 0,01532644^\circ \end{aligned} \quad (26)$$

Ze znalosti osových vzdáleností pak mohu spočítat korigovaný úhel záběru v tečné rovině α_{tw} jako (27), (28).

$$\begin{aligned} \alpha_{tw12} &= \arccos \left(\frac{a_{t12}}{a_{tw12}} \cdot \cos(\alpha_{t12}) \right) \\ &= \arccos \left(\frac{139,2939061}{140} \cdot \cos(20,41031175^\circ) \right) = 21,1732792^\circ \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw34} &= \arccos \left(\frac{a_{t34}}{a_{tw34}} \cdot \cos(\alpha_{t34}) \right) \\ &= \arccos \left(\frac{179,7493079}{180} \cdot \cos(20,18076151^\circ) \right) = 20,3967632^\circ \end{aligned} \quad (28)$$

Nyní mohu spočítat úhel *inv* α_{tw} (29), (30).

$$\begin{aligned} \operatorname{inv} \alpha_{tw12} &= \operatorname{tg}(\alpha_{tw12}) - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw12} \\ &= \operatorname{tg}(21,1732792^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 21,1732792^\circ = 0,01779457^\circ \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{inv} \alpha_{tw34} &= \operatorname{tg}(\alpha_{tw34}) - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw34} \\ &= \operatorname{tg}(20,3967632^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,3967632^\circ = 0,01584169^\circ \end{aligned} \quad (30)$$

Nakonec již mohu dle [8] spočítat společnou korekci x , tedy společný jednotkový posun jednotlivých soukolí.

$$\begin{aligned}
 x_1 + x_2 &= \frac{\operatorname{inv}\alpha_{tw12} - \operatorname{inv}\alpha_{t12}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)} \cdot (z_1 + z_2) \\
 &= \frac{0,01779457^\circ - 0,01587440^\circ}{2 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)} \cdot (19 + 90) = 0,28752092
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

$$\begin{aligned}
 x_3 + x_4 &= \frac{\operatorname{inv}\alpha_{tw34} - \operatorname{inv}\alpha_{t34}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)} \cdot (z_3 + z_4) \\
 &= \frac{0,01584169^\circ - 0,01532644^\circ}{2 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)} \cdot (18 + 71) = 0,06299588
 \end{aligned}
 \tag{32}$$

V mém případě vyšly obě korekce menší než 0,3 a navíc obě kladné, budu tedy u obou soukolí korigovat pouze pastorek [8].

3.2.5. Výpočet šířky a průměru ozubených kol

Pro získání představ o dispozici převodovky je dále nutné znát ostatní parametry jednotlivých ozubených kol, tedy jejich šířku a průměr hlavové kružnice. Průměry hlavových kružnic ozubených kol jsem podle [12] vypočetl ze vztahu (33).

$$d_{ai} = \frac{z_i \cdot m_i}{\cos(\beta)} + 2 \cdot h_a^* \cdot m_i + 2 \cdot x_i \cdot m_i
 \tag{33}$$

Výsledky výpočtu pro jednotlivá kola a pastorky jsem zpracoval pro přehlednost do tabulky (Tabulka č. 7).

Tabulka č. 7: Hlavové průměry ozubených kol

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
Hlavový průměr d_a [mm]	54,9734	235,0012	81,2090	294,7885

Valivé šířky ozubených kol jsem vypočetl podle [8] ze vztahu (34) a zaokrouhlil na vyšší celá čísla. Pastorky jsem zvolil o cca modul širší než kola. Výsledky jsou zpracovány v tabulce. Součinitel Ψ_{1m} jsem zachoval stejný jako při návrhu, tedy $\Psi_{1m} = 16$. Součinitel Ψ_{2m} jsem zvolil vyšší, tedy $\Psi_{2m} = 18$.

$$b_{iw} = \Psi_{im} \cdot m_i
 \tag{34}$$

Tabulka č. 8: Valivé šířky ozubených kol

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
Vypočtená b_w [mm]	42,5	40	76	72
Zvolená b_w [mm]	43	40	76	72

3.2.6. Návrh průměrů hřídelí

Dalším nutným krokem před vytvořením koncepčního návrhu uspořádání převodovky je výpočet průměrů hřídelí, ty se předběžně navrhují z pevnostní podmínky v krutu [8]. Pro výpočet napětí v krutu využiji vzorce (35), který upravím do tvaru pevnostní podmínky pro minimální průměr hřídele (36).

$$\tau = \frac{M_{ki}}{W_{ki}} \quad (35)$$

$$d'_i \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{ki}}{\pi \cdot \tau_{Di}}} \quad (36)$$

Dovolené napětí v krutu τ_D se podle [8] volí viz (Tabulka č. 9).

Tabulka č. 9: Doporučené dovolené napětí ve smyku

	τ_D [Nmm ⁻²]
I. hřídel	25
II. hřídel	35
III. hřídel	50

Minimální možné průměry jednotlivých hřídelů tedy budou (37), (38), (39).

$$d'_I \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 117443}{\pi \cdot 25}} = 28,815 \text{ mm} \quad (37)$$

$$d'_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 545201}{\pi \cdot 35}} = 42,969 \text{ mm} \quad (38)$$

$$d'_{III} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2107267}{\pi \cdot 50}} = 59,874 \text{ mm} \quad (39)$$

Na základě tohoto výpočtu volím průměry hřídelů $d_I = 30$ mm, $d_{II} = 45$ mm a $d_{III} = 60$ mm. Rozměry jsem zvolil s přihlédnutím k vyráběným ložiskům, jejichž vnitřní průměry jsou odstupňovány od průměru 20 mm po 5 mm [8]. Nyní mám k dispozici všechny důležité údaje o ozubených kolech a hřídelích pro zpracování koncepčního návrhu převodovky.

3.2.7. Návrh ložisek

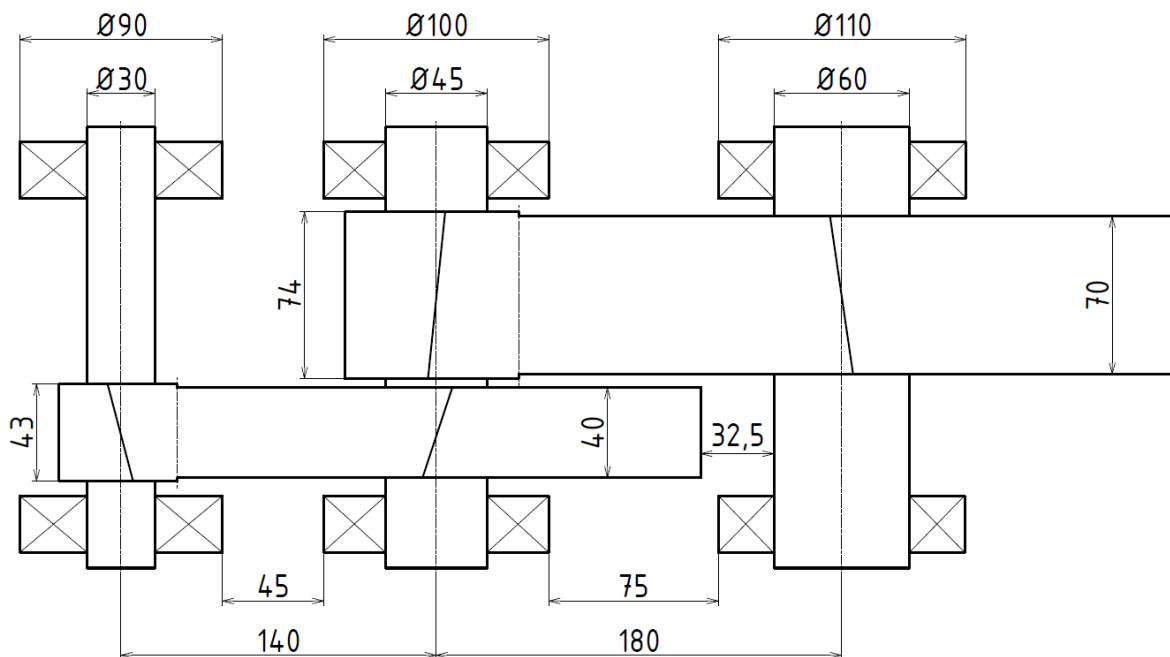
Posledním krokem před vytvořením koncepčního návrhu převodovky je volba ložisek pro jednotlivé hřídele. Z internetového katalogu výrobce ZKL [13] jsem podle průměrů hřídelí předběžně zvolil jednořadá kuličková ložiska (Tabulka č. 10).

Tabulka č. 10: Předběžná volba ložisek

I.	hřídel	ZKL 6406
II.	hřídel	ZKL 6309
III.	hřídel	ZKL 6212

3.2.8. Koncepční návrh převodovky

Z vypočtených parametrů ozubených kol a průměrů hřídelů jsem sestavil koncepční návrh převodovky v měřítku (Obrázek č. 11), poskytuje první skutečný pohled na dispozici a proporce převodovky. Je z něho možno ihned odhalit základní nedostatky, mezi které patří například průnik ozubeného kola s hřídelem, nedostatečný prostor mezi ložisky pro šrouby svírající převodovou skříň a celková disproporce převodovky.



Obrázek č. 11: Koncepční návrh převodovky

Z koncepčního návrhu je patrná dostatečná vzdálenost ozubených kol od hřídelí, která bezpečně umožňuje jejich zvětšení, pokud by se ukázaly jako nevyhovující. Osové vzdálenosti hřídelí jsou dostatečné pro osazení ložisky i při uvážení místa pro šrouby k sevření skříně.

3.2.9. Návrh řemenového převodu

Pro přenos výkonu z elektromotoru do převodovky jsem zvolil řemenový převod, s výhodou funguje v pohonu díky skluzu podobně jako pružná spojka, navíc nemusí být zajištěna stejná výška hřídele motoru jako vstupního hřídele převodovky.

Dle [14] jsem vybral klínový řemen ČSN 02 3112 SPB schopný přenést jmenovitý výkon $P_0 = 2,38$ kW. Se zohledněním rozměrů koncepčního návrhu převodovky jsem zvolil předběžnou osovou vzdálenost řemenic $a'_{\text{ř}} = 750$ mm. K získání navrženého převodového poměru $i_{\text{řem}} = 1,75$ jsem, při zanedbání skluzu a s přihlédnutím k nejmenšímu možnému průměru řemenice dle [14], zvolil výpočtový průměr malé řemenice $d_{\text{ř1}} = 160$ mm a výpočtový průměr velké řemenice $d_{\text{ř2}} = 280$ mm.

Z předběžné osové vzdálenosti a výpočtových průměrů řemenic jsem vypočetl úhel opásání malé řemenice (40).

$$\alpha_{\text{ř}} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{d_{\text{ř2}} - d_{\text{ř1}}}{a'_{\text{ř}}} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{280 - 160}{750} = 170,823^\circ \quad (40)$$

Na základě úhlu opásání malé řemenice $\alpha_{\text{ř}}$ a vlastností pohonu jsem ze strojnických tabulek [14] odečetl součinitele pro výpočet přeneseného výkonu jedním řemenem (Tabulka č. 11).

Tabulka č. 11: Součinitele pro návrh řemenu

Součinitel úhlu opásání C_α	0,98
Součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu C_p	1,5
Součinitel délky řemene C_L	1
Součinitel počtu řemenů C_k	0,9

Z odečtených součinitelů mohu vypočítat výkon přenášený jedním řemenem dle (41).

$$P_L = P_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L \cdot C_k}{C_p} = 2,38 \frac{0,98 \cdot 1 \cdot 0,9}{1,5} = 1,399 \text{ kW} \quad (41)$$

Nyní mohu z výkonu motoru vypočítat minimální počet řemenů jako (42).

$$z'_{\text{ř}} = \frac{P_m}{P_L} = \frac{5,5}{1,399} = 3,930 \quad (42)$$

Volím počet řemenů $z_{\text{ř}} = 4$. Dále je potřeba zjistit skutečnou osovou vzdálenost řemenic, spočítám tedy výpočtovou délku řemene L'_p dle (43) a vyberu nejbližší vyráběný řemen z tabulek [14].

$$\begin{aligned}
 L'_p &= 2 \cdot a_{\dot{r}} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{\dot{r}}}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{\pi \cdot \left(90^\circ - \frac{\alpha_{\dot{r}}}{2}\right)}{180^\circ} \cdot (d_2 - d_1) \\
 &= 2 \cdot 750 \cdot \sin\left(\frac{170,823}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot (160 + 280) \\
 &\quad + \frac{\pi \cdot \left(90^\circ - \frac{170,823}{2}\right)}{180^\circ} \cdot (280 - 160) = 2195,953 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{43}$$

Z katalogu [15] volím 4 x řemen 17x2160 Li - B 2200 Lw optibelt VB o výpočtové délce $L_p = 2200 \text{ mm}$. Z výpočtové délky zvoleného řemene mohu dopočítat skutečnou osovou vzdálenost řemenic (44).

$$\begin{aligned}
 a_{\dot{r}} &= 0,25 \cdot \left[\left(L_p - \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} \right] \\
 &= 0,25 \cdot \left[\left(2200 - \pi \cdot \frac{160 + 280}{2} \right) \right. \\
 &\quad \left. + \sqrt{\left(2200 - \pi \cdot \frac{160 + 280}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{280 - 160}{2} \right)^2} \right] \\
 &= 752,031 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{44}$$

Pro další konstrukční výpočty je nutné znát předpětí řemene, tah v odlehčené a přitížené části řemene, a tedy i celkovou sílu působící na hřídele osazené řemenicemi. Pro výpočty volím součinitel tření $f = 0,35$ [8]. Obvodovou sílu $F_{\dot{r}}$ spočítám jako (45).

$$F_{\dot{r}} = \frac{M_{km}}{\left(\frac{d_1}{2}\right)} = \frac{72946}{\left(\frac{160}{2}\right)} = 911,825 \text{ N} \tag{45}$$

Sílu v přitěžované části řemenu F_1 potom spočítám jako (46).

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f \cdot \frac{\pi}{180} \alpha}}{e^{f \cdot \frac{\pi}{180} \alpha} - 1} = 911,825 \cdot \frac{e^{0,35 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 170,823}}{e^{0,35 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 170,823} - 1} = 1407,617 \text{ N} \tag{46}$$

Sílu v odlehčované části řemene F_2 spočítám jako (47).

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \frac{\pi}{180} \alpha} - 1} = 911,825 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 170,823} - 1} = 495,792 \text{ N} \tag{47}$$

Celkovou napínací sílu řemene F_N pak vypočtu dle [8] jako (48).

$$F_N = 1,2 \cdot F = 1,2 \cdot 911,825 = 1094,190 \text{ N} \quad (48)$$

Výslednou sílu zatěžující hřídel pod řemenicí vypočtu dle [8] jako (49).

$$\begin{aligned} F_V &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\alpha)} \\ &= \sqrt{1407,617^2 + 495,792^2 - 2 \cdot 1407,617 \cdot 495,792 \cdot \cos(170,823^\circ)} \\ &= 1898,710 \text{ N} \end{aligned} \quad (49)$$

Řemenice jsem zvolil z katalogu výrobce Tyma [16] dle navržených průměrů. Jsou dodávány jako polotovary bez díry pro hřídel, výrobce neposkytuje obrázky všech svých výrobků, pro ilustraci jsem použil dvoudrážkovou řemenici Tyma SPB (Obrázek č. 12).



Obrázek č. 12: Řemenice typu SPB STANDARD [16]

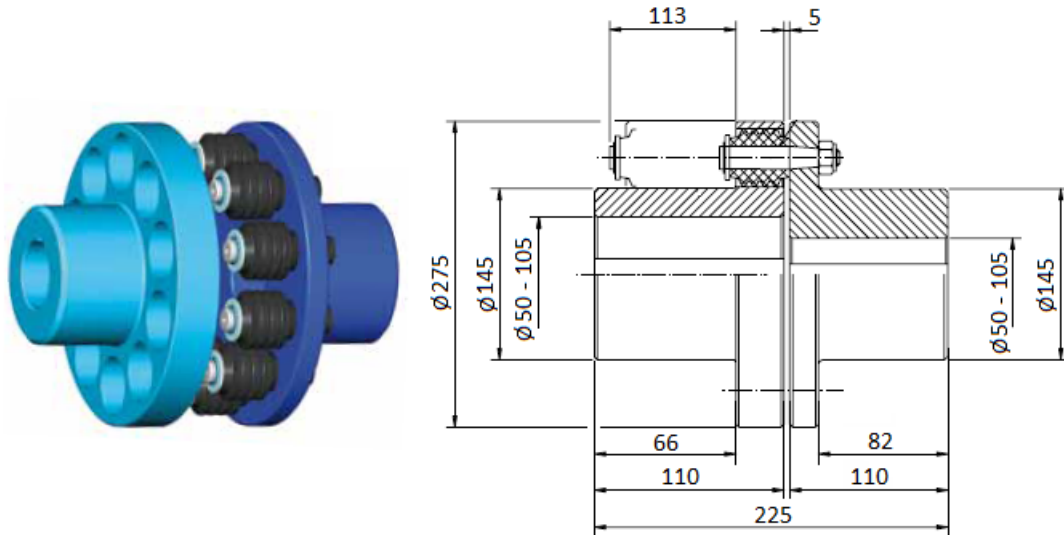
Tabulka č. 12: Zvolené řemenice

Typ řemenice	Počet drážek	Výpočtový průměr d_f [mm]	Šířka řemenice [mm]
SPB 160-04 STANDARD	4	160	86
SPB 280-04 STANDARD	4	280	86

3.2.10. Návrh hřídelové spojky

Přenos výkonu z převodovky na buben třídičky musí být realizován pomocí hřídelové spojky. Se zohledněním montáže, případné nesouososti výstupní hřídele převodovky vůči hřídeli bubnu a druhu provozu, jsem se rozhodl použít pružnou spojku vyrovnávající jak nesouosost, tak vzájemné natočení hřídelí a v neposlední řadě rázy způsobené provozem.

Při výběru spojky jsem vycházel z přenášeného kroutícího momentu M_{kIII} a průměru výstupní hřídele převodovky d_{III} . Zvolil jsem pružnou spojku z katalogu [17]. Parametry spojky jsem zpracoval do tabulky (Tabulka č. 13), spojka je znázorněna na (Obrázek č. 13).



Obrázek č. 13: Zvolená spojka [17]

Tabulka č. 13: Parametry zvolené spojky

Typ spojky	Max. otáčky [min^{-1}]	Max. kroutící moment M_v [Nm]	Min. \varnothing hřídele [mm]	Max. \varnothing hřídele [mm]
BOKU-N-A St 400	3000	4000	50	105

Minimální bezpečnost spojky pro přenos kroutícího momentu je dle [8] $k_{\min} = 1,5$. Bezpečnost spojky vypočtu jako (50).

$$k = \frac{M_v}{M_{kIII}} = \frac{4000}{2107,267} = 1,898 \quad (50)$$

Spojka vyhovuje z hlediska minimální bezpečnosti vůči přenášenému kroutícímu momentu. Rozměr otvoru pro hřídel vyhovuje průměru výstupní hřídele a otáčky výstupní hřídele nepřekračují maximální možné otáčky spojky.

3.2.11. Návrh per

Při návrhu hřídelových per vycházím z dovoleného tlaku pera v dotyku, v případě ocelového neposuvného náboje je tento tlak dle [18] $p_D = 100 \text{ Nmm}^{-2}$, výjimečně až $p_D = 200 \text{ Nmm}^{-2}$. Pro mé výpočty volím s přihlédnutím k druhu provozu stroje podle [8] dovolený tlak $p_D = 100 \text{ Nmm}^{-2}$. V sestavě převodovky se pera nachází na vstupní hřídeli pod řemenicí, na předlokové hřídeli pod ozubeným kolem a na výstupní hřídeli pod ozubeným

kolem a pod pružnou hřídelovou spojkou. Z pevnostní podmínky získám minimální délku činné části pera. Dle [14] jsou velikosti těsných per odstupňovány podle průměru hřídelí.

Minimální činná délka pera pod řemenicí na vstupní hřídeli je stanovena dle (51).

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 117443}{30 \cdot 7 \cdot 100} = 22,370 \text{ mm} \quad (51)$$

Volím pero ČSN 02 2562 8e7 x 7 x 35. Minimální činná délka pera pod ozubeným kolem na předlokové hřídeli je (52).

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{II} \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 545201}{45 \cdot 9 \cdot 100} = 53,847 \text{ mm} \quad (52)$$

Protože pero vychází výrazně delší, než je šířka kola a z konstrukčního hlediska jej není možné umístit do spojení, volím dvě pera pootočená o 120° ČSN 02 2562 14e7 x 9 x 40.

Minimální činná délka pera pod ozubeným kolem a hřídelovou spojkou na výstupní hřídeli je (53).

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{d_{III} \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 2107267}{60 \cdot 11 \cdot 100} = 127,713 \text{ mm} \quad (53)$$

Volím dvě pera ČSN 02 2562 18e7 x 11 x 90 pootočená o 120°.

3.3. Návrh konstrukce převodovky

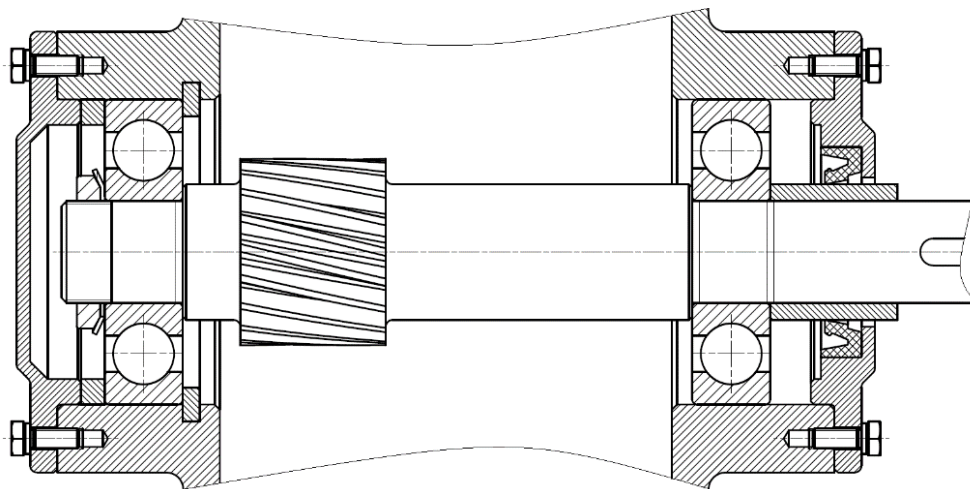
Před začátkem modelování v CAD programu a řešením konstrukce převodovky je nutné zkontrolovat součásti, které významně ovlivňují její skladbu, základní kontrolou je kontrola ozubení. Pokud by ozubení nevyhovělo, je nutné změnit parametry ozubených kol a začít znovu. Další prvky je možno v průběhu návrhu konstrukce převodovky upravovat pro docílení co nejjednodušší a nejúčelnější sestavy.

Pro návrh konstrukce jsem zvolil CAD program Autodesk Inventor, který nabízí kompletní modelování součástí ve 3D, širokou knihovnu normalizovaných součástí, pevnostní výpočty a v neposlední řadě tvorbu výkresové dokumentace na základě vytvořených modelů. Hlavní výhodou modelování ve 3D je snadné odhalení konstrukčních nedostatků a rychlá představa o vzhledu výrobku. Při modelování převodovky je výhodné začít hřídelemi a ozubenými koly, hřídele následně osadit ložisky a souběžně vytvářet tvar převodové skříně. Nutným krokem je vyřešení uložení hřídelí, pro dosažení jejich statické určitosti je vždy jedno z ložisek zvoleno jako podpora posuvná a druhé jako podpora pevná. Na závěr jsem řešil konstrukční detaily, například otvor pro nalévání oleje a upínací oka pro

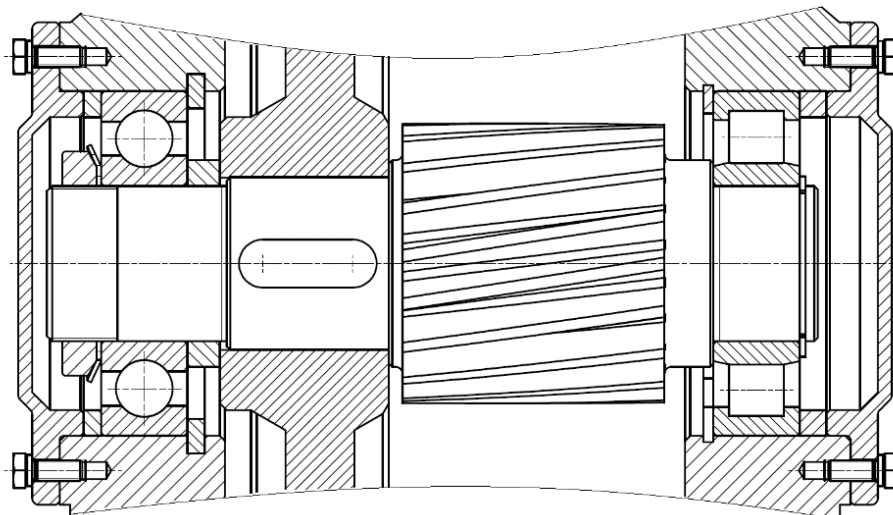
manipulaci. Po celou dobu modelování jsem dbal zejména na jednoduchost, účelnost a technologičnost konstrukce.

3.3.1. Volba uložení hřídelí

Uložení hřídelí jsem zvolil na základě zásad uvedených v [8] a [18]. Axiální poloha ložisek v domcích převodové skříně je zajištěna sevřením mezi vkládaným kroužkem a šroubovaným víčkem, na hřídelích jsou ložiska upevněna pomocí KM matic, MB podložek a rozpěrných kroužků. Vzhledem k radiálním a axiálním silám dosaženým na předlohové hřídeli jsem jedno z ložisek na této hřídeli nahradil ložiskem válečkovým viz (3.5.4 Kontrola ložisek). Uložení hřídelí jsem znázornil na (Obrázek č. 14), (Obrázek č. 15) a (Obrázek č. 16).

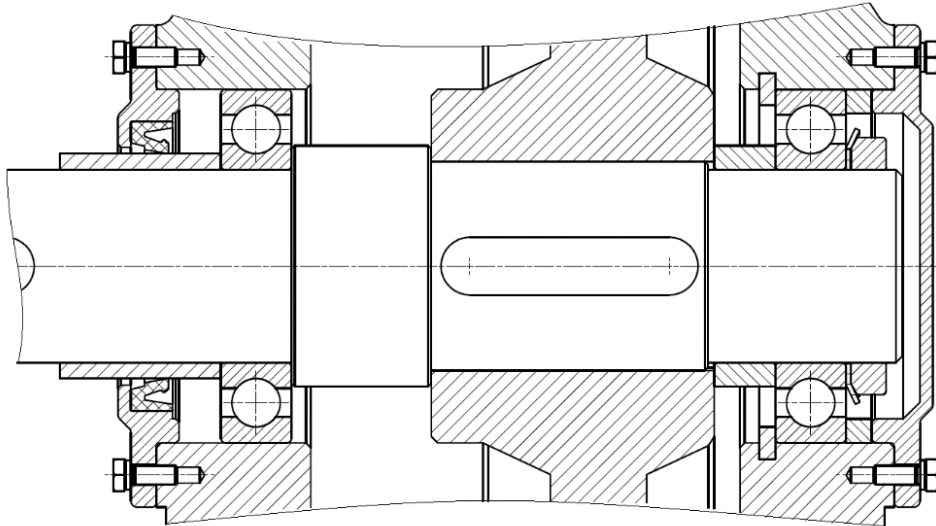


Obrázek č. 14: Uložení vstupní hřídele



Obrázek č. 15: Uložení předlohové hřídele

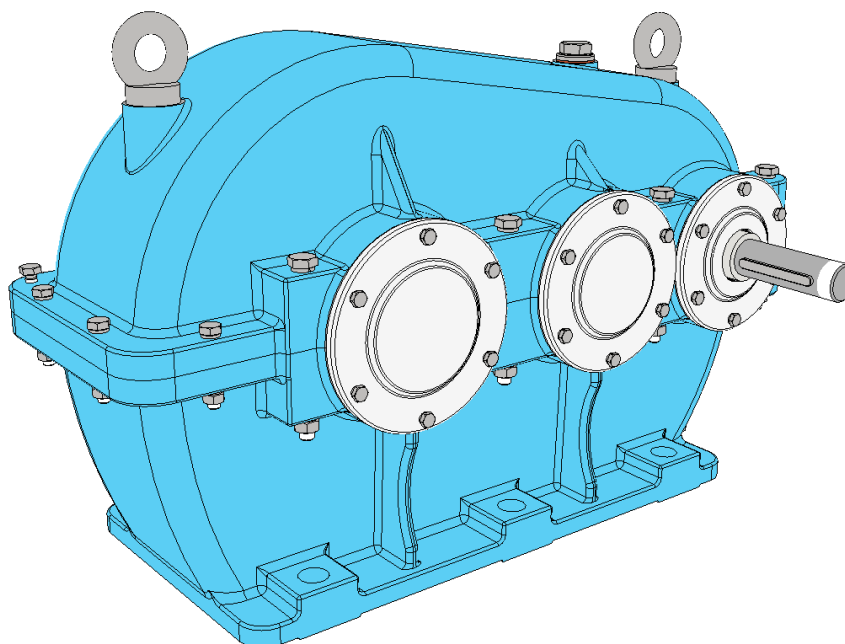
Na vstupním a výstupním otvoru se ve víčkách nachází hřídelová těsnění pro zabránění unikání oleje ven z převodové skříně a vnikání nečistot dovnitř.



Obrázek č. 16: Uložení výstupní hřídele

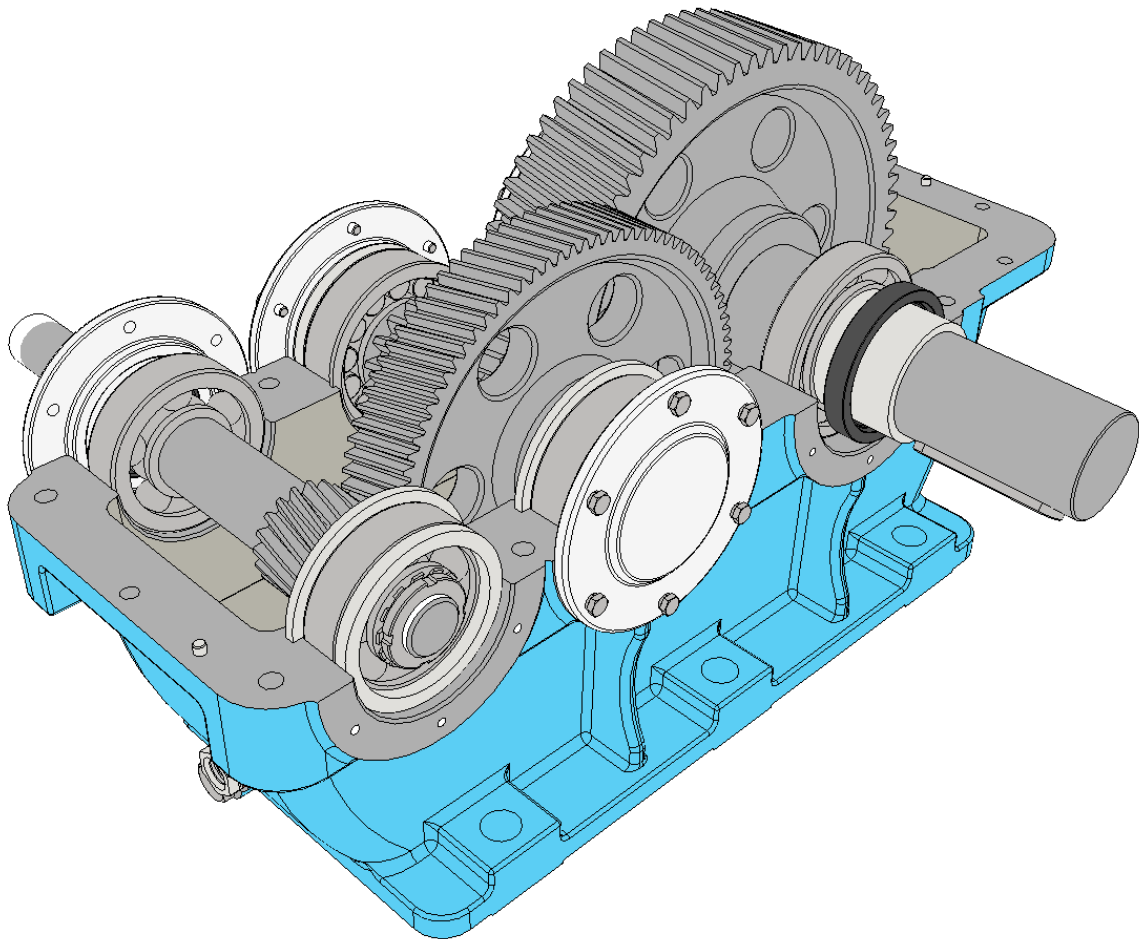
3.3.2. Konstrukce převodové skříně

Při konstrukci skříně (Obrázek č. 17) jsem vycházel z již existujících řešení, především pak ze zásad uvedených v [19]. Skříň jsem navrhl jako odlitek z litiny s lupínkovým grafitem ČSN 42 2415. V horní části skříně jsou umístěna oka pro manipulaci. Dále je skříň opatřena nalévacím a odvzdušňovacím otvorem, vypouštěcím otvorem a olejznakem pro kontrolu stavu oleje. Správnou vzájemnou polohu obou polovin skříně zajišťuje dvojice kolíků. Pro sevření obou polovin skříně jsem použil šrouby s šestihrannou hlavou, matice s šestihrannou hlavou a pružné podložky. Pro zvýšení tuhosti skříně jsou stěny v blízkosti domků pro ložiska opatřeny žebry.



Obrázek č. 17: Pohled na převodovou skříň

Při konstrukci převodovky jsem upravil některé rozměry, například osazení na hřídelích kvůli realizovatelnosti spojů, také rozměry nábojů z důvodu vkládání delších per, navrhl jsem odlehčení kovaných ozubených kol, tvary víček převodovky, rozměry šroubů pro sevření skříně a konečně polohu a rozmístění patek převodové skříně (Obrázek č. 18). Tyto úpravy jsou zohledněny v kontrolních výpočtech.



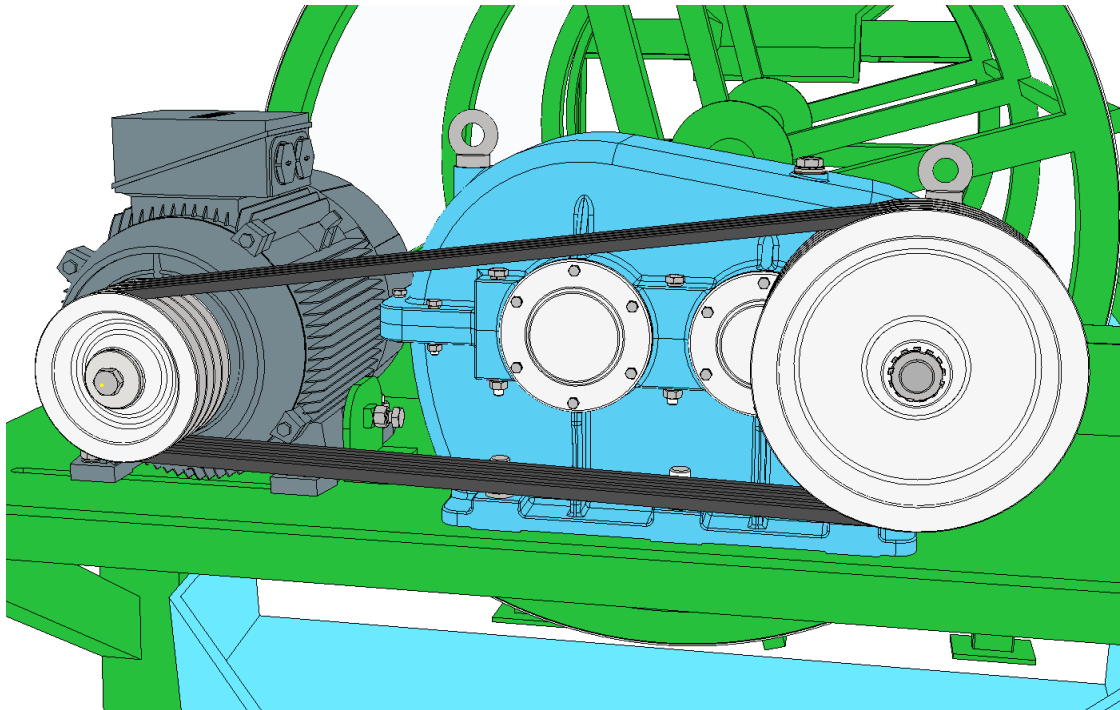
Obrázek č. 18: Pohled do převodovky

Pro mazání jsem zvolil dle [8] převodový olej PARAMO PP 13 výkonové klasifikace API GL3 a viskozitní klasifikace SAE 90 z katalogu [20]. Hladina oleje je zvolena tak, aby bylo největší ozubené kolo ponořeno v oleji jednou třetinou svého poloměru, mazání ložisek předpokládám dle [8] olejovou mlhou.

3.4. Návrh sestavy pohonu

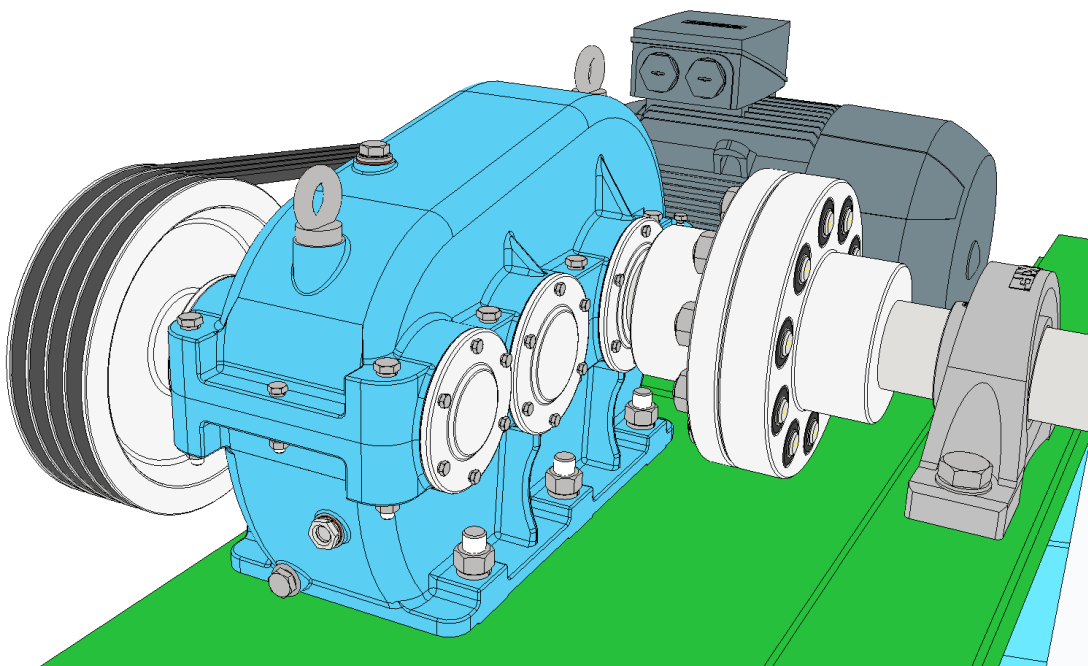
Při návrhu sestavy pohonu je nejdůležitější zachovat co nejkompaktnější dispozici, jednoduchost montáže a co nejlepší přístup pro další údržbu. V koncepčním návrhu bubnové třídičky je rám pro upevnění pohonu řešen jako silnostěnná plechová deska zesponu vyztužená ocelovými profily „U“. S motorem lze vůči převodovce po podstavě pohybovat kvůli nutnosti napínání řemenového převodu. Klínový řemen se napne při

povoleném motoru stavěcím šroubem, po dosažení předpětí řemenu se pak motor utáhne k podstavě. Stavěcí šroub napínáku je opatřen matkou proti povolení (Obrázek č. 19).



Obrázek č. 19: Pohled na sestavu pohonu

Připojení výstupní hřídele převodovky k hřídeli bubnu třídačky jsem realizoval pomocí pružné spojky BOKU-N-A St 400 (Obrázek č. 20). Do zbylého prostoru na podstavě pohonu by bylo vhodné umístit ovládací panel, stejně tak by v dalším návrhu bylo nutné vyřešit zakrytování řemenového převodu.



Obrázek č. 20: Pohled na napojení pohonu k bubnu třídačky

3.5. Kontrolní výpočty

Mezi základní kontrolní výpočty patří kontrola ozubení, statická kontrola hřídelí, kontrola trvanlivosti ložisek a kontrola únosnosti zvolených per.

3.5.1. Kontrola ozubení

Kontrola ozubení se provádí dle [11], výsledkem je stanovení součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu S_F a součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů S_H . Při výpočtu se vychází z řady součinitelů charakterizujících provoz a zatížení ozubených kol. Pro výpočet bezpečností jsem použil program připravený Ústavem konstruování a částí strojů. Součástí programu je i výpočet zbývajících parametrů ozubených kol a jejich kontrolních rozměrů.

Minimální bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubu volím $S_{Fmin} = 1,5$. Minimální bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů volím $S_{Hmin} = 1,1$. Následují výstupy z programu pro soukolí 12 (Tabulka č. 14).

Tabulka č. 14: Kontrola ozubení soukolí 12

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	past. 1	kolo 2		past. 1	kolo 2
z_1	19		d	48,56118	230,0266	σ_{Flim}	390	390
z_2	90		d_a	54,97337	235,0012	σ_{Hlim}	1140	1140
m_n	2,5		d_f	43,74878	223,7766	Y_{Fa}	2,377337	2,194893
x_1	0,287521		d_b	45,51247	215,5854	Y_{sa}	1,698097	1,790799
x_2	0		d_w	48,80734	231,1927	Y_e	0,717305	0,717305
α_n	20		h_a	3,206094	2,487291	Y_β	0,900497	0,900497
β	12		h_f	2,406198	3,125	F_β	6	6
a_w	140		h	5,612291	5,612291	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	43		s_n	4,450236	3,926991	Z_H	2,401061	2,401061
b_2	40		s_t	4,549657	4,014722	Z_E	195	195
P	5,06		v_n	3,403746	3,926991	Z_e	0,805388	0,805388
n_1	411,4286		v_t	3,479787	4,014722	Z_β	0,989013	0,989013
M_{kl}	117443,1		α_w	21,17328		Z_B	1	1
v	1,046122					$Z_{R,T}$	1	1
u	4,736842					K_A	1,25	1,25
						K_V	1,018804	1,018804
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,239228	1,236824
h_k	2,490954	1,856236				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	3,929657	3,929657		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,279607	1,279607
z'	3	11						
M/z	19,65107	80,84979		přes zuby				
d	3,690164	3,690164				S_F	2,081777	2,016237
M/d	53,22149	233,4732		přes kuličky		S_H	1,378858	1,378858

Z výstupů je patrné, že dosažené bezpečnosti jsou větší než minimální a 1. soukolí tedy vyhovuje jak vzhledem vůči únavovému lomu, tak vůči únavovému poškození boků zubů. Stejná kontrola je provedena i pro soukolí 34 (Tabulka č. 15).

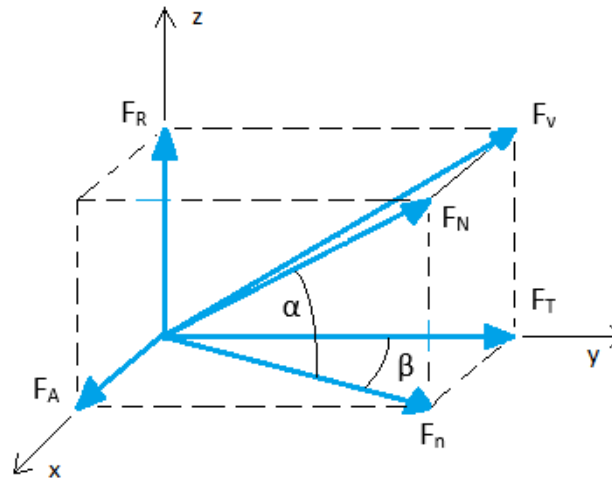
Tabulka č. 15: Kontrola ozubení soukolí 34

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	past. 3	kolo 4		past. 3	kolo 4
z_1	18		d	72,70759	286,791	σ_{Flim}	390	390
z_2	71		d_a	81,20897	294,7885	σ_{Hlim}	1140	1140
m_n	4		d_f	63,21155	276,791	Y_{Fa}	2,755689	2,245166
x_1	0,062995		d_b	68,24399	269,1846	Y_{sa}	1,56936	1,755198
x_2	0		d_w	72,80899	287,191	Y_ϵ	0,703553	0,703553
α_n	20		h_a	4,250692	3,998712	Y_β	0,950046	0,950046
β	8		h_f	4,74802	5	F_β	6	6
a_w	180		h	8,998712	8,998712	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	76		s_n	6,466612	6,283185	Z_H	2,460275	2,460275
b_2	72		s_t	6,530163	6,344934	Z_E	195	195
P	4,9588		v_n	6,099759	6,283185	Z_ϵ	0,812069	0,812069
n_1	87,53799		v_t	6,159705	6,344934	Z_β	0,995122	0,995122
M_{kil}	540942,8		α_w	20,39676		Z_B	1	1
v	0,333254					$Z_{R,T}$	1	1
u	3,944444					K_A	1,25	1,25
						K_V	1,003499	1,003499
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,330143	1,327425
h_k	3,211527	2,989023				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	5,710162	5,710162		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,381356	1,381356
z'	3	9						
M/z	30,73063	104,4627		přes zuby				
d	5,904263	5,904263				S_F	1,652025	1,721084
M/d	78,68342	292,4766		přes kuličky		S_H	1,183424	1,183424

Soukolí 34 dle výstupu z programu vyhovuje oproti minimálním bezpečnostem, další úprava ozubených kol není nutná.

3.5.2. Silové poměry v ozubení

Prvním krokem pro určení statické bezpečnosti hřídelí a trvanlivosti ložisek je vyšetření silových poměrů v ozubení. Je tedy potřeba zjistit síly působící v záběru ozubených kol vyvozené kroutícími momenty. Tyto síly se v záběru rozkládají na sílu tečnou F_T , sílu radiální F_R a díky použití šikmého ozubení i na sílu axiální F_A . Rozklad sil jsem dle [12] zpracoval do obrázku (Obrázek č. 21).



Obrázek č. 21: Vnější silové poměry na zubu ozubeného kola

Ze znalosti kroutícího momentu mohu tedy vypočítat síly F_{T12} (54) a F_{T34} (55) pro obě soukolí. Z principu akce a reakce se síly působící z pastorku na kolo rovnají silám působícím z kola na pastorek, pouze mají opačný smysl [8].

$$F_{T12} = F_{T21} = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 117443}{48,807} = 4812,547 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{T34} = F_{T43} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 545201}{72,809} = 14976,198 \text{ N} \quad (55)$$

Radiální síly F_{R12} a F_{R34} vypočtu s ohledem na vnější silové poměry na ozubení z tečných sil jako (56), (57).

$$F_{R12} = F_{R21} = F_{T12} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{12})} = 4812,547 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(12^\circ)} = 1790,756 \text{ N} \quad (56)$$

$$F_{R34} = F_{R43} = F_{T34} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{34})} = 14976,198 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(8^\circ)} = 5504,459 \text{ N} \quad (57)$$

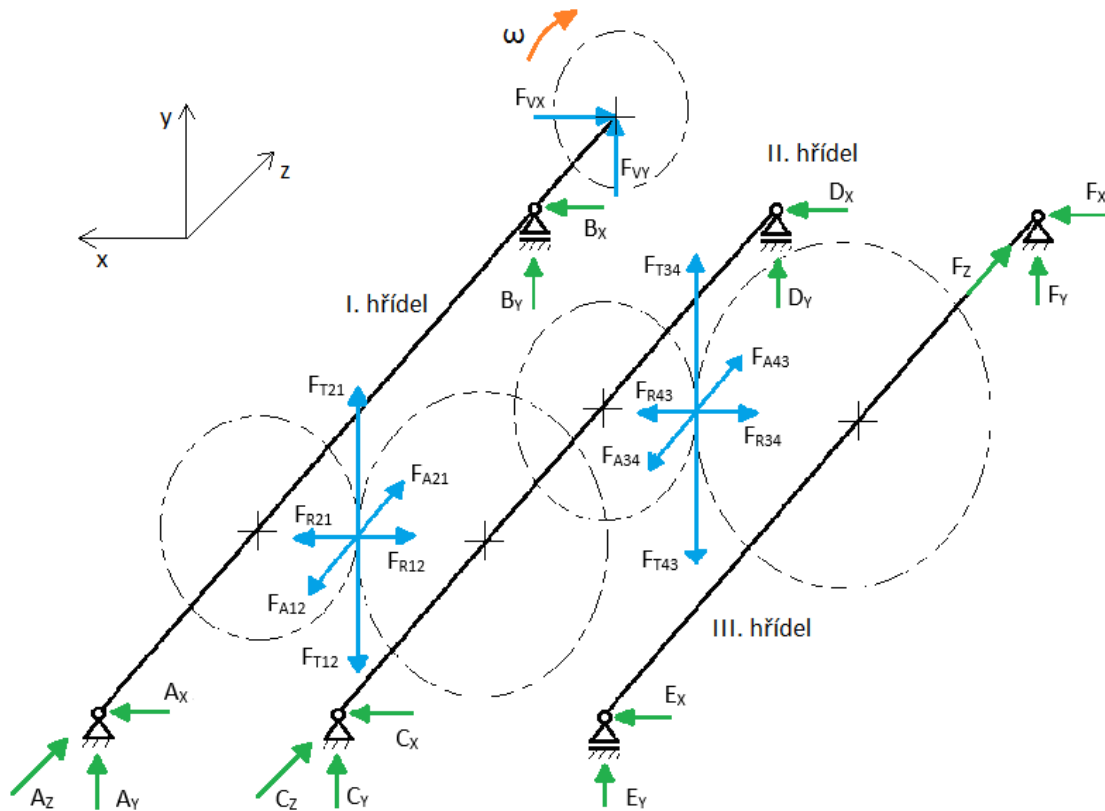
Z tečných sil mohu vypočítat i axiální síly F_{A12} a F_{A34} dle (58), (59).

$$F_{A12} = F_{A21} = F_{T12} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{12}) = 4812,547 \cdot \operatorname{tg}(12^\circ) = 1022,938 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_{A34} = F_{A43} = F_{T34} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{34}) = 14976,198 \cdot \operatorname{tg}(8^\circ) = 2104,767 \text{ N} \quad (59)$$

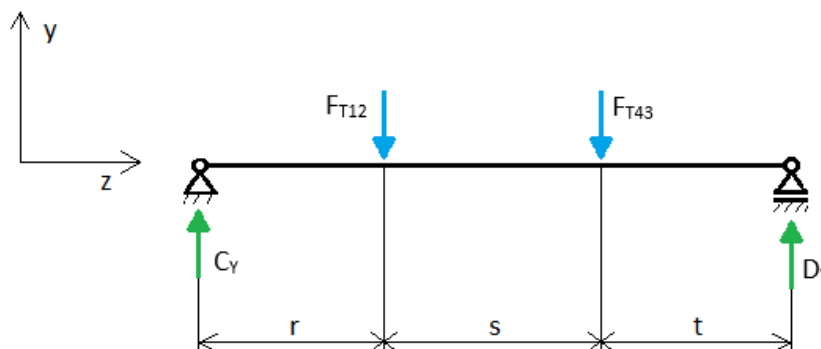
3.5.3. Silové poměry v převodovce

Pro řešení silových poměrů v převodovce je nutné zvolit souřadný systém hřídelů (Obrázek č. 22), potom mohou zavést kladné směry sil pro určitý smysl otáčení a dopočítat velikosti reakcí v převodovce. Při výpočtech vycházím ze statické rovnováhy sil a momentů.



Obrázek č. 22: Souřadný systém převodovky

Pro ilustraci spočítám reakce na předlohové hřídeli, ostatní výsledky uvedu pro přehlednost v tabulce. Při výpočtech je třeba dbát na to, pro jaký smysl otáčení jsou síly vypočítány. Smysl otáčení, znázorněný na obrázku (Obrázek č. 22), budu uvádět jako „smysl otáčení 1“. Následuje uvolnění předlohové hřídele do roviny yz (Obrázek č. 23).



Obrázek č. 23: Uvolnění předlohové hřídele v rovině yz

Nyní rozeptí rovnice statické rovnováhy pro tuto hřídel v rovině **zy** a vyjádřím reakce C_Y a D_Y . Rozměry r , s a t jsem odečetl z výkresu sestavy převodovky (Příloha D).

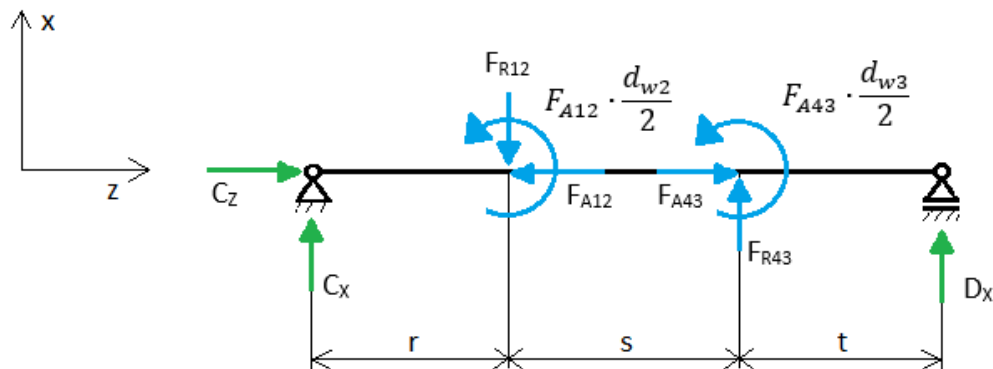
$$y: C_Y - F_{T12} - F_{T43} + D_Y = 0 \quad (60)$$

$$M_C: -F_{T12} \cdot r - F_{T43} \cdot (r + s) + D_Y \cdot (r + s + t) = 0 \quad (61)$$

$$D_Y = \frac{F_{T12} \cdot r + F_{T43} \cdot (r + s)}{r + s + t} = \frac{4812,55 \cdot 51 + 14976,2 \cdot (51 + 62)}{51 + 62 + 64,75} = 10901,549 \text{ N} \quad (62)$$

$$C_Y = F_{T12} + F_{T43} - D_Y = 4812,55 + 14976,2 - 10901,549 = 8887,201 \text{ N} \quad (63)$$

Pro zjištění reakcí v rovině **xz** je nutné provést další uvolnění i do této roviny viz (Obrázek č. 24).



Obrázek č. 24: Uvolnění předlohové hřídele v rovině **xz**

Statické rovnice rovnováhy do roviny **xz** pro smysl otáčení 1 potom budou (64), (65), (66).

$$x: C_X - F_{R12} + F_{R43} + D_x = 0 \quad (64)$$

$$z: C_Z + F_{A43} - F_{A12} = 0 \quad (65)$$

$$M_C: F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{R12} \cdot r + F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{R43} \cdot (r + s) + D_x \cdot (r + s + t) = 0 \quad (66)$$

Z těchto rovnic mohu opět vyjádřit jednotlivé reakce (67), (68), (69).

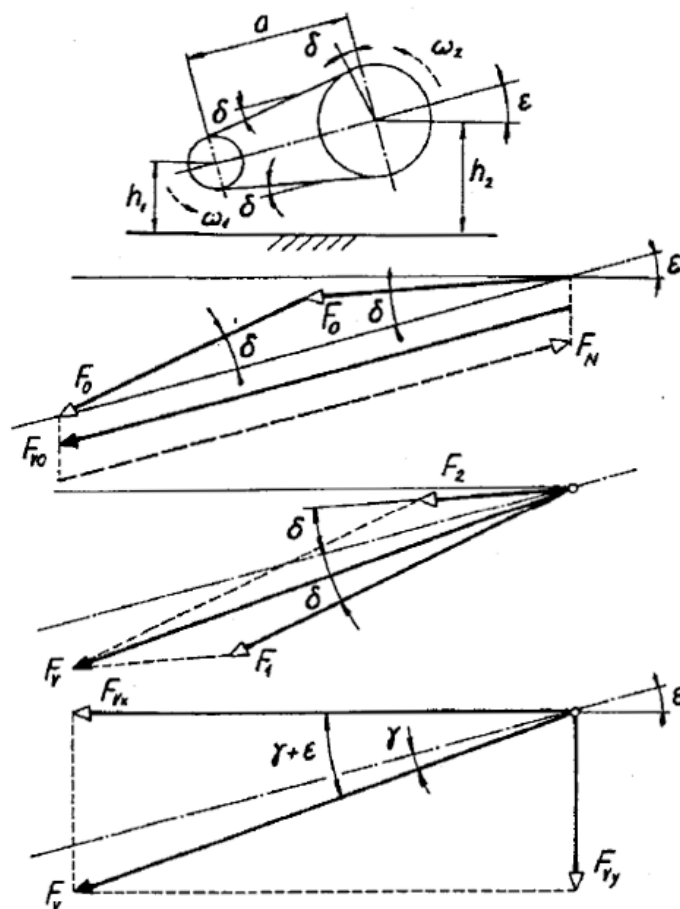
$$\begin{aligned}
 D_X &= \frac{F_{R12} \cdot r - F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{R43} \cdot (r + s)}{r + s + t} \\
 &= \frac{1790,756 \cdot 51 - 1022,938 \cdot \frac{231,193}{2} - 2104,767 \cdot \frac{72,809}{2} - 5504,459 \cdot (51 + 62)}{51 + 62 + 64,75} \quad (67)
 \end{aligned}$$

$$= -4081,710 \text{ N}$$

$$C_X = F_{R12} - F_{R43} - D_x = 1790,756 - 5504,459 + 4081,710 = 368,007 \text{ N} \quad (68)$$

$$C_Z = F_{A12} - F_{A43} = 1022,938 - 2104,767 = -1081,829 \text{ N} \quad (69)$$

Při výpočtu reakcí na vstupní hřídeli je nutné zohlednit výslednou sílu F_V vzniklou od řemenového převodu a rozložit ji na složky F_{Vx} a F_{Vy} (Obrázek č. 25). Výpočet těchto složek vychází ze silových poměrů při provozu řemenového převodu, výsledná síla F_V je totiž od vodorovné roviny odkloněna o úhel γ , v mém případě je celý řemenový převod navíc skloněn pod úhlem ε [8].

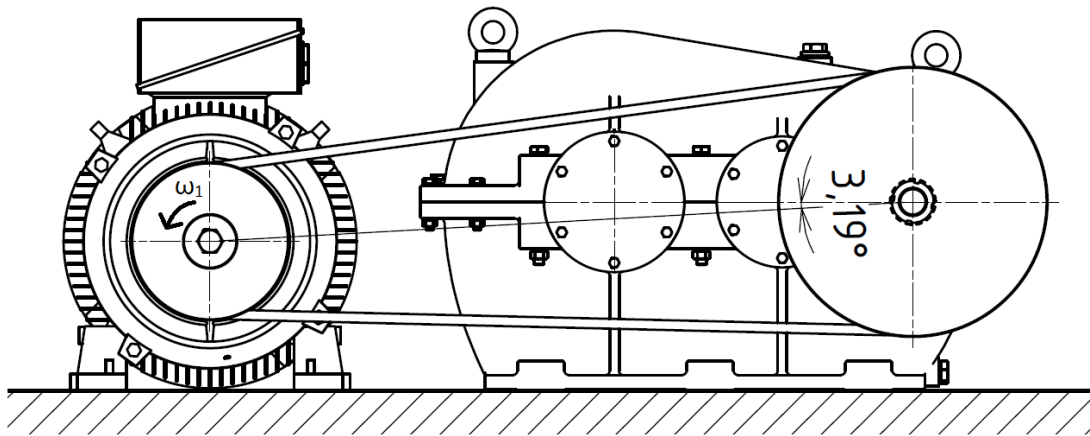


Obrázek č. 25: Silové poměry řemenového převodu [8]

Úhel γ se dle [8] z parametrů řemenového převodu spočítá jako (70).

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{F}{F_v} \cdot \sin\left(\frac{180^\circ - \alpha_{rem}}{2}\right)\right) = \arcsin\left(\frac{911,825}{1898,710} \cdot \sin\left(\frac{180^\circ - 170,823^\circ}{2}\right)\right) = 2,202^\circ \quad (70)$$

Úhel $\varepsilon = 3,190^\circ$ jsem zjistil ze vzájemné polohy elektromotoru a převodovky při podstavách umístěných ve stejné výšce (Obrázek č. 26).



Obrázek č. 26: Schéma pro odečtení úhlu ε

Pro smysl otáčení 1 je přitěžována horní část řemene a odlehčována spodní, potom složka F_{VX1} bude (71).

$$F_{VX1} = F_v \cdot \cos(\varepsilon + \gamma) = 1898,710 \cdot \cos(3,190 + 2,202) = 1890,308 \text{ N} \quad (71)$$

Při zohlednění kladných směrů sil v souřadném systému převodovky je pak složka F_{VY1} spočtena dle vzorce (72).

$$F_{VY1} = -F_v \cdot \sin(\varepsilon + \gamma) = -1898,710 \cdot \sin(3,190 + 2,202) = -178,420 \text{ N} \quad (72)$$

Pro smysl otáčení 2 je přitěžována spodní část řemene a výpočet síly F_{VX2} bude vypadat následovně (73).

$$F_{VX2} = F_v \cdot \cos(\varepsilon - \gamma) = 1898,710 \cdot \cos(3,190 - 2,202) = 1898,428 \text{ N} \quad (73)$$

Z výsledku je patrné, že výsledný úhel je příliš malý na to, aby se významněji projevil. Pro smysl otáčení 2 jsem tedy rozklad sil zanedbal a položil $F_{VX2} = F_v$ a $F_{VY2} = 0 \text{ N}$.

Výpočet reakcí ostatních hřídelí již probíhá obdobně, hřídel se uvažuje jako staticky určitý nosník, pro který se ze zatížení vypočítají reakce ve dvou navzájem kolmých rovinách.

V následujících tabulkách (Tabulka č. 16), (Tabulka č. 17) jsou uvedeny výsledné reakce pro všechny hřídele pro smysl otáčení 1 a smysl otáčení 2.

Tabulka č. 16: Reakce v podporách pro smysl otáčení 1

	Podpora A [N]	Podpora B [N]	Podpora C [N]	Podpora D [N]	Podpora E [N]	Podpora F [N]
Směr X	-2111,363	2210,925	368,007	-4081,710	3858,016	1646,264
Směr Y	-3518,177	-1115,920	8887,201	10901,549	-5729,837	-9245,873
Směr Z	-1022,932	-	-1081,829	-	-	2104,699

Tabulka č. 17: Reakce v podporách pro smysl otáčení 2

	Podpora A [N]	Podpora B [N]	Podpora C [N]	Podpora D [N]	Podpora E [N]	Podpora F [N]
Směr X	-2403,483	2511,447	-1824,433	-1889,102	353,955	5150,325
Směr Y	3425,625	1386,893	-8887,201	-10901,549	5729,837	9245,873
Směr Z	1022,932	-	1081,829	-	-	-2104,699

3.5.4. Kontrola ložisek

Kontrola ložisek vychází z výpočtu trvanlivosti ložiska, tedy doby, po kterou je ložisko schopno pracovat bez známek únavy materiálu. Z rovnice trvanlivosti ložiska mohou při známém zatížení zjistit trvanlivost ložiska v hodinách. Pro ložiska se zatížení dělí na radiální a axiální, toto vypočítám ze zjištěných reakcí. Jednotlivá ložiska budu navrhovat na nepříznivější zatížení ze dvou možných smyslů otáčení hřídelí. Minimální dobu trvanlivosti stanovím dle [8] na $L_h = 25000$ h.

Jako první vypočítám radiální a axiální zatížení ložisek z nepříznivějších provozních stavů, tedy z větších velikostí reakcí ze dvou možných směrů otáčení. Pro přehlednost jsem výsledky zpracoval do tabulky (Tabulka č. 18).

$$F_{rA} = \sqrt{A_X^2 + A_Y^2} = \sqrt{2403,483^2 + 3425,625^2} = 4184,690 \text{ N} \quad (74)$$

$$F_{aA} = A_Z = 1022,932 \text{ N} \quad (75)$$

Tabulka č. 18: Výsledné reakce pro kontrolu ložisek

	Ložisko A	Ložisko B	Ložisko C	Ložisko D	Ložisko E	Ložisko F
Fr [N]	4184,690	2868,944	9072,336	11640,324	6907,628	10583,573
Fa [N]	1022,932	-	1081,829	-	-	2104,699

Z katalogu ložisek [13] jsem vyhledal základní dynamickou únosnost ložiska. Na základě poměru axiálního zatížení k základní statické bezpečnosti a jeho vztahu k poměru axiálního zatížení k radiálnímu jsem vyhledal z [13] axiální a radiální součinitele.

Z [8] jsem odečetl exponent trvanlivosti $p = 3$ pro kuličková ložiska a $p = \frac{10}{3}$ pro ostatní ložiska. Hodnoty pro jednotlivá ložiska jsem zpracoval do tabulky (Tabulka č. 19).

Tabulka č. 19: Únosnosti a součinitele ložisek

	Ložisko A SKF 6406	Ložisko B SKF 6406	Ložisko C SKF 6309	Ložisko D SKF 6309	Ložisko E SKF 6212	Ložisko F SKF 6212
C [N]	43600	43600	55300	55300	55300	55300
C₀ [N]	23600	23600	31500	31500	36000	36000
F_a/C₀	0,043	-	0,034	-	-	0,058
F_a/F_r	0,244	-	0,119	-	-	0,199
X	0,56	1	1	1	1	1
Y	1,8	0	0	0	0	0

Z tabulky vyplývá že se ve výpočtech projeví axiální zatížení pouze na ložisku A. Nejdříve vypočtu dynamické ekvivalentní zatížení F podle (76).

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 4184,690 + 1,8 \cdot 1022,932 = 4184,704 \text{ N} \quad (76)$$

Nyní mohu počítat trvanlivost ložiska L_h v hodinách ze vzorce (77).

$$L_{hA} = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{43600}{4184,704}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot \frac{720}{1,75}} = 45816 \text{ h} \quad (77)$$

Ložisko A vyhovuje podmínce minimální doby trvanlivosti. Pro ostatní ložiska budu za dynamické ekvivalentní zatížení F považovat pouze radiální složku zatížení F_r .

$$L_{hB} = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{43600}{2868,944}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot \frac{720}{1,75}} = 142182 \text{ h} \quad (78)$$

Ložisko B podmínce minimální doby trvanlivosti vyhovuje také. Tyto, i výsledky pro ostatní ložiska jsem zpracoval do tabulky (Tabulka č. 20).

Tabulka č. 20: Trvanlivosti ložisek

	Ložisko A SKF 6406	Ložisko B SKF 6406	Ložisko C SKF 6309	Ložisko D SKF 6309	Ložisko E SKF 6212	Ložisko F SKF 6212
L_h [h]	45816	142182	43458	20574	388314	107962

Ložisko D podmínce minimální trvanlivosti nevyhovuje, proto volím ložisko válečkové s označením ZKL NU 309 s posuvným vnitřním kroužkem. Základní dynamická únosnost tohoto ložiska je $C = 112000 \text{ N}$.

$$L_{hD} = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{112000}{11640,324}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot \frac{720}{1,75 \cdot 4,737}} = 363552 \text{ h} \quad (79)$$

Nyní již vyhovují podmínce minimální trvanlivosti všechna zvolená ložiska. Některá ložiska mají výrazně vyšší trvanlivost, než je potřeba, ovšem s přihlédnutím k ceně ložisek a co nejjednodušší výrobě převodové skříně, ponechám ložiska zvolená takto.

3.5.5. Kontrola per

V průběhu návrhu konstrukce převodovky jsem změnil některá navržená těsná pera pod ozubenými koly, řemenicí a hřídelovou spojkou. Tato pera zkontroluji z hlediska dovoleného tlaku $p_D = 100 \text{ Nmm}^{-2}$.

Pero ČSN 02 2562 8e7 x 7 x 70 pod řemenicí na vstupní hřídeli.

$$p_D = \frac{4 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 117443}{30 \cdot 7 \cdot 62} = 36,081 \text{ Nmm}^{-2} \quad (80)$$

Dvě pera ČSN 02 2562 14e7 x 9 x 40 pootočená o 120° pod ozubeným kolem na předlohové hřídeli.

$$p_D = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{II} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 545201}{50 \cdot 9 \cdot 52} = 93,197 \text{ Nmm}^{-2} \quad (81)$$

Dvě pera ČSN 02 2562 18e7 x 11 x 80 pootočená o 120° pod ozubeným kolem na výstupní hřídeli.

$$p_D = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{d \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 2107267}{65 \cdot 11 \cdot 124} = 95,072 \text{ Nmm}^{-2} \quad (82)$$

Dvě pera ČSN 02 2562 18e7 x 11 x 90 pootočená o 120° pod hřídelovou spojkou na výstupní hřídeli.

$$p_D = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{d_{III} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 2107267}{60 \cdot 11 \cdot 144} = 88,690 \text{ Nmm}^{-2} \quad (83)$$

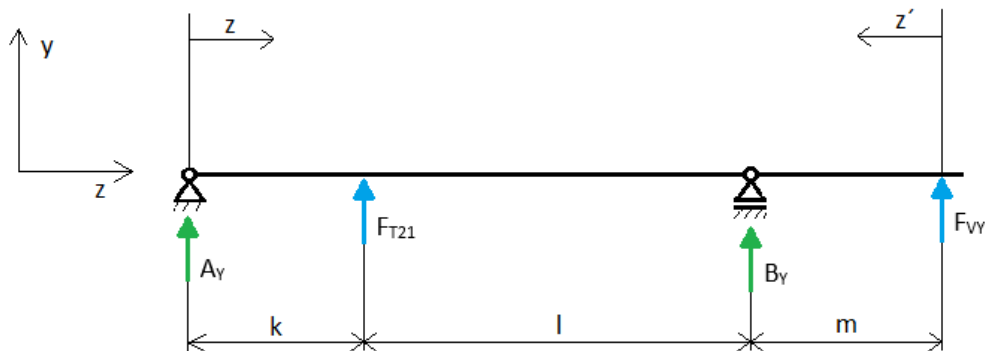
Všechna pera vyhovují z hlediska dovoleného tlaku $p_D = 100 \text{ Nmm}^{-2}$. Vzhledem k tomu, že všechna pera jsou vsazena do hřídelí s průměrem $d = 30 \text{ mm}$ a větším, není nutné je kontrolovat na střiž [8].

3.5.6. Statická kontrola hřídelí

Při statické kontrole hřídelí se kontroluje výsledné redukované napětí σ_{red} a porovnává s maximálním dovoleným napětím v ohybu σ_{Do} [8]. Na hřídele jsem zvolil ocel ČSN 12 051. Dovolené napětí v ohybu volím s přihlédnutím k ohybové tuhosti hřídelí, materiálu hřídelí a literatuře [19] a [8] $\sigma_{Do} = 90 \text{ Nmm}^{-2}$.

Statická kontrola tedy spočívá ve stanovení průběhu ohybových momentů po délce hřídele ve dvou navzájem kolmých rovinách, stanovení úseků, kde se přenáší kroutící moment a následném výpočtu redukovaného napětí. Kontrola hřídelí se provádí v kritických místech, těmito místy jsou: oblasti s maximální hodnotou ohybových momentů, místa pod ozubenými koly, místa s oslabenými průřezy a místa pod ložisky v působištích reakcí. V následujícím textu jsem provedl statickou kontrolu vstupní hřídele pod ozubeným kolem pro smysl otáčení 1.

Z vypočtených reakcí v podporách, známého zatížení a rozměrů vstupní hřídele mohu sestavit metodou řezu rovnice průběhu ohybového momentu v rovinách xz a yz . Následuje uvolnění vstupní hřídele v rovině yz (Obrázek č. 27).



Obrázek č. 27: Uvolnění vstupní hřídele v rovině yz

V uvolnění jsem zavedl souřadnice z a z' pro snadnější vyjádření rovnic, tyto sestavím pro každé pole zvlášť.

$$M_{oyz} = A_Y \cdot z, \quad z \in (0; k) \quad (84)$$

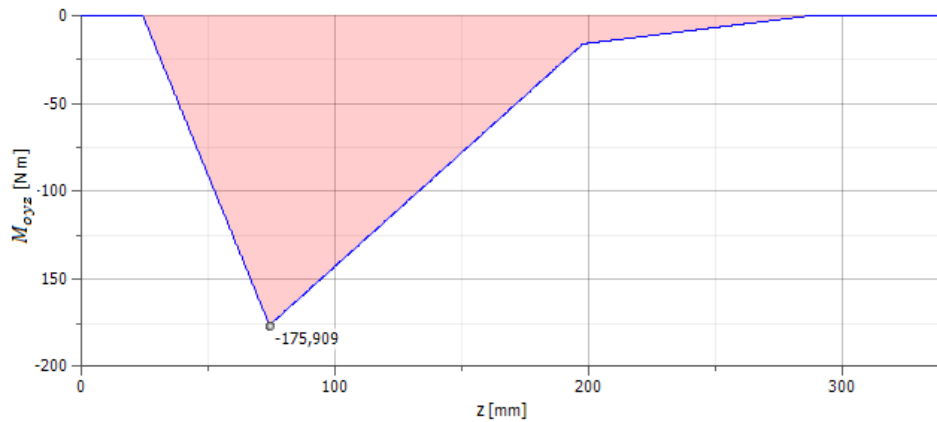
$$M_{oyz} = A_Y \cdot z + F_{T21} \cdot (z - k), \quad z \in (k; k + l) \quad (85)$$

$$M_{oyz} = F_{VY1} \cdot z', \quad z' \in (0; m) \quad (86)$$

Z rovnic vyplývá, že největší ohybový moment pod ozubeným kolem vznikne v působišti síly F_{T21} . Velikost ohybového momentu spočítám jako (87).

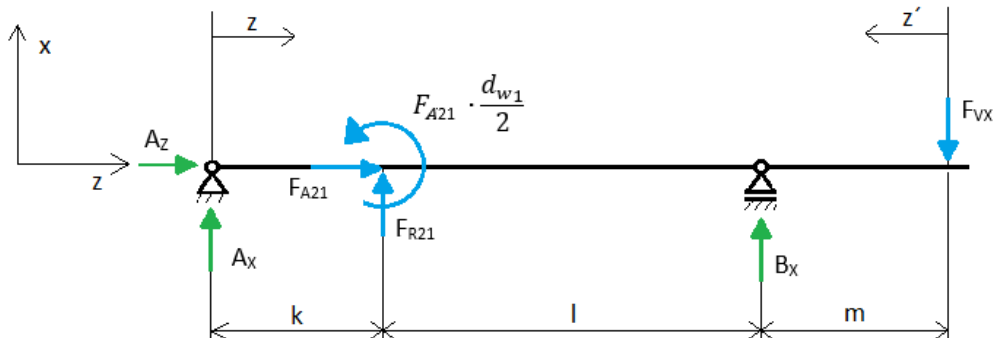
$$M_{oyz}^{max} = A_Y \cdot k = -3518,177 \cdot 50 = -175908,850 \text{ Nmm} \quad (87)$$

Průběh momentu jsem zpracoval do grafu pomocí programu Autodesk Inventor (Obrázek č. 28).



Obrázek č. 28: Průběh ohybového momentu na vstupní hřídeli v rovině yz

Obdobně jsem postupoval i při zjišťování průběhu ohybového momentu v rovině xz a hřídel jsem nejprve uvolnil (Obrázek č. 29).



Obrázek č. 29: Uvolnění vstupní hřídele v rovině xz

Momentové rovnice pro jednotlivá pole sestavím opět metodou řezu.

$$M_{oxz} = A_x \cdot z, \quad z \in (0; k) \quad (88)$$

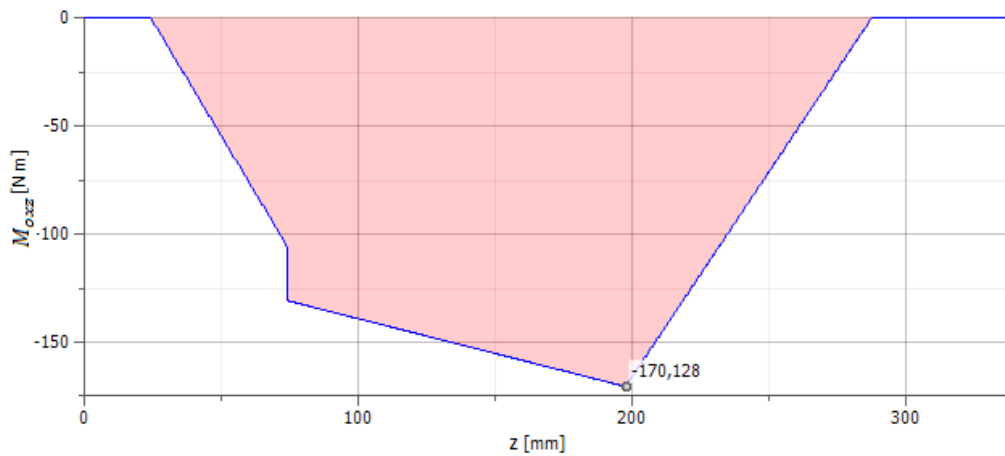
$$M_{oxz} = A_x \cdot z + F_{R21} \cdot (z - k) - F_{A21} \frac{d_{w1}}{2}, \quad z \in (k; k + l) \quad (89)$$

$$M_{oxz} = -F_{Vx1} \cdot z', \quad z' \in (0; m) \quad (90)$$

Rovnice jsou opět tvořeny křivkami prvního řádu, maxima tedy musí nabývat na okrajích intervalů. V místě působivosti síly F_{R21} se v průběhu momentu bude vyskytovat skok způsobený ohybovým momentem $F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}$, průběh momentu v rovině xz jsem znázornil pomocí programu Autodesk Inventor do grafu (Obrázek č. 30).

$$M_{oxz}^{max} = A_x \cdot k - F_{A21} \frac{d_{w1}}{2} = -2111,363 \cdot 50 - 1022,932 \cdot \frac{48,8}{2} \quad (91)$$

$$= -130527,691 \text{ Nmm}$$



Obrázek č. 30: Průběh ohybového momentu na vstupní hřídeli v rovině xz

Z průběhů ohybových momentů v jednotlivých rovinách vyplývá, že největší ohybový moment pod ozubeným kolem je přímo v působišti sil F_{R21} a F_{T21} . V tomto místě tedy hřídel zkontroluji. Celkový ohybový moment v tomto místě bude (92).

$$M_o^{max} = \sqrt{M_{oyz}^{max2} + M_{oxz}^{max2}} = \sqrt{175908,850^2 + 130527,691^2} \quad (92)$$

$$= 219046,574 \text{ Nmm}$$

Průběh kroutícího momentu uvažuji zjednodušeně konstantní od středu ozubeného kola do středu řemenice a nabývá hodnoty $M_k = 117443 \text{ Nmm}$. Nyní mohu spočítat redukovaný moment v ohybu M_{red} , při výpočtu použiji hypotézu HMH, tedy $\alpha_\sigma = \sqrt{3}$.

$$M_{red} = \sqrt{M_o^{max2} + \left(\frac{\alpha_\sigma}{2} \cdot M_k\right)^2} = \sqrt{219046,574^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 117443\right)^2} \quad (93)$$

$$= 241507,858 \text{ Nmm}$$

Modul průřezu v ohybu v průřezu pod ozubeným kolem je (94).

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283,185 \text{ mm}^3 \quad (94)$$

Redukované napětí pak spočítám jako (95).

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_o} = \frac{241507,858}{6283,185} = 38,437 \text{ Nmm}^{-2} \quad (95)$$

$$\sigma_{red} = 38,437 \text{ Nmm}^{-2} < \sigma_{Do} = 90 \text{ Nmm}^{-2} \quad (96)$$

Hřídel v tomto průřezu vyhovuje podmínce dovoleného napětí v ohybu $\sigma_{red} < \sigma_{Do}$. Ostatní části vstupní hřídele a další dvě hřídele jsem zkontroloval v programu Autodesk Inventor, na základě vytvořeného modelu hřídele a specifikovaného zatížení je program schopen generovat průběhy redukovaného napětí v celé délce hřídele, po správném zadání zatížení tedy stačí zkontrolovat maximální dosahované hodnoty z grafů a porovnat s dovoleným napětím. Průběhy redukovaných napětí pro oba možné směry otáčení jsou k dispozici v příloze (Příloha A). Z těchto grafů je patrné, že napětí nepřesáhne dovolenou hodnotu ani v jednom z případů.

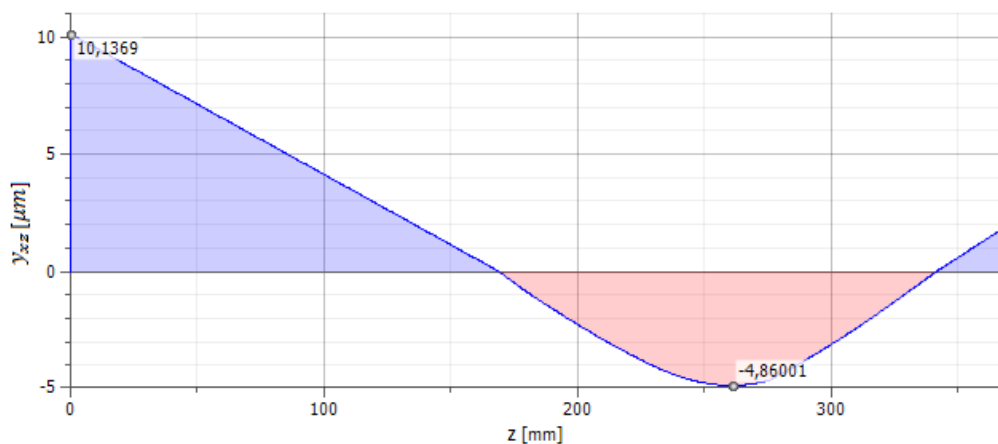
3.5.7. Kontrola ohybové tuhosti

Pro kontrolu ohybové tuhosti jsem využil CAD programu Autodesk Inventor. Na základě 3D modelů jednotlivých hřídelí, použitého materiálu a známých zatížení jsem zjistil průběhy průhybu po délce hřídelí (Obrázek č. 31), (Obrázek č. 32) a průběhy natočení. Pro správnou funkčnost převodovky je nutné zkontrolovat hodnoty průhybů a natočení v místě ozubených kol a pastorků a porovnat s dovolenými hodnotami. Pro ložiska je zase důležitá hodnota natočení v místě ložisek a hodnota maximálního průhybu mezi ložisky.

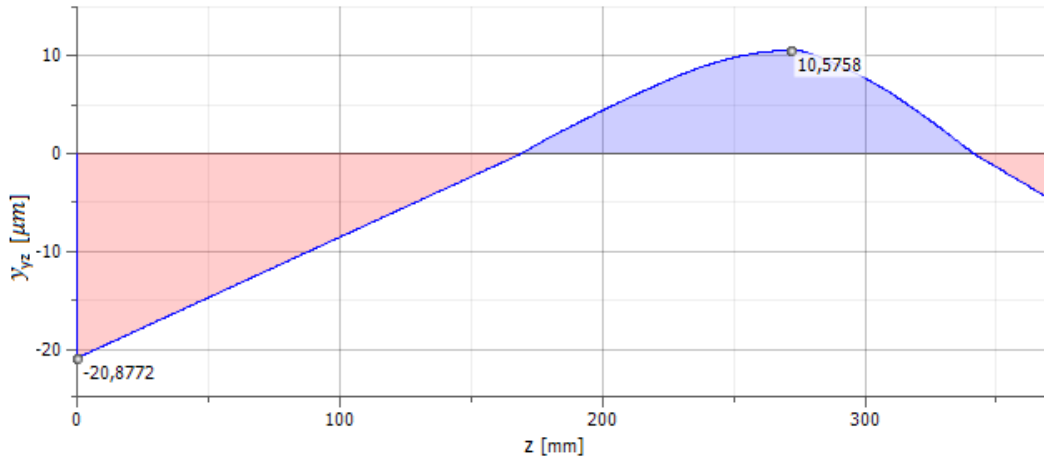
Pro výpočty je nutné znát výpočtové charakteristiky materiálu zvoleného na hřídele a ozubená kola (Tabulka č. 21), na tyto součásti jsem při návrhu zvolil ocel ČSN 12 051, minimální hodnotu meze kluzu R_{emin} jsem získal na webu firmy Bohdan Bolzano s. r. o. [21], Poissonovu konstantu ν a modul pružnosti v tahu E jsem volil dle [22].

Tabulka č. 21: Výpočtové vlastnosti materiálu pro hřídele a kola

Označení ČSN	Mez kluzu R_{emin} [Nmm ⁻²]	Modul pružnosti v tahu E [Nmm ⁻²]	Poissonova konstanta ν [1]
12 051	320	206000	0,3

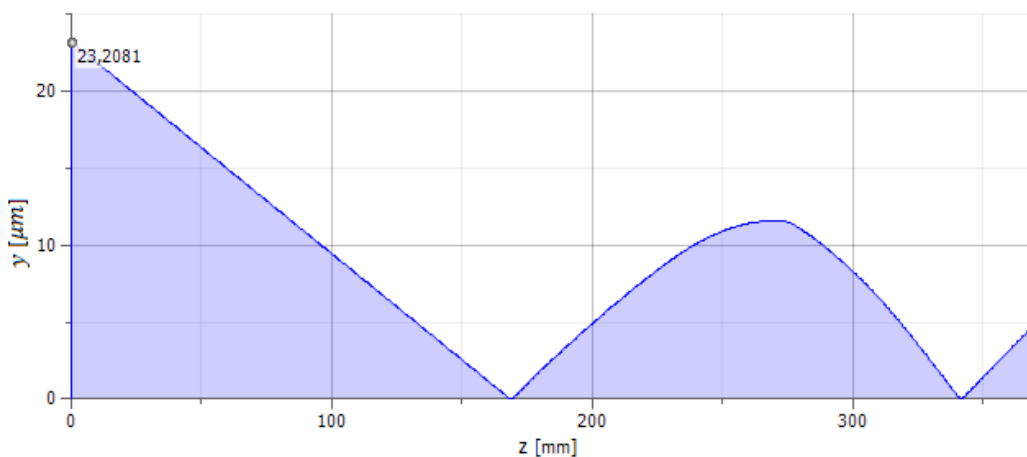


Obrázek č. 31: Průhyb výstupní hřídele v rovině xz pro směr otáčení 1



Obrázek č. 32: Průhyb výstupní hřídele v rovině yz pro směr otáčení 1

Pro kontrolu průhybu pod ozubeným kolem odečtu z grafů průhyby v jednotlivých rovinách, superpozicí dílčích průhybů je celkový průhyb hřídele (Obrázek č. 33).



Obrázek č. 33: Superpozice průhybu výstupní hřídele pro směr otáčení 1

Superpozice znázorněná na (Obrázek č. 33) je pouze vektorovým součtem průhybů v jednotlivých rovinách, neznázorňuje směrovou orientaci výsledného průhybu hřídele. Průhyb pod ozubeným kolem dosahuje maxima $y_K = 0,0116 \text{ mm}$. Maximální průhyb pod ozubeným kolem může dle [8] nabýt pro čelní ozubená kola maximální hodnoty (97).

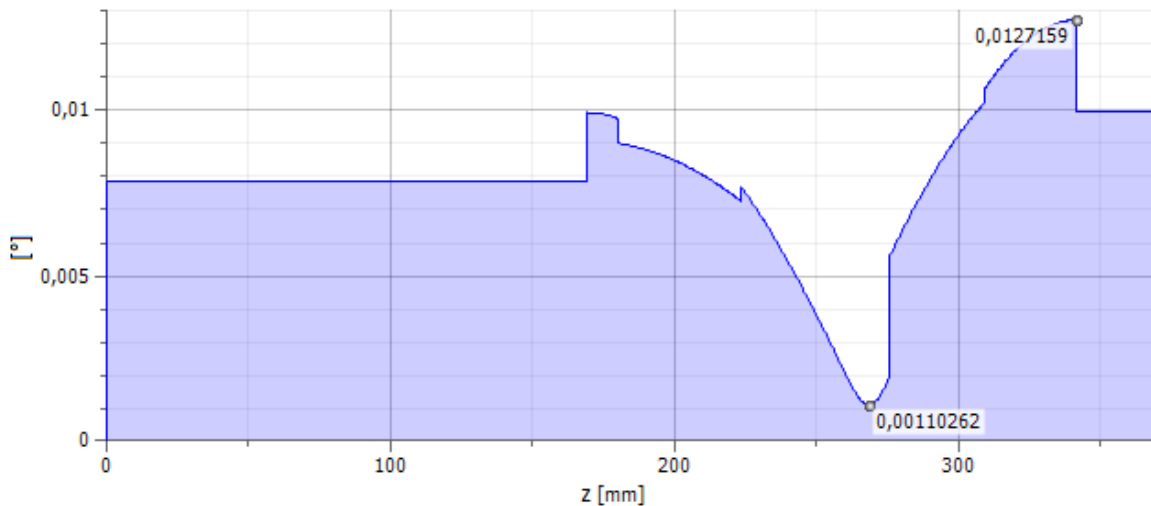
$$y_{DK} = \frac{m}{100} = \frac{2,5}{100} = 0,025 \text{ mm} \quad (97)$$

$$y_K = 0,0116 \text{ mm} < y_{DK} = 0,025 \text{ mm} \quad (98)$$

Hřídel tedy vyhovuje podmínce průhybu pod ozubeným kolem. Dalším krokem je kontrola maximálního průhybu hřídele mezi ložisky, ten musí být menší než dovolená hodnota stanovená podle [8] vzorcem (99), kde l je vzdálenost ložisek.

$$y_{Dmax} = \frac{l}{3000} = \frac{172,5}{3000} = 0,058 \text{ mm} \quad (99)$$

Protože maximální průhyb mezi ložisky je totožný s maximálním průhybem pod ozubeným kolem, hřídel i této podmínce vyhovuje. Dále je nutné zkontrolovat úhel natočení v místě pod ozubeným kolem. Pro kontrolu použiji pouze výsledný graf superpozice natočení hřídele v rovinách xz a yz (Obrázek č. 34).



Obrázek č. 34: Superpozice natočení výstupní hřídele pro směr otáčení 1

Nejvyšší hodnotou natočení pod ozubeným kolem je $\varphi_k = 0^\circ 0' 37''$, maximální dovolená hodnota natočení je dle [8] $\varphi_{DK} = (3' - 7')$. Hřídel tedy podmínce maximálního natočení pod ozubeným kolem vyhovuje.

Poslední kontrolou je natočení hřídele pod ložisky, pro kuličková ložiska je dle [8] hodnota maximálního dovoleného natočení pod ložiskem $\varphi_{DL} = (5' - 10')$.

Natočení hřídele pod ložiskem E je z grafu $\varphi_{LE} = 0^\circ 0' 36''$.

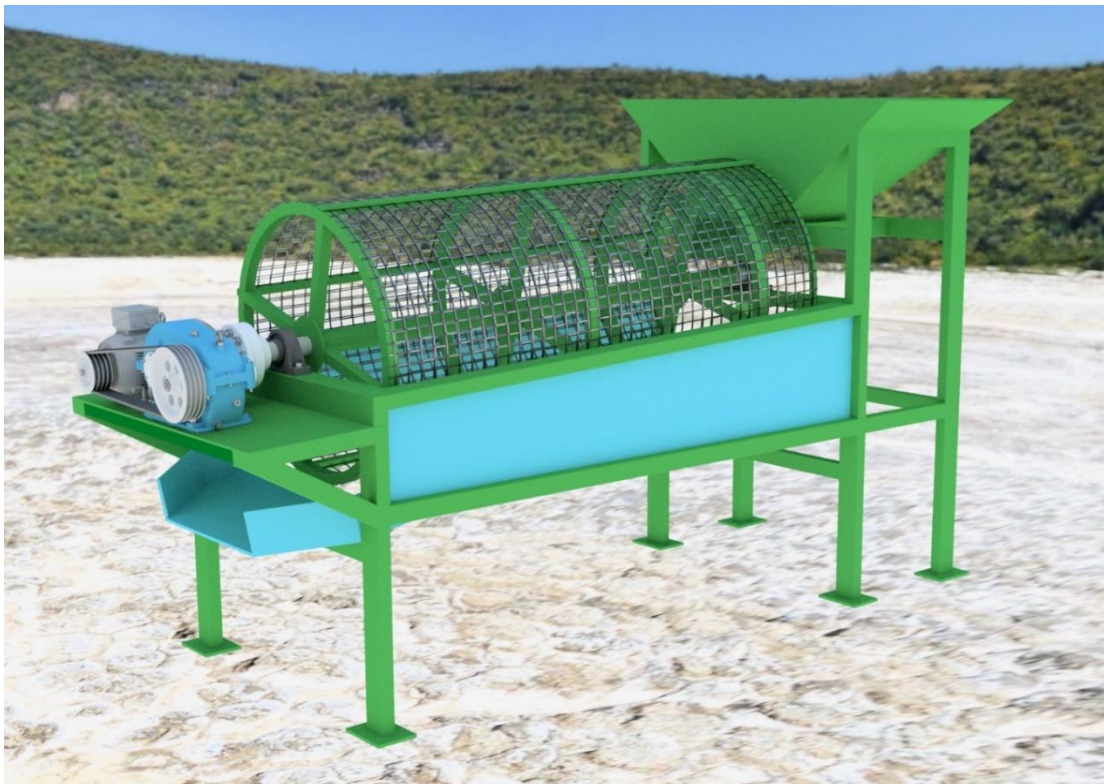
Natočení hřídele pod ložiskem F je z grafu $\varphi_{LF} = 0^\circ 0' 46''$.

Hřídel vyhovuje podmínce maximálního natočení pod oběma ložisky. Ostatní hřídele taktéž vyhovují podmínkám maximálního průhybu a podmínkám maximálního natočení, a to pro oba směry otáčení. Kontrola opět spočívá v odečtení maximálních průhybů a natočení v kritických místech hřídele a jejich porovnáním s maximálními dovolenými hodnotami. Průběhy průhybů a natočení pro jednotlivé hřídele jsou znázorněny v přílohách (Příloha B), (Příloha C).

4. Závěr

Cílem bakalářské práce byla rešerše běžných řešení třídiček zeminy, návrh pohonu bubnové třídičky zeminy, kontrola vybraných uzlů pohonu a zpracování 3D koncepčního návrhu třídičky. Začal jsem zpracováním koncepčního návrhu, na základě jeho rozměrových dispozic jsem navrhl řešení sestavy pohonu. Pohon tvoří osmipólový asynchronní elektromotor SIEMENS 1LE1002-1DD33-4AA4 spojený s dvoustupňovou převodovkou pomocí čtyř klínových řemenů průřezu SPB a dvou příslušných řemenic. Spojení převodovky s bubnem třídičky zeminy jsem navrhl pružnou hřídelovou spojkou BOKU-N-A St 400. Hřídele a ozubená kola jsem navrhl z oceli ČSN 12 051. V průběhu návrhu jednotlivých uzlů jsem vyřešil konstrukční detaily jako například uložení hřídelí v převodovce a umístění závěsných šroubů pro manipulaci. Převodovou skříň jsem navrhl jako odlitek z litiny s lupínkovým grafitem. Provedl jsem základní kontroly per, ozubení a hřídelí v převodovce a zpracoval výkres sestavy převodovky uvedený v příloze (Příloha D). Výsledkem mé práce je koncepční návrh bubnové třídičky zeminy s navrženým pohonem. Navržená bubnová třídička zeminy (Obrázek č. 35) by byla vhodná do malosériové až sériové produkce vzhledem k volbě kovaných polotovarů ozubených kol a odlévané převodové skříni.

V dalším postupu realizace zařízení bych nejdříve zkontroloval hřídele převodovky vzhledem k únavové pevnosti, koncepční návrh zařízení bych dále rozpracoval a rozšířil o elektroinstalaci pohonu a zakrytování řemenového převodu. Následovala by analýza namáhání konstrukce bubnové třídičky a případné konstrukční změny. Navržené zařízení se hodí pro třídění zeminy a dalších sypkých materiálů v zahradnictvích, nebo na stavbách.



Obrázek č. 35: Koncepční návrh třídičky zeminy osazený pohonem

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbole označené „ ' “ jsou návrhové hodnoty

Zkratka/Symbol	Jednotka	Význam
P_b	$[kW]$	Potřebný výkon na bubnu třídičky
η	$[1]$	Účinnost jednotlivých převodů
η_c	$[1]$	Celková účinnost převodovky
P_m	$[kW]$	Potřebný výkon motoru
i_c	$[1]$	Celkový převodový poměr sestavy
n_m	$[min^{-1}]$	Jmenovité otáčky motoru
n_b	$[min^{-1}]$	Provozní otáčky bubnu
i	$[1]$	Celkový převodový poměr převodovky
i_{rem}	$[1]$	Převodový poměr řemenového převodu
i_{12}	$[1]$	Převodový poměr prvního soukolí
i_{34}	$[1]$	Převodový poměr druhého soukolí
z_i	$[1]$	Počet zubů jednotlivých kol a pastorků
i_{roz}	$[1]$	Rozdíl převodových poměrů $i_{12} - i_{34}$
M_{km}	$[Nmm]$	Kroutící moment motoru
M_{ki}	$[Nmm]$	Kroutící momenty na jednotlivých hřídelích
ω_m	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost hřídele motoru
m	$[1]$	Modul ozubení
K_A	$[1]$	Součinitel vnějších dynamických sil
$K_{H\beta}$	$[1]$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů
σ_{FP}	$[Nmm^{-2}]$	Napětí v ohybu povolené
b_{WF}	$[mm]$	Valivá šířka ozubeného kola
V_{HV}	$[HV]$	Tvrдость boku zubu ozubených kol
J_{HV}	$[HV]$	Tvrдость jádra zubu ozubených kol
$\sigma_F^0 limb$	$[Nmm^{-2}]$	Bázová hodnota meze únavy v ohybu
$\sigma_H^0 limb$	$[Nmm^{-2}]$	Bázová hodnota meze únavy v dotyku
a_i	$[mm]$	Osová vzdálenost ozubených kol
β_i	$[^\circ]$	Úhel sklonu zubů
a_{tw}	$[mm]$	Normalizované osové vzdálenosti ozubených kol
Δ_i	$[mm]$	Rozdíl vypočtené a norm. osové vzdálenosti
Δ_{mezi}	$[mm]$	Mezní rozdíl vypočtené a norm. osové vzdál.
α_{ti}	$[^\circ]$	Úhel záběru v čelní rovině
α_{twi}	$[^\circ]$	Valivý úhel záběru v čelní rovině
x_i	$[1]$	Jednotkový posun ozubeného kola
d_{ai}	$[mm]$	Průměr hlavové kružnice

Zkratka/Symbol	Jednotka	Význam
h_a^*	[1]	Součinitel výšky hlavy zubu
Ψ_{im}	[1]	Poměrná šířka ozubeného kola
τ	[Nmm ⁻²]	Napětí v krutu
W_{ki}	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
d_i	[mm]	Průměr hřídele
τ_{Di}	[Nmm ⁻²]	Dovolené napětí v krutu
P_0	[kW]	Jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem
a_r	[mm]	Osová vzdálenost řemenic
$d_{\check{r}i}$	[mm]	Průměr řemenice
$\alpha_{\check{r}}$	[°]	Úhel opásání malé řemenice
C_α	[1]	Součinitel úhlu opásání
C_L	[1]	Součinitel dynamičnosti zatížení a prac. cyklu
C_k	[1]	Součinitel délky řemene
C_p	[1]	Součinitel počtu řemenů
P_L	[kW]	Výkon přenášený jedním řemenem
$z_{\check{r}}$	[1]	Počet řemenů
L_P	[mm]	Výpočtová délka řemene
$F_{\check{r}}$	[N]	Obvodová síla řemenového převodu
F_1	[N]	Síla v přitěžované části řemenu
F_2	[N]	Síla v odlehčené části řemenu
F_N	[N]	Celková napínací síla řemenu
F_V	[N]	Výsledná síla působící na hřídel pod řemenicí
p_D	[Nmm ⁻²]	Dovolený tlak pera
h	[mm]	Výška pera
l_a	[mm]	Činná délka pera
S_F	[1]	Bezpečnost proti vzniku únav. lomu v patě zubu
S_H	[1]	Bezpečnost proti vzniku únav. pošk. boků zubů
F_T	[N]	Tečná síla působící na ozubení
F_R	[N]	Radiální síla působící na ozubení
F_A	[N]	Axiální síla působící na ozubení
γ	[°]	Úhel sklonu síly F_V od spojnice středů řemenic
ε	[°]	Úhel sklonu řemenového převodu
F_{VX}	[N]	Průmět výsledné síly F_V do vodorovné roviny
F_{VY}	[N]	Průmět výsledné síly F_V do svislé roviny
F_r	[N]	Radiální síla působící na ložisko
F_a	[N]	Axiální síla působící na ložisko
p	[1]	Exponent trvanlivosti ložiska

Zkratka/Symbol	Jednotka	Význam
C	$[N]$	Základní dynamická únosnost ložiska
C_0	$[N]$	Základní statická únosnost ložiska
F	$[N]$	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
X	$[1]$	Radiální součinitel ložiska
Y	$[1]$	Axiální součinitel ložiska
L_h	$[h]$	Trvanlivost ložiska
M_{oyz}	$[Nmm]$	Moment na hřídeli v rovině yz
M_{oxz}	$[Nmm]$	Moment na hřídeli v rovině xz
d_{wi}	$[mm]$	Valivý průměr ozubeného kola
M_o	$[Nmm]$	Celkový ohybový moment na hřídeli
W_o	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu
M_{red}	$[Nmm]$	Redukovaný ohybový moment
σ_{red}	$[Nmm^{-2}]$	Redukované napětí
σ_{Do}	$[Nmm^{-2}]$	Dovolené napětí hřídele v ohybu
R_{emin}	$[Nmm^{-2}]$	Minimální hodnota meze kluzu
E	$[Nmm^{-2}]$	Modul pružnosti v tahu
ν	$[1]$	Poissonova konstanta
y_{DK}	$[mm]$	Dovolený průhyb hřídele pod ozubeným kolem
y_K	$[mm]$	Průhyb hřídele pod ozubeným kolem
y_{Dmax}	$[mm]$	Dovolený průhyb hřídele mezi ložisky
φ_{DK}	$[^\circ]$	Dovolené natočení hřídele pod ozubeným kolem
φ_K	$[^\circ]$	Natočení hřídele pod ozubeným kolem
φ_{DL}	$[^\circ]$	Dovolené natočení hřídele pod ložiskem
φ_L	$[^\circ]$	Natočení hřídele pod ozubeným ložiskem

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] EPA Elektrotechnické průmyslové aplikace. [Online] 27. Březen 2017.
<http://www.epa.cz/vibracni-a-tridici-technika/vibracni-tridicky/>.
- [2] *Alibaba.com*. [Online] [Citace: 29. Březen 2017.]
https://www.alibaba.com/product-detail/Good-Quality-Sand-Gravel-Trommel-Screen_60503691378.html.
- [3] *Třídíčky s. r. o.* [Online] [Citace: 29. Březen 2017.] <http://tridicky.cz/p12.html>.
- [4] *KovoVikrt.cz*. [Online] [Citace: 29. Březen 2017.]
<http://www.kovovikrt.cz/produkty/vibracni-tridice/>.
- [5] *Wikipedia.org*. [Online] [Citace: 22. Březen 2017.]
https://en.wikipedia.org/wiki/Trommel_screen. (popisky přeloženy do češtiny)
- [6] Hejhálek, Jiří. *stavebni-technika.cz*. [Online] [Citace: 27. Únor 2017.]
<https://www.stavebni-technika.cz/clanky/vyuziti-mobilni-tridicky-zemmler-ms-1600-v-praxi>.
- [7] *Alibaba.com*. [Online] [Citace: Březen. 26 2017.]
https://www.alibaba.com/product-detail/Hot-Sale-Vibrating-Sieve-Rotary-Drum_1264980881.html.
- [8] KUGL, Otmar. *PROJEKT - III. ročník*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1997.
ISBN 80-01-01638-2.
- [9] Převodová čísla, Převodovky s ozubenými koly všeobecného použití. *ČSN 03 1013*.
Praha : Český normalizační institut, 1979.
- [10] *Elektromotory.net*. [Online] [Citace: 25. Únor 2017.]
<http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-750-otacek/1le1001-1-1-2-2-1-2.html>.
- [11] Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol, Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Praha : Český normalizační institut, 1988. *ČSN 01 4686-4*.
- [12] Švec, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Mechanické převody*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [13] *ZKL.cz*. [Online] [Citace: 7. Březen 2017.] <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>.
- [14] Leinveber, Jiří a Vávra, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly : ALBRA spol s. r. o., 2011.
ISBN 978-80-7361-081-4.
- [15] *remeny-retezy.cz*. [Online] [Citace: 21. Březen 2017.] <http://www.remeny-retezy.cz/remeny/klinove-jednoduche/klasicke-obalovane/b-17x11/klinovy-remen-17x2160-li-b-2200-lw-optibelt-vb-2618.html>.
- [16] *TYMA.cz*. [Online] [Citace: 28. Březen 2017.]
<https://www.tyma.cz/produkty/remenice/klinove/klinove-standard/ks-spb-stand/>.
- [17] *TYMA.cz*. [Online] [Citace: 12. Březen 2017.]
<https://www.tyma.cz/produkty/hridelove-spojky/kwd/boku-n/>. (obrázek doplněn rozměry)
- [18] Bolek, Alfred a Kochman, Josef. *ČÁSTI STROJŮ - 1 svazek*. Praha : Nakladatelství technické literatury SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7.



- [19] Bolek, Alfred a Kochman, Josef. *ČÁSTI STROJŮ - 2. svazek*. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [20] Paramo.cz. [Online] [Citace: 27. Duben 2017.]
<https://eshop.paramo.cz/produkty/KatalogovyList.aspx?kodproduktu=V032141>.
- [21] Bolzano.cz. [Online] [Citace: 26. Březen 2017.]
<http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-mechanickych-vlastnosti>.
- [22] Michalec, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1995. ISBN 80-01-01333-2.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek č. 1: Třídič P12	2
Obrázek č. 2: Třídička MoleScreen Easy	3
Obrázek č. 3: Princip funkce bubnové třídičky	3
Obrázek č. 4: Třídič ZEMMLER Multiscreen MS 1600	4
Obrázek č. 5: Třídič firmy HAICHENG Machinery	4
Obrázek č. 6: Konstrukce bubnu.....	5
Obrázek č. 7: Konstrukce rámu	6
Obrázek č. 8: Konceptní návrh bubnové třídičky zeminy.....	6
Obrázek č. 9: Schéma pohonu	7
Obrázek č. 10: Rozměry zvoleného elektromotoru.....	9
Obrázek č. 11: Konceptní návrh převodovky	16
Obrázek č. 12: Řemenice typu SPB STANDARD	19
Obrázek č. 13: Zvolená spojka	20
Obrázek č. 14: Uložení vstupní hřídele.....	22
Obrázek č. 15: Uložení předlohové hřídele	22
Obrázek č. 16: Uložení výstupní hřídele	23
Obrázek č. 17: Pohled na převodovou skříň.....	23
Obrázek č. 18: Pohled do převodovky	24
Obrázek č. 19: Pohled na sestavu pohonu	25
Obrázek č. 20: Pohled na napojení pohonu k bubnu třídičky	25
Obrázek č. 21: Vnější silové poměry na zubu ozubeného kola	28
Obrázek č. 22: Souřadný systém převodovky	29
Obrázek č. 23: Uvolnění předlohové hřídele v rovině yz.....	29
Obrázek č. 24: Uvolnění předlohové hřídele v rovině xz.....	30
Obrázek č. 25: Silové poměry řemenového převodu	31
Obrázek č. 26: Schéma pro odečtení úhlu ϵ	32
Obrázek č. 27: Uvolnění vstupní hřídele v rovině yz	36
Obrázek č. 28: Průběh ohybového momentu na vstupní hřídeli v rovině yz	37
Obrázek č. 29: Uvolnění vstupní hřídele v rovině xz	37
Obrázek č. 30: Průběh ohybového momentu na vstupní hřídeli v rovině xz	38
Obrázek č. 31: Průhyb výstupní hřídele v rovině xz pro směr otáčení 1	39
Obrázek č. 32: Průhyb výstupní hřídele v rovině yz pro směr otáčení 1	40
Obrázek č. 33: Superpozice průhybu výstupní hřídele pro směr otáčení 1	40
Obrázek č. 34: Superpozice natočení výstupní hřídele pro směr otáčení 1	41
Obrázek č. 35: Konceptní návrh třídičky zeminy osazený pohonem	42

SEZNAM TABULEK

Tabulka č. 1: Zadané parametry pro návrh pohonu	7
Tabulka č. 2: Účinnost pohonu	7
Tabulka č. 3: Parametry motoru	8
Tabulka č. 4: Převodové poměry	8
Tabulka č. 5: Výsledné převodové poměry	10
Tabulka č. 6: Charakteristika materiálu pro ozubená kola a hřídele	11
Tabulka č. 7: Hlavové průměry ozubených kol	14
Tabulka č. 8: Valivé šířky ozubených kol	14
Tabulka č. 9: Doporučené dovolené napětí ve smyku	15
Tabulka č. 10: Předběžná volba ložisek	16
Tabulka č. 11: Součinitele pro návrh řemenu	17
Tabulka č. 12: Zvolené řemenice	19
Tabulka č. 13: Parametry zvolené spojky	20
Tabulka č. 14: Kontrola ozubení soukolí 12	26
Tabulka č. 15: Kontrola ozubení soukolí 34	27
Tabulka č. 16: Reakce v podporách pro smysl otáčení 1	33
Tabulka č. 17: Reakce v podporách pro smysl otáčení 2	33
Tabulka č. 18: Výsledné reakce pro kontrolu ložisek	33
Tabulka č. 19: Únosnosti a součinitele ložisek	34
Tabulka č. 20: Trvanlivosti ložisek	34
Tabulka č. 21: Výpočtové vlastnosti materiálu pro hřídele a kola	39

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Průběhy redukováných napětí hřídelí pro oba směry otáčení

Příloha B: Výsledné superpozice průhybu hřídelí pro oba směry otáčení

Příloha C: Výsledné superpozice natočení hřídelí pro oba směry otáčení

Příloha D: Sestava převodovky

Příloha E: CD obsahující bakalářskou práci v elektronické podobě, přílohy v elektronické podobě a vizualizaci koncepčního návrhu na dvou samostatných obrázcích

