



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu neseného překopávače kompostu

Desing of Drive for Carried Compost Turner

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Rok odevzdání: 2015

Vedoucí práce: Ing. Pavel Syrovátka

Martin Havlíček

Praha 2015



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlu Syrovátkovi za vedení mé bakalářské práce, za vstřícnost, trpělivost a za drahocenné rady při řešení. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu během celého studia.



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu neseného překopávače kompostu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Syrovátky, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 15.6.2015

Martin Havlíček



Anotační list

Jméno autora:	Martin Havlíček
Název práce:	Návrh pohonu neseného překopávače kompostu
Název práce v angličtině:	Design of drive for carried compost turner
Rok zpracování:	2015
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Pavel Syrovátka
Rozsah:	-počet stran 71 -počet obrázků 38 -počet tabulek 11 -počet příloh 2

Klíčová slova: překopávač, kompost, převodovka, pohon

Key words: turner, compost, gearbox, drive

Anotace: Tato bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh pohonu neseného překopávače kompostu. V úvodu práce je uvedena rešerše, která popisuje problematiku technologických postupů zpracování kompostu. Práce dále řeší návrh pohonu překopávače, který se skládá z čelní a kuželové převodovky. V práci je uveden návrh spojení všech součástí pohonu a je doplněn kontrolními výpočty vybraných míst. K práci je přiložen 3-D model překopávače.

Abstract: This bachelor thesis contains the design of drive for carried compost turner. The beginning represents research, which describes technological procedures of compost processing. Furthermore, the work includes a drive of a turner, which consists of a frontal and conical gearbox. In the thesis is mentioned proposal of connection of all parts of drive and it's backed up by control calculations of certain spots. A 3-D model of the compost turner is attached to my work.



Obsah

1	Úvod	- 8 -
2	Kompost	- 9 -
2.1	Rozdělení kompostu.....	- 9 -
2.2	Fáze vzniku	- 9 -
3	Technologie zpracování kompostu	- 10 -
3.1	Drtiče.....	- 10 -
3.2	Překopávače kompostu.....	- 11 -
3.2.1	Připojitelné překopávače	- 11 -
3.2.2	Samojízdné překopávače	- 13 -
3.2.3	Výkonnost.....	- 13 -
3.2.4	Pracovní ústrojí.....	- 14 -
3.3	Porovnání překopávačů	- 15 -
4	Návrh pohonu překopávače	- 16 -
4.1	Výpočet minimálního příkonu na šnekovém bubnu	- 18 -
4.2	Výpočet otáček bubnu	- 18 -
4.3	Výběr traktoru.....	- 19 -
4.4	Výběr kuželové převodovky	- 19 -
4.5	Návrh spojení převodovek.....	- 20 -
4.5.1	Spojení traktoru s kuželovou převodovkou	- 20 -
4.5.2	Spojení čelní a kuželové převodovky.....	- 21 -
4.6	Návrhové výpočty dvoustupňové převodovky	- 23 -
4.6.1	Návrhové výpočty	- 23 -
4.6.2	Kontrolní výpočty	- 40 -
5	Volba silentbloku	- 50 -
6	Návrh spojení převodovky a bubnu	- 51 -



6.1	Výpočet drážkování.....	- 51 -
6.2	Návrh šroubů.....	- 51 -
6.3	Statická bezpečnost.....	- 52 -
7	Výpočet axiální síly na bubnu.....	- 53 -
8	Návrh uložení bubnu.....	- 53 -
8.1	Výpočet reakcí v bubnu.....	- 54 -
8.2	Volba ložisek.....	- 56 -
9	Pevnostní výpočty bubnu.....	- 57 -
9.1	Výpočet napětí.....	- 57 -
10	Závěr.....	- 60 -
	Seznam použité literatury.....	- 61 -
	Seznam příloh.....	- 63 -
	Seznam obrázků.....	- 64 -
	Seznam tabulek.....	- 66 -
	Seznam symbolů a zkratk.....	- 67 -



1 Úvod

V současné době je věnována nemalá pozornost zpracování biologicky rozložitelného odpadu. Jednou z možností zpracování bioodpadu je kompostování. Kompostování je biologická metoda, kterou se za kontrolovaných podmínek přeměňuje bioodpad na kompost, stabilizované organické látky, které mohou sloužit jako hnojivo pro zkvalitnění půdy.

K provzdušnění kompostu, jeho homogenizaci a částečně k rozmělnění kompostu slouží překopávač kompostu. Tyto operace zkvalitní kompost a urychlují jeho vznik.

Cílem práce je navrhnout překopávač kompostu, který lze využít v menších provozech, jako jsou malé kompostárny spadající pod obce, anebo pro menší a střední zemědělce. Návrhu bude předcházet rešerše různých možností technologických postupů přípravy a zpracování kompostu včetně průzkumu trhu dostupných strojů k tomuto využití. Získané poznatky z rešerše poslouží jako vstupní parametry pro návrh pohonu, který bude hlavní částí práce. Stěžejní cíl je návrh pohonu, který bude realizován čelní dvoustupňovou převodovkou. V práci bude řešeno spojení bubnu s čelní převodovkou a jeho uložení, doplněno kontrolními výpočty kritických míst.

2 Kompost

Kompost neboli humus, je hnojivo, které se využívá ke zlepšení vlastností půdy. Hlavní využití je v oblasti zemědělství a v zahradnickém průmyslu, kde díky němu je půda mnohem úrodnější a pomáhá rostlinám k růstu. Složky kompostu jsou převážně tvořeny z rychle se rozkládajících zbytků, které lze pojmenovat bioodpad. Kompost se může skládat i z odpadu zemědělských produktů, jako je třeba sláma či hnůj od skotu. V průmyslové výrobě vzniká na hromadách trojúhelníkového nebo lichoběžníkového průřezu.



obr. 1.: Kompost [3]

2.1 Rozdělení kompostu

Rozdělení kompostu záleží na velikosti, způsobu kompostování a na podílu organických složek. Kompost lze rozdělit podle místa výroby (domácí, statkové, průmyslové) a podle doby trvání (krátkodobé, dlouhodobé). Tyto skupiny rozděluje nejenom objemnost kompostování, ale i technologie zpracování. Přestože se komposty v několika oblastech liší, mají i společné věci, a sice stejné fáze vzniku a péče o kompost během dozrávání.

2.2 Fáze vzniku

Kompost prochází během svého vzniku třemi fázemi. První fáze se nazývá fáze rozpadu, a to z důvodu, že teplota vzrůstá k 70°C, klesá pH a jeho složky se začínají rozkládat. Následuje fáze přeměny, kdy teplota klesá k 45°C a již nejsou poznat základní složky kompostu. Fáze dozrávající je poslední částí vzniku, kdy teplota klesá k teplotě okolí a pH roste. Kompost je nezbytné během jeho dozrávání pomocí technologií na jeho zpracování ošetřovat, aby zráním bylo kvalitní.

3 Technologie zpracování kompostu

Při zakládání kompostu je důležité dávat pozor na mnoho kontrolovaných veličin z důvodu správného zrání. Mezi tyto veličiny patří příprava prvků, které se do kompostu ukládají. Jejich úprava před ukládáním do hromad je drcení. Drcení se využívá nejvíce v průmyslové výrobě. Dále je třeba sledovat průběh zrání, kde se musí udržovat určitá teplota, vlhkost, obsah kyslíku v hromadě a mikrobiologické hodnocení kompostu. Tyto vlastnosti se dají upravovat pomocí překopávání hromad. Další možné technologie zpracování kompostu lze najít v literatuře [2].

3.1 Drtiče

Téměř většina surovin, která se podílí na tvorbě kompostu, je do něj ukládána drcená a to z důvodu lepšího rozkladu. Suroviny, které se drtí, jsou dřevní odpadky, listí či zelená hmota. Hlavní požadavek drcení je, aby částice drti měly objem mezi 5-50 mm³. Drcení na takto malé části je výhodné z důvodu, že tyto malé částice mají velkou oxidační a styčnou plochu. Drtiče lze rozdělit pomocí mnoha faktorů a to podle:

- a) **použitého pohonu** (vlastní motor, připojitelnost k elektrické síti)
- b) **množství drti** (0-120 m³.h⁻¹)
- c) **pracovního ústrojí** (talířové, nožové, kladívkové, spirálové ostří)
- d) **počtu otáček** (pomaloběžné, rychloběžné)
- e) **výkonu motoru** (1-3 kW-domácí využití, 3-50 kW-profesionální údržba, 50 a více- specializované zpracování)



obr.2.: Drtič [4]



3.2 Překopávače kompostu

Překopávače slouží k homogenizaci a promíchávání hromad kompostu. Tato operace patří mezi nejdůležitější v technologickém postupu při výrobě kompostu. Díky této operaci je zrání řízeno mikrobiální činností a zároveň se celá hromada provzdušní. K provzdušňování si můžeme vybrat mezi širokou škálou překopávačů, avšak překopávače, které pracují kontinuálně, jsou nejlepší volbou pro výkonnost, zkrácení pracovního času a kvalitu práce. Každý překopávač, který zapadá do široké škály překopávačů, by měl splňovat několik základních požadavků, aby se mezi konkurencí prosadil. Mezi jeho základní přednosti patří dobré promísení a provzdušnění materiálu, provozuschopnost v nízkých rychlostech a tvarování překopávané suroviny do určitého tvaru. Stroje k provzdušňování kompostu lze rozdělit mezi stroje připojitelné a samojízdné. Dále je lze rozdělit podle výkonnosti a podle pracovního ústrojí.

3.2.1 Připojitelné překopávače

Aby tyto překopávače mohli vykonávat svou práci, musí být připojeny k energetickému zdroji. Tyto energetické zdroje rozdělujeme na dvě skupiny. První z nich jsou traktory, následující skupina těchto zdrojů jsou víceúčelové nosiče. Připojné překopávače lze dále rozdělit do dvou skupin podle typu připojení k energetickému stroji.

Typ připojení: a) **nesený** - tento typ je zapojen v ramenech traktoru a zpracovává kompost rotorem. Rotor je umístěn několik centimetrů nad zemí, aby provzdušnil celou hromadu. Nejdříve hromadu kompostu naruší a následně ji pomocí šneku sune do boku, kde vytváří novou promíchanou hromadu, která je provzdušněna. Pohon tohoto stroje musí obsahovat plazivou rychlost do $1 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.



obr.3.: Nesený překopávač [3]

b) **tažený (přívěsný)** - tento typ přípojných překopávačů je zapojen v závěsném zařízení traktoru a je tažen. Kompost je zpracováván rotorem, kdy rotor promíchává a provzdušňuje hromadu, avšak ta se během tohoto děje nepřesouvá do boku, ale pouze prochází pracovním ústrojím a zůstává na svém původním místě. Přestože tento typ je robustnější a stabilnější než nesené typy, jeho pojzdová rychlost je plazivá do $1 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.



obr.4.: Tažený překopávač [5]

3.2.2 Samojízdné překopávače

Jde o překopávač, který má dva druhy pohonu. Tyto jeho dva druhy pohonu mu umožňují využít svůj výkon naplno. Jelikož se jedná o mobilní stroj, je jeden z jeho pohonů využit k pojezdovému ústrojí. K pojezdu se používají kola s pásy (gumovými či ocelovými). Druhý pohon slouží k pohonu překopávacího ústrojí, které se skládá z rámu a výškově nastavitelné šnekovice. Tyto překopávače se využívají pro lehké a středně těžké suroviny, a proto se jejich rychlost pohybuje v rozmezí 0-3 km.h⁻¹.



obr.5.: Samojízdný překopávač [6]

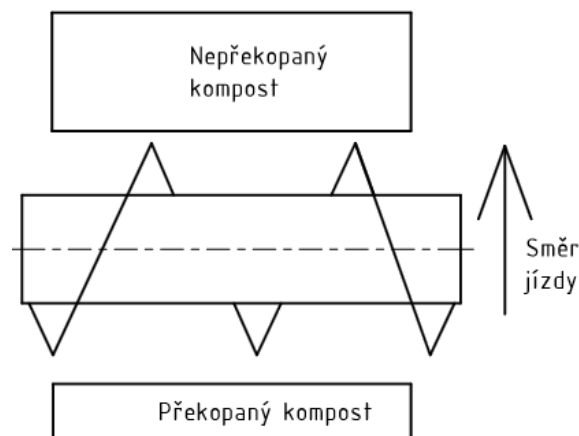
3.2.3 Výkonnost

Samojízdné či přípojné překopávače lze rozdělit i podle jejich výkonnosti. Jejich výkonnost záleží na velikosti pracovního ústrojí.

- Výkonnost:
- a) **malá**: do 300 m³.h⁻¹
 - b) **střední**: 300-600 m³.h⁻¹
 - c) **velká**: nad 600 m³.h⁻¹

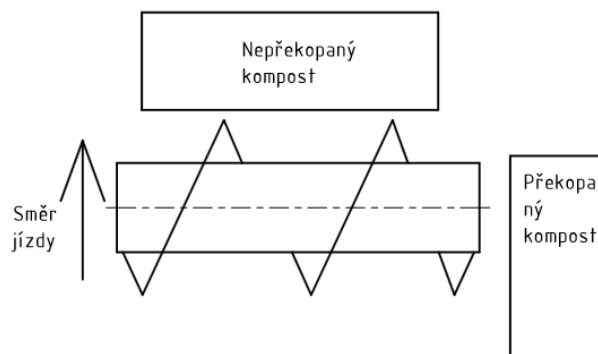
3.2.4 Pracovní ústrojí

Poslední rozdělení těchto strojů je podle pracovního ústrojí. Toto rozdělení je nejdůležitější. Stroj je vybírán podle svých parametrů a velký podíl na správném promíchání a provzdušnění hromady má i pracovní ústrojí. Pracovní ústrojí se dělí na několik podskupin: a) **bubnové** – rotor této kategorie je montován vodorovně několik centimetrů nad zemí. Ramena či nože upevněné k rotoru jsou nasměrovány tak, aby přesouvaly suroviny ve směru ven či nahoru. Tato ústrojí obkružují celou řadu, a pokud nejsou samojízdné, je potřeba k pojezdu traktor, který potřebuje více prostoru mezi řadami. Do této kategorie lze zařadit například samojízdný překopávač či tažený překopávač viz obr.4 a obr.5.



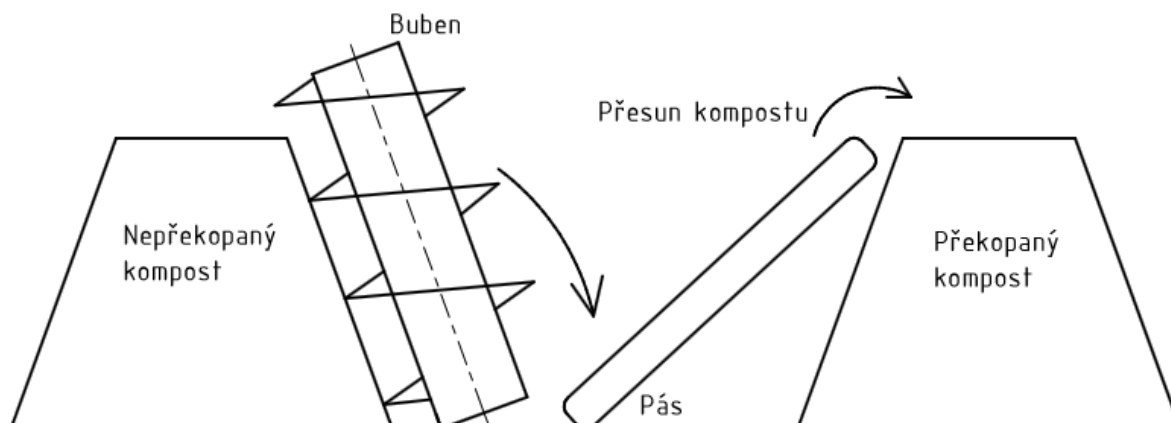
obr.6.: Schéma bubnového ústrojí [autor]

b) **šnekové** – tento typ pracovního ústrojí je velice rozšířený. K rotoru jsou připevněny lopatky uspořádané ve spirále, a ty sunou materiál do strany na novou hromadu. Hlavními představiteli této kategorie jsou nesené překopávače viz obr.3.



obr.7.: Schéma šnekového ústrojí [autor]

c) **trapezoidní** – tyto překopávače se používají na velké množství objemu, kde stroj jede vedle hromady a pomocí frézovacího mechanismu se zuby frézuje bok kompostu. Odřezaný kompost následně padá na šikmý dopravní pás, který materiál přesouvá na stranu a tvoří novou hromadu. Představitelé této skupiny jsou samojízdné či přípojné přívěsné překopávače, kde jako jejich pohonný agregát slouží traktor.



obr.8.: Schéma trapezoidního ústrojí [autor]

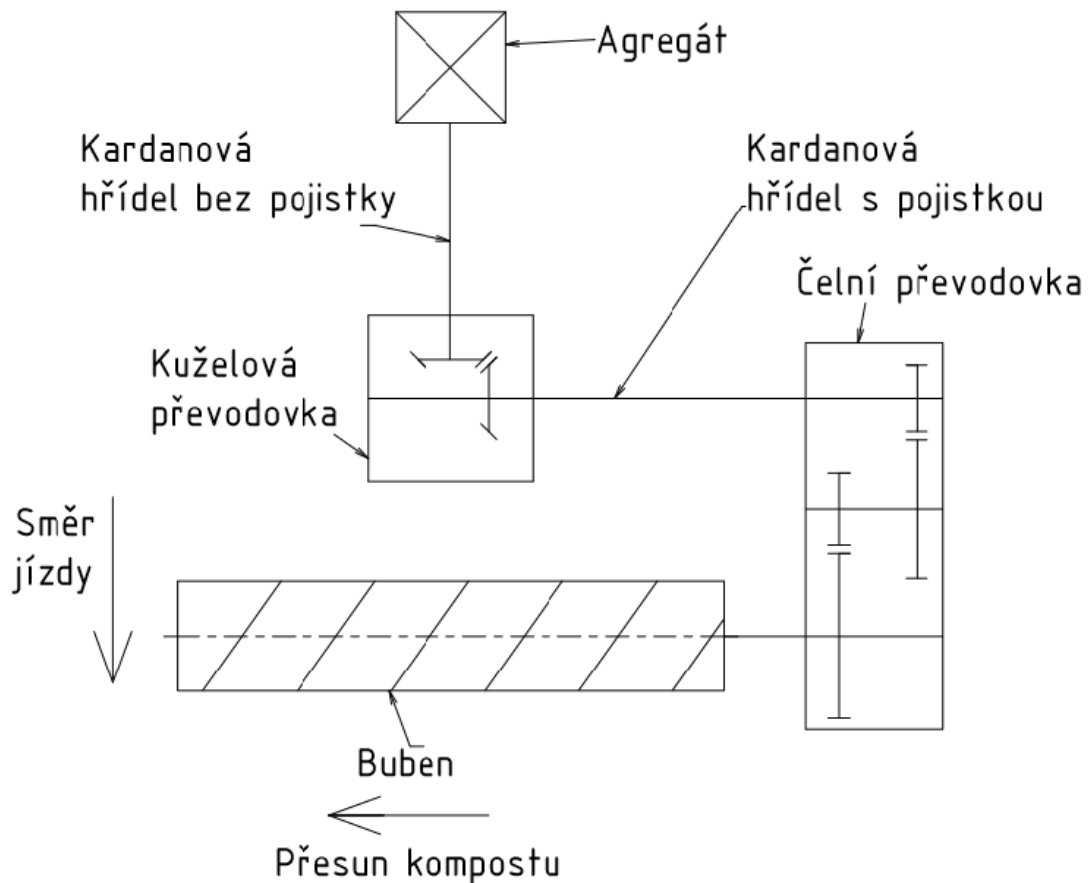
3.3 Porovnání překopávačů

tab.1.: Typy překopávačů

Výrobce	Řada	Pracovní prostor		Výkonnost [m ³ h ⁻¹]	Typ překopávače
		Šířka [mm]	Výška [mm]		
AGRA Přelouč ČR	PKS-2,8	2 800	1 600	450	Přípojný nesený
MORAWETZ Rakousko	Fold II	2 500	1 600	500	Přípojný nesený
	Tak II	2 500	1 450	800	Přívěsný
OSTRATICKÝ ČR	NPK 150	1 500	1 000	375	Přípojný nesený
	NPK 200	2 000	1 200	400	Přípojný nesený
SANDBERGE R Rakousko	ST 250	2 500	1 300	800	Přívěsný
	BABY 200	2 000	1 100	240	Samojízdný
PEZZOLATO Itálie	PRT2500	2 500	1 400	600	Přívěsný
	PRS2500	2 500	1 400	450	Samojízdný

4 Návrh pohonu překopávače

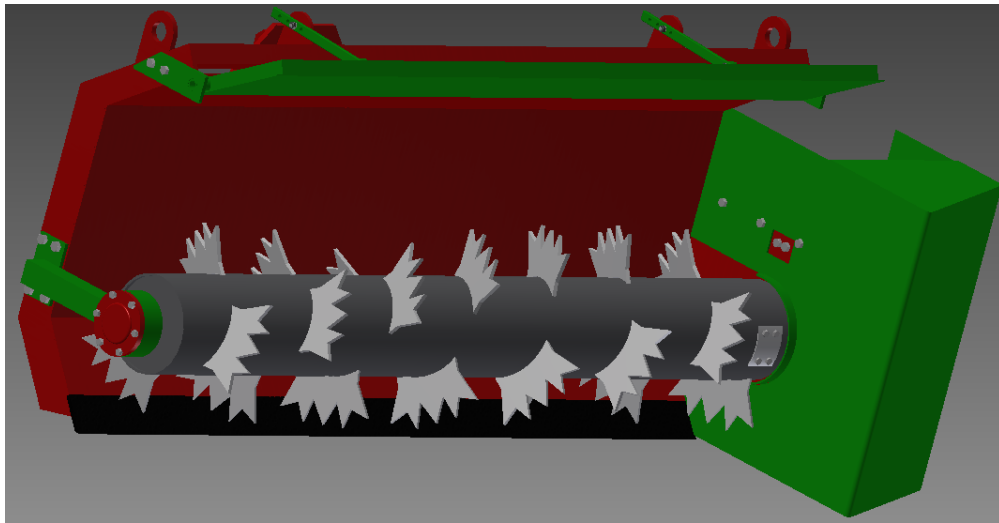
Překopávač bude sloužit jako stroj pro provzdušňování hromad kompostu a jeho promíchávání. Na základě informací získaných z rešerše jsme se rozhodli navrhnout nesený překopávač pro malé kompostárny a menší a střední zemědělce. Jako agregát bude použit traktor a přibližný objemový výkon překopávače bude $400 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Tříbodový závěs překopávače bude vyroben dle druhé kategorie. K této kategorii lze připojit traktory s tříbodovým závěsem první i druhé kategorie. Otáčky traktoru budou regulovány na potřebné otáčky pomocí dvoustupňové čelní převodovky se šikmými zuby.



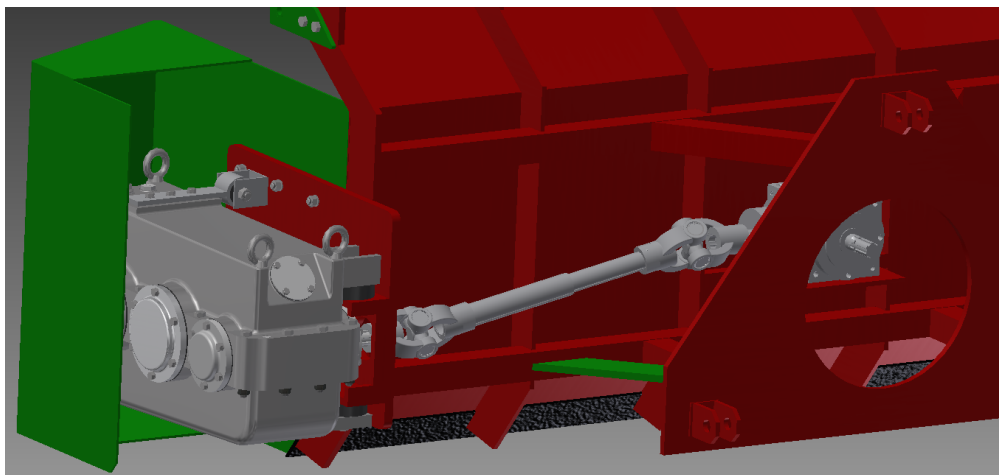
obr.9.: Schéma pohonu [autor]

Zadání:

- maximální výška hromady: $h=1$ m
- maximální šířka hromady: $\check{s}=2$ m
- objemová hmotnost kompostu: $\rho=1\ 500$ kg.m⁻³
- délka šnekovice: $L=2$ m
- dopravovaný objem: $Q_v=400$ m³.h⁻¹
- úhel šnekovice: $\alpha_1=20^\circ$



obr.10.: Pohled na pracovní ústrojí [autor]



obr.11.: Pohled na pohonný mechanismus [autor]

4.1 Výpočet minimálního příkonu na šnekovém bubnu

Zvolené parametry:

- dopravovaný objem: $Q_v=400 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- objemová hmotnost kompost: $\rho=1\,500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- délka šnekovice: $L=2 \text{ m}$

Vztah pro výpočet příkonu šnekového dopravníku je převzat z literatury [10].

$$P_B = \frac{Q_v \cdot \rho \cdot L \cdot g \cdot \mu}{3\,600} \quad (1)$$

P_B příkon dopravníku [W]

μ součinitel odporu [-], $\mu=3,2$

$$P_B = \frac{400 \cdot 1\,500 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 3,2}{3\,600} = 10\,464 \text{ W} = 10,46 \text{ kW}$$

4.2 Výpočet otáček bubnu

$$n_B = \frac{Q_v \cdot 4}{3\,600 \cdot D^2 \cdot s \cdot \pi \cdot \psi \cdot C_H} \quad (2)$$

Q_v dopravovaný objem

D průměr šnekovice [m]

s stoupání šnekovice [m], $s=D$

ψ součinitel plnění [-], $\psi=1$

n_B otáčky bubnu [s^{-1}]

C_H součinitel snižující dopravované množství vzhledem ke sklonu [-],

$$C_H=1,5$$

$$n_B = \frac{400 \cdot 4}{3\,600 \cdot 0,5^2 \cdot 0,5 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 1,5} = 0,7545 \text{ s}^{-1} = 45,27 \text{ min}^{-1}$$

4.3 Výběr traktoru

Z předchozího výpočtu bylo zjištěno, že potřebný příkon na bubnu je 10 464 W, ale je třeba, aby traktor měl výkonnostní rezervu, protože nebude pohánět pouze překopávač, ale i pojezd traktoru a hydraulické zvedání překopávače. Z důvodu výkonnostní rezervy volím traktor o parametrech:

- minimální výkon motoru: $P_m = 20 \text{ kW}$
- otáčky výstupní hřídele: $n_m = 540 \text{ min}^{-1}$
- minimální kroutící moment motoru: $M_{km} = 353,7 \text{ Nm}$

4.4 Výběr kuželové převodovky

Tento typ převodovky se využívá k přenosu momentu mezi mimoběžnými hřídeli. Její předností je vysoká účinnost a přesnost. Pro výběr správné převodovky je třeba znát vstupní parametry. Mezi tyto parametry se řadí: vstupní výkon, přenosový moment, převodový poměr a tvar ukončení vstupní a výstupní hřídele. Pro pohon překopávače musí být vybrána kuželová převodovka o parametrech:

- minimální přenášený výkon: $P = 20 \text{ kW}$
- minimální přenášený moment: $M_k = 360 \text{ Nm}$
- vstupní otáčky: $n = 540 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr: $i = 1:1$
- tvar vstupní hřídele: drážkování- $1\frac{3}{8} \text{ Z6}$
- tvar výstupní hřídele: drážkování- $1\frac{3}{8} \text{ Z6}$

Pro tyto vstupní parametry byla vybrána kuželová převodovka od italské firmy Bondioli & Pavesi. Převodovka je v katalogu označena kódem S2020 100 R ZXY a splňuje všechny požadované parametry.

Parametry:

- maximální přenášený výkon: $P = 22 \text{ kW}$
- maximální přenášený moment: $M_k = 390 \text{ Nm}$
- vstupní otáčky: $n = 540 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr: $i = 1:1$
- účinnost: $\eta_k = 0,97$

- tvar vstupní hřídele: drážkování- 1“3/8 Z6
- tvar výstupní hřídele: drážkování- 1“3/8 Z6



obr.12.: Kuželová převodovka [7]

4.5 Návrh spojení převodovek

4.5.1 Spojení traktoru s kuželovou převodovkou

Přenos momentu mezi agregátem a kuželovou převodovkou bude realizován pomocí hřídele s kardanovými klouby bez bezpečnostního prvku. Kardanové klouby dokáží přenést kroutící moment v různých polohách zdvihu překopávače vůči traktoru, ale je důležité dávat si pozor, aby tato poloha nebyla překročena. Při překročení této polohy začnou vznikat rány a je třeba vypnout náhon. Výběr kardanové hřídele je podmíněn několika parametry.

Parametry:

- délka: $l=700$ mm
- přenášený výkon: $P=18$ kW
- pracovní úhel: $\gamma=20^\circ$
- tvar vstupní vidlice: drážkování- 1“3/8 Z6
- tvar výstupní vidlice: drážkování- 1“3/8 Z6

Pro tyto vstupní parametry byla vybrána kardanová hřídel od italské firmy AMA Cardan. V katalogu lze kardanovou hřídel nalézt pod kódem 00963.

Parametry:

- minimální délka: $l=600$ mm
- přenášený výkon: $P=26$ kW
- maximální pracovní úhel: $\gamma=25^\circ$
- tvar vstupní vidlice: drážkování- 1 $\frac{3}{8}$ Z6
- tvar výstupní vidlice: drážkování- 1 $\frac{3}{8}$ Z6



obr. 13.: Kardanová hřídel bez pojistky [8]

4.5.2 Spojení čelní a kuželové převodovky

Přenos momentu mezi čelní a kuželovou převodovkou bude realizován pomocí zemědělské hřídele s kardanovými klouby s bezpečnostním prvkem. Bezpečnostním prvkem je vybavena, aby při velkém zatížení bubnu bezpečnostní prvek rozpojil pohon. Díky bezpečnému rozpojení by se pohon měl zastavit a všechny důležité části by měly zůstat nepoškozeny. Pracovní poloha hřídele je pod úhlem a je důležité, aby kardanové klouby dokázaly pracovat v této poloze.

Parametry:

- délka: $l=700$ mm
- přenášený výkon: $P=18$ kW
- pracovní úhel: $\gamma=20^\circ$
- tvar vstupní vidlice: drážkování - 1-3/8"Z6
- tvar výstupní vidlice: drážkování - 1-3/8"Z6

Pro tyto vstupní parametry byla vybrána kardanová hřídel od italské firmy AMA Cardan, kterou lze v katalogu nalézt pod kódem 27263 a je možné ji zkrátit na požadovanou délku.

Parametry:

- minimální délka: $l=800$ mm
- přenášený výkon: $P=18$ kW
- pracovní úhel: $\gamma=25^\circ$
- tvar vstupní vidlice: drážkování- 1-3/8"Z6
- tvar výstupní vidlice: drážkování- 1-3/8"Z6



obr. 14.: Kardanová hřídel s pojistkou [8]



4.6 Návrhové výpočty dvoustupňové převodovky

Dané parametry:

- výkon motoru: $P_m = 20 \text{ kW}$
- otáčky výstupní hřídele: $n_m = 540 \text{ min}^{-1}$
- otáčky šnekovice: $n_B = 45,27 \text{ min}^{-1}$

4.6.1 Návrhové výpočty

Návrhové výpočty převodovky jsou převzaty z literatury [11].

4.6.1.1 Převodové poměry

i_c celkový převodový poměr [-]

$i_{1,2}$ převodový poměr 1. soukolí [-]

$i_{3,4}$ převodový poměr 2. soukolí [-]

Celkový poměr vypočtu ze vztahu:

$$i_c = \frac{n_m}{n_B} = \frac{540}{45,27} = 11,928 \quad (3)$$

Převodový poměr pro 1. a 2. soukolí vypočtu ze vztahu:

$$i_c = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \quad (4)$$

$i_{1,2}$ volím: $i_{1,2} = 3,917$

$$i_{3,4} = \frac{i_c}{i_{1,2}} = 3,045$$

4.6.1.2 Výpočet kroutících momentů na hřídelích

1. Hřídel

i_k převodový poměr kuželové převodovky, $i_k = 1$

η_k účinnost kuželové převodovky, $\eta_k = 0,97$

$$M_{kI} = M_{km} \cdot i_k \cdot \eta_k = 353,7 \cdot 1 \cdot 0,97 = 343,07 \text{ Nm} \quad (5)$$

2. Hřídel

$i_{1,2}$ převodový poměr 1. soukolí, $i_{1,2} = 3,91$

$\eta_{1,2}$ účinnost 1. soukolí, $\eta_{1,2} = 0,98$

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{1,2} \cdot \eta_{1,2} = 343,07 \cdot 3,91 \cdot 0,98 = 1\,317 \text{ Nm}$$

3. Hřídel

$i_{3,4}$ převodový poměr 2. soukolí, $i_{3,4} = 3,045$

$\eta_{3,4}$ účinnost 2. soukolí, $\eta_{3,4} = 0,98$

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{3,4} \cdot \eta_{3,4} = 1\,317 \cdot 3,045 \cdot 0,9 = 3\,930,14 \text{ Nm}$$

4.6.1.3 Návrh hřídelí

1. Hřídel

Dovolené napětí pro 1. hřídel: $\tau_D = 25 \text{ Nmm}^{-2}$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\tau_D \cdot \pi}} \tag{6}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 343\,070}{25 \cdot \pi}} = 41,19 \text{ mm} \Rightarrow d_1 = 50 \text{ mm}$$

2. Hřídel

Dovolené napětí pro 2. hřídel: $\tau_D = 30 \text{ Nmm}^{-2}$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\tau_D \cdot \pi}}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1\,317\,000}{30 \cdot \pi}} = 60,69 \text{ mm} \Rightarrow d_2 = 65 \text{ mm}$$



3. Hřídel

Dovolené napětí pro 3. hřídel: $\tau_D = 50 \text{ Nmm}^{-2}$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\tau_D \cdot \pi}}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3\,930\,140}{50 \cdot \pi}} = 73,7 \text{ mm} \Rightarrow d_3 = 80 \text{ mm}$$

4.6.1.4 Návrh ozubení

Volím:

1. soukolí: počet zubů pastorku: $z_1 = 22$

počet zubů kola: $z_2 = 88$

úhel sklonu zubů: $\beta_{1,2} = 15^\circ$

2. soukolí: počet zubů pastorku: $z_3 = 18$

počet zubů kola: $z_4 = 55$

úhel sklonu zubů: $\beta_{3,4} = 12^\circ$

Návrh modulu 1. soukolí

$$m'_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_k \cdot \cos \beta_{1,2}}{z \cdot c \cdot \pi \cdot \psi}} \quad (7)$$

m'_n přibližný normálový modul

z počet zubů

c rychlostní součinitel

ψ poměrná šířka

M_k kroutící moment na hřídeli [Nmm]



$$m'_{n1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 343\,070 \cdot \cos 15}{22 \cdot 8 \cdot \pi \cdot 16}} = 4,21$$

$$m'_{n2} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1\,317\,000 \cdot \cos 15}{88 \cdot 8 \cdot \pi \cdot 16}} = 4,1$$

Volím: $m_{n1} = 3,5$

Návrh modulu 2. soukolí

$$m'_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_k \cdot \cos \beta_{3,4}}{z \cdot c \cdot \pi \cdot \psi}}$$

m'_n přibližný normálový modul

z počet zubů

c rychlostní součinitel

ψ poměrná šířka

M_k kroutící moment na hřídeli [Nmm]

$$m'_{n3} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1\,317\,000 \cdot \cos 12}{18 \cdot 8 \cdot \pi \cdot 16}} = 7,08$$

$$m'_{n4} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3\,930\,140 \cdot \cos 12}{55 \cdot 8 \cdot \pi \cdot 16}} = 7,03$$

Volím: $m_{n2} = 6$

4.6.1.5 Korekce ozubených kol

1. soukolí

$$a_{1,2} = \frac{m_{n1} \cdot z_1}{2 \cdot \cos\beta_{1,2}} + \frac{m_{n1} \cdot z_2}{2 \cdot \cos\beta_{1,2}} = \frac{3,5 \cdot 22}{2 \cdot \cos 15} + \frac{3,5 \cdot 88}{2 \cdot \cos 15} \quad (8)$$
$$= 199,2 \text{ mm}$$

Korekci provádím na osovou vzdálenost: $a_{w1} = 200 \text{ mm}$

$$\operatorname{tg} \alpha_{t1} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{1,2}} = \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 15} = 0,376 \quad (9)$$

$$\alpha_{t1} = 20,6^\circ$$

$$\cos \alpha_{tw1} = \frac{a_{1,2}}{a_{w1}} \cdot \cos \alpha_{t1} = \frac{199,2}{200} \cdot \cos 20,64 = 0,932 \quad (10)$$

$$\alpha_{tw1} = 21,17^\circ$$

$$\sum x = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw1} - \operatorname{inv} \alpha_{t1}) \quad (11)$$

$$\sum x = \frac{22 + 88}{2 \cdot \operatorname{tg} 20} \cdot (\operatorname{inv} 21,17 - \operatorname{inv} 20,6) = 0,445 \text{ mm}$$

2. soukolí

$$a_{3,4} = \frac{m_{n2} \cdot z_3}{2 \cdot \cos\beta_{3,4}} + \frac{m_{n2} \cdot z_4}{2 \cdot \cos\beta_{3,4}} = \frac{6 \cdot 18}{2 \cdot \cos 12} + \frac{6 \cdot 55}{2 \cdot \cos 12} = 223,89 \text{ mm}$$

Korekci provádím na osovou vzdálenost: $a_{w2} = 224 \text{ mm}$

$$\operatorname{tg} \alpha_{t2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{3,4}} = \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 12} = 0,372$$

$$\alpha_{t2} = 20,41^\circ$$

$$\cos \alpha_{tw2} = \frac{a_{3,4}}{a_{w2}} \cdot \cos \alpha_{t2} = \frac{223,89}{224} \cdot \cos 20,41 = 0,936$$

$$\alpha_{tw1} = 20,48^\circ$$

$$\sum x = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw2} - \operatorname{inv} \alpha_{t2})$$

$$\sum x = \frac{18 + 55}{2 \cdot \operatorname{tg} 20} \cdot (\operatorname{inv} 20,48 - \operatorname{inv} 20,41) = 0,025 \text{ mm}$$



- α_n úhel záběru nástroje
 α_t úhel záběru v čelní rovině
 α_{tw} úhel záběru v čelní rovině valivý
 a původní osová vzdálenost
 a_w nová osová vzdálenost

4.6.1.6 Rozměry ozubených kol

Pastorek 1. soukolí

$$m_{n1} = 3,5$$

$$z_1 = 22$$

$$\beta_{1,2} = 15^\circ$$

$$d_1 = \frac{m_{n1} \cdot z_1}{\cos \beta_{1,2}} = \frac{3,5 \cdot 22}{\cos 15} = 79,7 \text{ mm} \quad (12)$$

$$d_{w1} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha_{t1}}{\cos \alpha_{tw1}} = \frac{79,7 \cdot \cos 20,6}{\cos 21,17} = 80 \text{ mm} \quad (13)$$

$$b_1 = m_{n1} \cdot \psi + m_{n1} = 3,5 \cdot 16 + 3,5 = 59,5 \text{ mm} \quad (14)$$

Kolo 1. soukolí

$$m_{n1} = 3,5$$

$$z_2 = 88$$

$$\beta_{1,2} = 15^\circ$$

$$d_2 = \frac{m_{n1} \cdot z_2}{\cos \beta_{1,2}} = \frac{3,5 \cdot 88}{\cos 15} = 318,86 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = \frac{d_2 \cdot \cos \alpha_{t1}}{\cos \alpha_{tw1}} = \frac{318,86 \cdot \cos 20,6}{\cos 21,17} = 320 \text{ mm}$$

$$b_2 = m_{n1} \cdot \psi = 3,5 \cdot 16 = 56 \text{ mm}$$



Pastorek 2. soukolí

$$m_{n2} = 6$$

$$z_3 = 18$$

$$\beta_{3,4} = 12^\circ$$

$$d_3 = \frac{m_{n2} \cdot z_3}{\cos \beta_{3,4}} = \frac{6 \cdot 18}{\cos 12} = 110,41 \text{ mm}$$

$$d_{w3} = \frac{d_3 \cdot \cos \alpha_{t2}}{\cos \alpha_{tw2}} = \frac{110,4 \cdot \cos 20,41}{\cos 20,48} = 110,46 \text{ mm}$$

$$b_3 = m_{n2} \cdot \psi + m_{n2} = 6 \cdot 16 + 6 = 102 \text{ mm}$$

Kolo 2. soukolí

$$m_{n2} = 6$$

$$z_4 = 55$$

$$\beta_{3,4} = 12^\circ$$

$$d_4 = \frac{m_{n2} \cdot z_4}{\cos \beta_{3,4}} = \frac{6 \cdot 55}{\cos 12} = 337,37 \text{ mm}$$

$$d_{w4} = \frac{d_4 \cdot \cos \alpha_{t2}}{\cos \alpha_{tw2}} = \frac{337,37 \cdot \cos 20,41}{\cos 20,48} = 337,52 \text{ mm}$$

$$b_4 = m_{n2} \cdot \psi = 6 \cdot 16 = 96 \text{ mm}$$

4.6.1.7 Kontrola převodu

1. soukolí

$$i_{sk} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{88}{22} = 4 \tag{15}$$

$$\Delta i = \frac{i_c - i_{sk}}{i_c} = \frac{3,917 - 4}{3,917} = -0,02 \% \tag{16}$$

2. soukolí

$$i_{sk} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{55}{18} = 3,05$$

$$\Delta i = \frac{i_c - i_{sk}}{i_c} = \frac{3,045 - 3,05}{3,045} = -1,64 \%$$

Skutečný převodový poměr vyhovuje, protože se oba liší méně než 4 %.

4.6.1.8 Kontrola ozubení

Materiál ozubených kol a hřídelí: ocel 12 051 (povrchově kaleno po boku)

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{Fmax} = \frac{2 \cdot k_F \cdot M_k \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \cos\beta}{b \cdot z \cdot m_n^2} \quad (17)$$

$$k_F = k_A \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} \cdot k_{Fa} \quad (18)$$

Ohybová bezpečnost:

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_{Fmax}} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X \quad (19)$$

tab.2.: Ohybová bezpečnost

	1 pastorek	1 kolo	2 pastorek	2 kolo
S_F	2,702	2,557	2,567	2,471

(k výpočtu použity přiložené programy kontrolaozubeni12.xls a kontrolaozubeni34.xls)

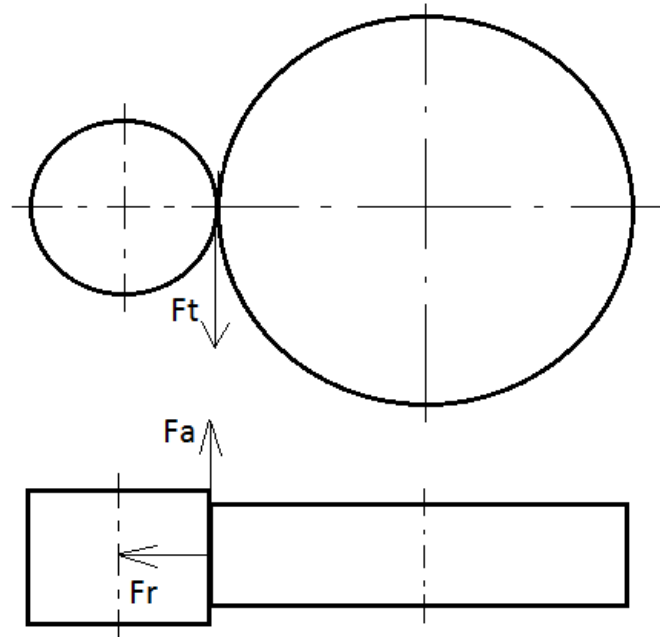
Kontrola na dotyk

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t}{b \cdot d} \cdot \frac{u+1}{u}}} \quad (20)$$

tab.3.: Dotyková bezpečnost

	1 pastorek	1 kolo	2 pastorek	2 kolo
S_H	1,681	1,681	1,439	1,439

(k výpočtu použity přiložené programy kontrolaozubeni12.xls a kontrolaozubeni34.xls)

4.6.1.9 Výpočet sil

obr. 15.: Síly v ozubení [autor]

Výpočet sil na 1. pastorek

Tečná síla:

$$F_{t21} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 343\,070}{80} = 8\,576,68 \text{ N} \quad (21)$$

Radiální síla:

$$F_{r21} = F_{t21} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{1,2}} = 8\,576,68 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 15} = 3\,231,77 \text{ N} \quad (22)$$

Axiální síla:

$$F_{a21} = F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \beta_{1,2} = 8\,576,68 \cdot \operatorname{tg} 15 = 2\,298,11 \text{ N} \quad (23)$$

Výpočet sil na 1. kolo

Tečná síla:

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 1\,317\,000}{320} = 8\,231,25 \text{ N}$$



Radiální síla:

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \frac{tg\alpha}{\cos\beta_{1,2}} = 8\,231,25 \cdot \frac{tg20}{\cos15} = 3\,101,61\,N$$

Axiální síla:

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot tg\beta_{1,2} = 8\,231,25 \cdot tg15 = 2\,205,55\,N$$

Výpočet sil na 2. pastorek

Tečná síla:

$$F_{t43} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 1\,317\,000}{110,46} = 23\,844,52\,N$$

Radiální síla:

$$F_{r43} = F_{t43} \cdot \frac{tg\alpha}{\cos\beta_{3,4}} = 23\,844,52 \cdot \frac{tg20}{\cos12} = 8\,872,58\,N$$

Axiální síla:

$$F_{a43} = F_{t43} \cdot tg\beta_{3,4} = 23\,844,52 \cdot tg12 = 5\,068,31\,N$$

Výpočet sil na 2. kolo

Tečná síla:

$$F_{t34} = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{w4}} = \frac{2 \cdot 3\,930\,140}{337,52} = 23\,287,33\,N$$

Radiální síla:

$$F_{r34} = F_{t34} \cdot \frac{tg\alpha}{\cos\beta_{3,4}} = 23\,287,33 \cdot \frac{tg20}{\cos12} = 8\,665,25\,N$$

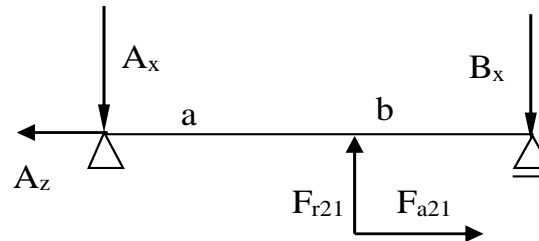
Axiální síla:

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot tg\beta_{3,4} = 23\,287,33 \cdot tg12 = 4\,949,87\,N$$

4.6.1.10 Výpočet reakcí v uložení hřídelí a jejich průběhy

1. Hřídel

$a=175$ mm, $b=64,75$ mm



obr.16.: Zatížení ve směru x [autor]

$$M_B: A_x \cdot (a + b) + F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{r21} \cdot b = 0 \quad (24)$$

$$M_A: B_x \cdot (a + b) - F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{r21} \cdot a = 0 \quad (25)$$

$$Z: A_z - F_{a21} = 0 \quad (26)$$

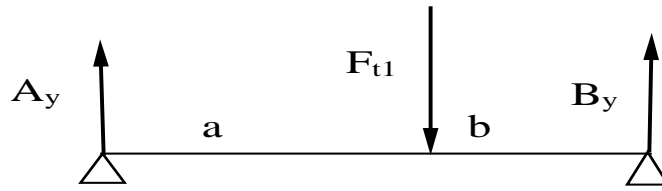
$$A_x = \frac{-F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{r21} \cdot b}{a + b} = \frac{-2\,298,11 \cdot \frac{80}{2} + 3\,231,77 \cdot 64,75}{239,75} = 489,39 \text{ N}$$

$$B_x = \frac{F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{r21} \cdot a}{a + b} = \frac{2\,298,11 \cdot \frac{80}{2} + 3\,231,77 \cdot 175}{239,75} = 2\,742,38 \text{ N}$$

$$A_z = F_{a21} = 2\,298,11 \text{ N}$$



obr. 17.: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]



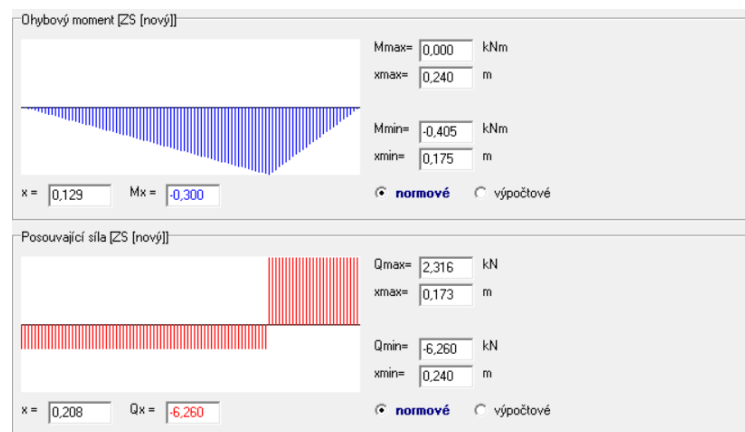
obr. 18.: Zatížení ve směru y [autor]

$$M_B: A_y \cdot (a + b) - F_{t21} \cdot b = 0 \quad (27)$$

$$M_A: B_y \cdot (a + b) - F_{t21} \cdot a = 0 \quad (28)$$

$$A_y = \frac{F_{t21} \cdot b}{a + b} = \frac{8\,576,68 \cdot 64,75}{239,75} = 2\,316,33 \text{ N}$$

$$B_y = \frac{F_{t21} \cdot a}{a + b} = \frac{8\,576,68 \cdot 175}{239,75} = 6\,260,35 \text{ N}$$



obr. 19.: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Celkové radiální síly v ložiskách:

$$A_c = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{489,39^2 + 2\,316,33^2} = 2\,367,46 \text{ N} \quad (29)$$

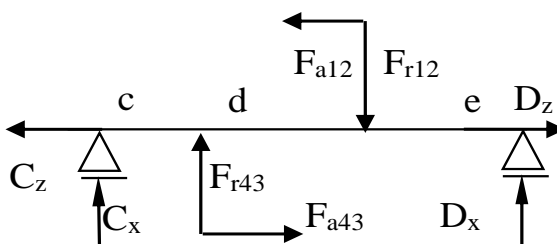
$$B_c = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{2\,742,38^2 + 6\,260,35^2} = 6\,834,66 \text{ N} \quad (30)$$

Axiální síla v radiálně axiálním ložisku A:

$$A_z = 2\,298,11 \text{ N}$$

2. Hřídel

$c=86 \text{ mm}$, $d=89 \text{ mm}$, $e=64,75 \text{ mm}$



obr.20.: Zatížení ve směru x [autor]

$$M_C: D_x \cdot (c + d + e) + F_{r43} \cdot c + F_{a12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{a43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{r12} \cdot (c + d) = 0$$

$$M_D: C_x \cdot (c + d + e) + F_{r43} \cdot (d + e) - F_{a12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{a43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{r12} \cdot e = 0$$

$$Z: E_z - F_{a12} + F_{a43} = 0$$

$$\begin{aligned} D_x &= \frac{-F_{r43} \cdot c - F_{a12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{a43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{r12} \cdot (c + d)}{c + d + e} \\ &= \frac{-8\,872,58 \cdot 86 - 2\,205,55 \cdot \frac{320}{2} - 5\,068,31 \cdot \frac{110,46}{2} + 3\,101,61 \cdot 175}{239,75} \\ &= -3\,558,22 \text{ N} \end{aligned}$$

$$C_x = \frac{-F_{r43} \cdot (d + e) + F_{a12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{a43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{r12} \cdot e}{c + d + e}$$

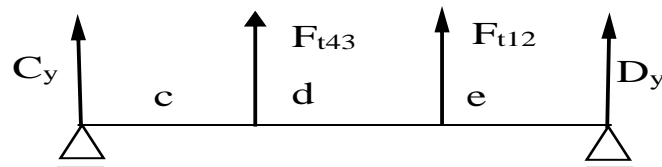
$$= \frac{-8\,872,58 \cdot 153,75 + 2\,205,55 \cdot \frac{320}{2} + 5\,068,31 \cdot \frac{110,46}{2} + 3\,101,61 \cdot 64,75}{239,75}$$

$$= -2\,212,73 \text{ N}$$

$$C_z = F_{a12} - F_{a43} = 2\,205,55 - 5\,068,31 = -2\,862,76 \text{ N}$$



obr.21.: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]



obr.22.: Zatížení ve směru y [autor]

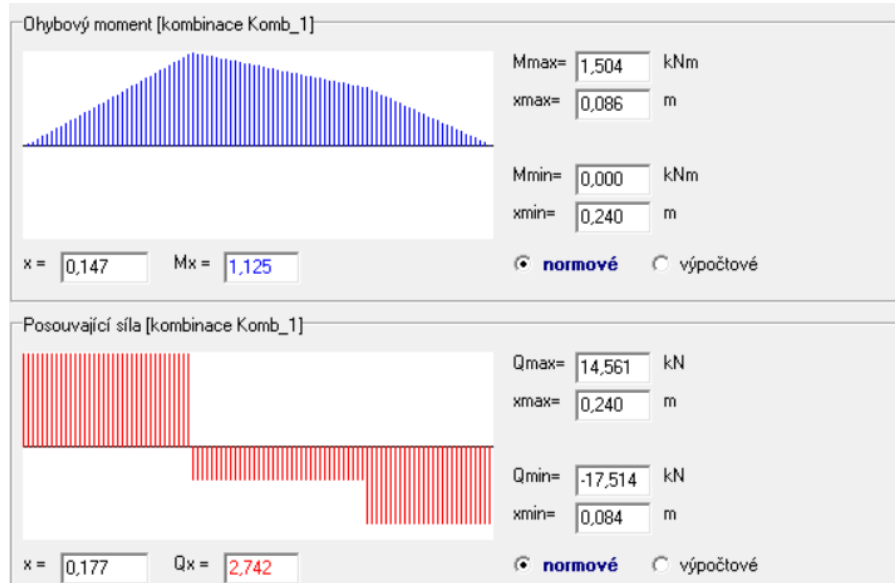
$$M_D: C_y \cdot (c + d + e) + F_{t12} \cdot e + F_{t43} \cdot (d + e) = 0$$

$$M_C: D_y \cdot (c + d + e) + F_{t12} \cdot (c + d) + F_{t43} \cdot c = 0$$

$$C_y = \frac{-F_{t12} \cdot e - F_{t43} \cdot (d + e)}{c + d + e} = \frac{-8\,231,25 \cdot 64,75 - 23\,844,52 \cdot 153,75}{239,75}$$

$$= -17\,514,36 \text{ N}$$

$$D_y = \frac{-F_{t12} \cdot (c + d) - F_{t43} \cdot c}{c + d + e} = \frac{-8\,231,25 \cdot 175 - 23\,844,52 \cdot 86}{239,75} = -14\,561,41 \text{ N}$$



obr.23.: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Celkové radiální síly v ložiskách:

$$C_c = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{(-2\,212,73)^2 + (-17\,514,36)^2} = 17\,653,58 \text{ N}$$

$$D_c = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = \sqrt{(-3\,558,22)^2 + (-14\,561,41)^2} = 14\,989,85 \text{ N}$$

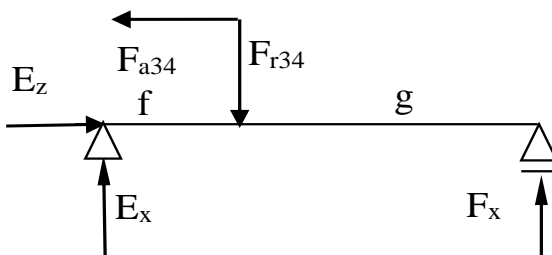
Axiální síla v radiálně axiálním ložisku C,D:

$$C_z = 2\,862,76 \text{ N}$$

$$D_z = 2\,862,76 \text{ N}$$

3. Hřídel

$f=86 \text{ mm}$, $g=153,75 \text{ mm}$



obr.24.: Zatížení ve směru x [autor]

$$M_E: F_x \cdot (f + g) + F_{a34} \cdot \frac{d_w^4}{2} - F_{r34} \cdot f = 0$$

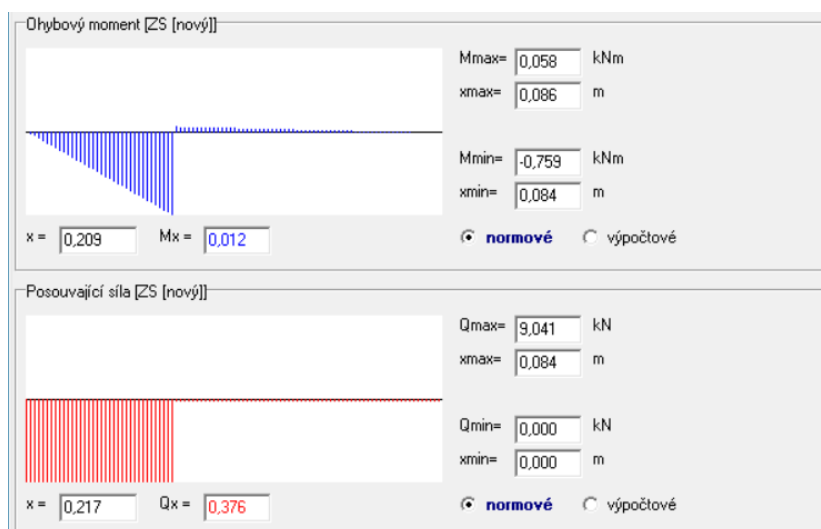
$$M_F: E_x \cdot (f + g) - F_{a34} \cdot \frac{d_w^4}{2} - F_{r34} \cdot g = 0$$

$$Z: E_z - F_{a34} = 0$$

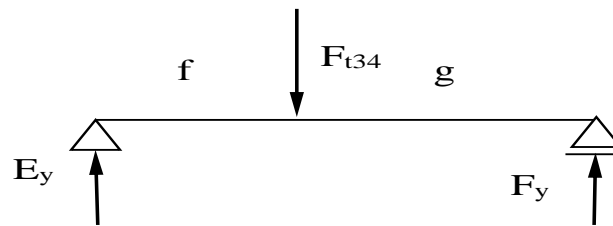
$$F_x = \frac{-F_{a34} \cdot \frac{d_w^4}{2} + F_{r34} \cdot f}{f + g} = \frac{-4\,949,87 \cdot \frac{337,52}{2} + 8\,665,25 \cdot 86}{239,75} = -376,1 \text{ N}$$

$$E_x = \frac{F_{a34} \cdot \frac{d_w^4}{2} + F_{r34} \cdot g}{f + g} = \frac{4\,949,87 \cdot \frac{337,52}{2} + 8\,665,25 \cdot 153,75}{239,75} = 9\,041,33 \text{ N}$$

$$E_z = F_{a34} = 4\,949,87 \text{ N}$$



obr.25.: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]



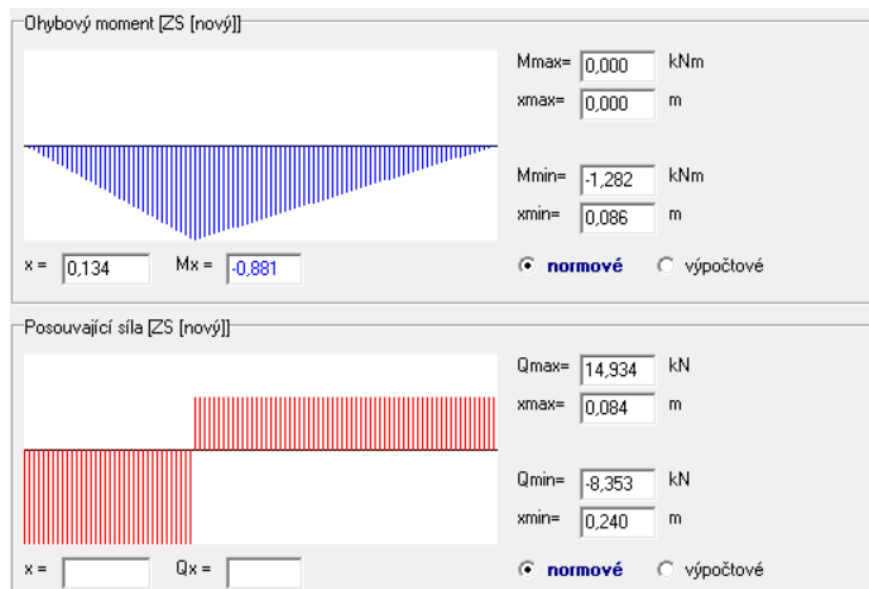
obr.26.: Zatížení ve směru y [autor]

$$M_E: F_y \cdot (f + g) - F_{t34} \cdot f = 0$$

$$M_F: E_y \cdot (f + g) - F_{t34} \cdot g = 0$$

$$F_y = \frac{F_{t34} \cdot f}{f + g} = \frac{23\,287,33 \cdot 86}{239,75} = 8\,353,32 \text{ N}$$

$$E_y = \frac{F_{t34} \cdot g}{f + g} = \frac{23\,287,33 \cdot 153,75}{239,75} = 14\,934 \text{ N}$$



obr.27.: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Celkové radiální síly v ložiskách:

$$E_c = \sqrt{E_x^2 + E_y^2} = \sqrt{9\,041,33^2 + 14\,934^2} = 17\,457,66\text{ N}$$

$$F_c = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(-376,1)^2 + 8\,353,32^2} = 8\,361,79\text{ N}$$

Axiální síla v radiálně axiálním ložisku E:

$$E_z = 4\,949,87\text{ N}$$

4.6.2 Kontrolní výpočty

4.6.2.1 Statická bezpečnost hřídelí

1. Hřídel

Statická bezpečnost v místě maximálního M_o a zároveň pod pastorkem. Průměr hřídele pod 1. pastorkem je stejný jako patní kružnice 1. pastorku.

$$d_f = 73,78\text{ mm}$$

Průměr odečten z přiloženého excelu: kontrola ozubeni 12.xls

Ohyb:

$$M_{ox} = 178\text{ Nm}$$

$$M_{oy} = -405\text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{178^2 + (-405)^2} = 442,39\text{ Nm} \quad (31)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 73,78^3}{32} = 39\,409\text{ mm}^3 \quad (32)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{442\,390}{39\,409} = 11,23\text{ Nmm}^{-2} \quad (33)$$

Krut:

$$M_{kl} = 343,07 \text{ Nm}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 73,78^3}{16} = 78\,818 \text{ mm}^3 \quad (34)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{343\,070}{78\,818} = 4,35 \text{ Nmm}^{-2} \quad (35)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \cdot \tau_k^2} = \sqrt{11,23^2 + 4 \cdot 4,35^2} = 14,21 \text{ Nmm}^{-2} \quad (36)$$

$$\sigma_D = 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

Statická bezpečnost vyhovuje.

2. Hřídel

Statická bezpečnost v místě maximálního M_o , a to je pod 2. pastorkem. Průměr hřídele pod 2. pastorkem je stejný jako patní kružnice 2. pastorku.

$$d_i = 98,75 \text{ mm}$$

Průměr odečten z příloženého excelu: kontrola ozubeni 34.xls

Ohyb:

$$M_{ox} = 468 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = 1\,504 \text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{468^2 + 1\,504^2} = 1\,575,131\,75 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 98,75^3}{32} = 94\,491 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1\,575\,131,75}{94\,491} = 16,66 \text{ Nmm}^{-2}$$



Krut:

$$M_{kII} = 1\,317\, Nm$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 98,75^3}{16} = 188\,982\, mm^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{1\,317\,000}{188\,982} = 6,97\, Nmm^{-2}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \cdot \tau_k^2} = \sqrt{16,66^2 + 4 \cdot 6,97^2} = 21,73\, Nmm^{-2}$$

$$\sigma_D = 80\, Nmm^{-2}$$

Statická bezpečnost vyhovuje.

3. Hřídel

Statická bezpečnost v místě maximálního M_o , a to je pod 2. kolem. Průměr hřídele pod 2. kolem.

$$d=82\, mm$$

Ohyb:

$$M_{ox} = -759\, Nm$$

$$M_{oy} = -1\,298\, Nm$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{(-759)^2 + (-1\,298)^2} = 1\,503,623\,96\, Nm$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 82^3}{32} = 54\,102,99\, mm^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1\,503\,623,96}{54\,102,99} = 27,79\, Nmm^{-2}$$

Krut:

$$M_{kIII} = 3\,930,14 \text{ Nm}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 82^3}{16} = 108\,205,98 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3\,930\,140}{108\,205,98} = 36,3 \text{ Nmm}^{-2}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \cdot \tau_k^2} = \sqrt{27,79^2 + 4 \cdot 36,3^2} = 77,74 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_D = 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

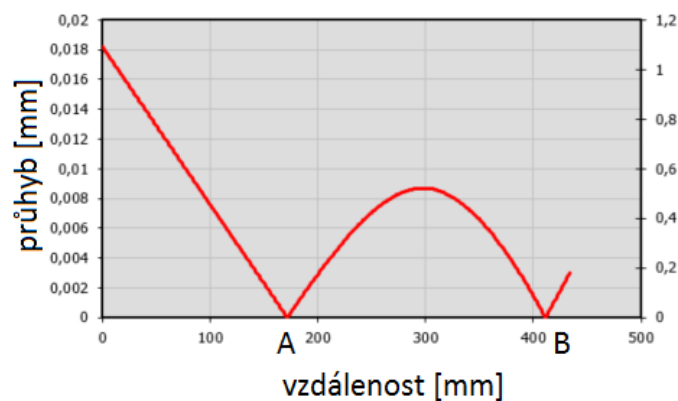
Statická bezpečnost vyhovuje.

4.6.2.2 Průhyb a natočení v ložiskách (vypočteno programem Mitcalc)

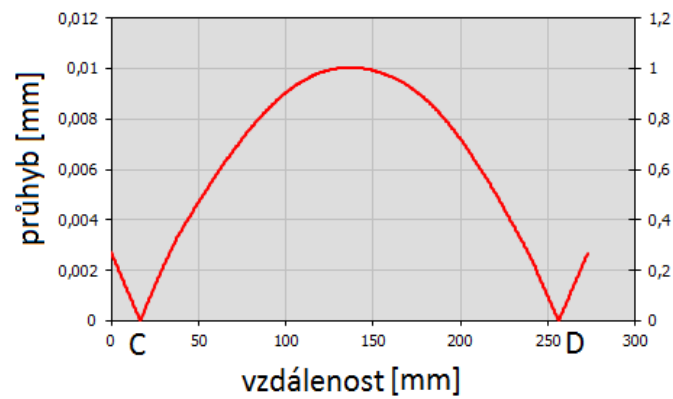
Hodnoty a grafy byly odečteny z příložených souborů: hridel1.xls, hridel2.xls, hridel3.xls.

1. Hřídel

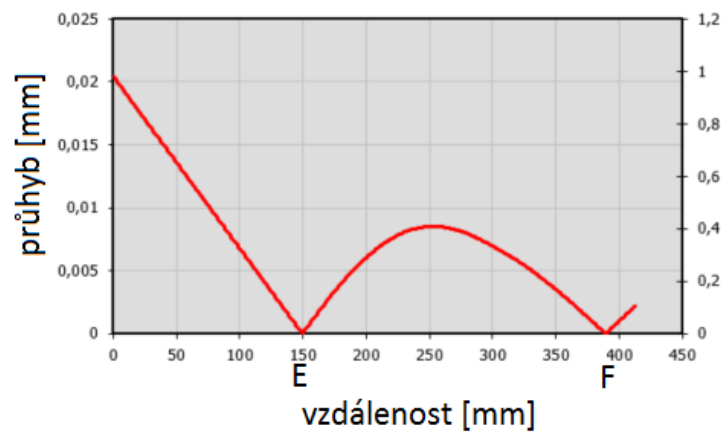
Průhyb [mm]



obr.28.: Průběh průhybu hřídele [mitcalc]

Natočení [°]Podpora A – $\varphi_A = 0,0061^\circ$ Podpora B – $\varphi_B = 0,0076^\circ$ **2. Hřídel****Průhyb [mm]**

obr.29.: Průběh průhybu hřídele [mitcalc]

Natočení [°]Podpora C – $\varphi_C = 0,0094^\circ$ Podpora D – $\varphi_D = 0,0092^\circ$ **3. Hřídel****Průhyb [mm]**

obr.30.: Průběh průhybu hřídele [mitcalc]



Natočení [°]

Podpora E – $\varphi_E = 0,0078^\circ$

Podpora F – $\varphi_F = 0,0053^\circ$

4.6.2.3 Dynamická kontrola (vypočteno programem Mitcalc)

Dynamická kontrola všech hřídelí vyšla s bezpečností. Minimální bezpečnost 1. hřídele je 11. Minimální bezpečnost 2. hřídele je 6. Minimální bezpečnost 3. hřídele je 2,5. Výsledky jsou přiloženy v souborech: hridel1.xls, hridel2.xls, hridel3.xls.

4.6.2.4 Kontrola spojení hřídel-náboj

Pastorky jsou součástí hřídele, a proto budu počítat pero pod 1. ozubeným kolem a rovnoboké drážkování pod 2. ozubeným kolem.

$$p_D = 120 \text{ Nmm}^{-2} \text{ (pro jedno pero)}$$

$$p_D = 90 \text{ Nmm}^{-2} \text{ (pro dvě pera)}$$

$$\tau_D = 90 \text{ Nmm}^{-2}$$

1. Ozubené kolo

Volím 2 stejné pera: 25x14x50 ČSN 02 2562

$$p_D = 120 \text{ Nmm}^{-2} \text{ (pro jedno pero)}$$

$$p_D = 90 \text{ Nmm}^{-2} \text{ (pro dvě pera)}$$

$$\tau_D = 90 \text{ Nmm}^{-2}$$

Otlačení:

$$p = \frac{M_{kII} \cdot 4}{2 \cdot D \cdot h \cdot (l - b)} = \frac{1\,317\,000 \cdot 4}{2 \cdot 90 \cdot 14 \cdot (50 - 25)} = 83,6 \text{ Nmm}^{-2} \quad (37)$$

Střih:

$$\tau = \frac{M_{kII} \cdot 2}{2 \cdot D \cdot b \cdot l} = \frac{1\,317\,001 \cdot 2}{2 \cdot 90 \cdot 25 \cdot 50} = 11,7 \text{ Nmm}^{-2} \quad (38)$$

Pero pod 1. kolem vyhovuje.

2. Ozubené kolo

Rovnoboké drážkování volím 10x82x92x12 ČSN 01 4942.

$$p_D = 120 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$p = \frac{M_{kIII} \cdot 4}{l_u \cdot s' \cdot (D + d)} = \frac{3\,930\,140 \cdot 4}{93 \cdot 30 \cdot (82 + 92)} = 32,38 \text{ Nmm}^{-2} \quad (39)$$

l_u účinná délka, $l_u = 93$ mm

s' účinná plocha drážkování, $s' = 30$ mm²

Drážkování pod 2. kolem vyhovuje.

4.6.2.5 Kontrola vstupního drážkování

Materiál hřídele je z oceli 12 051, a proto můžu použít dovolené napětí pro 1. hřídel: $\tau_D = 130 \text{ Nmm}^{-2}$. Díky většímu dovolenému napětí mohu použít menší průřez hřídele.

$$p_D = 120 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kl}}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 343\,070}{130 \cdot \pi}} = 23,7 \text{ mm}$$

Minimální průměr hřídele $d_{1min} = 23,7$ mm

Drážkování volím 1-3/8“Z6. Toto drážkování je normalizované pro výstupní hřídele u traktorů, a proto drážkování, na které působí M_{kl} , vyhovuje.



4.6.2.6 Kontrola výstupního drážkování

Materiál hřídele je z oceli 12 051, a proto můžu použít dovolené napětí pro 3. hřídel: $\tau_D = 130 \text{ Nmm}^{-2}$. Díky většímu dovolenému napětí mohu použít menší průřez hřídele.

$$p_D = 120 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$d_{3min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\tau_D \cdot \pi}}$$

$$d_{3min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3\,930\,140}{130 \cdot \pi}} = 53,59 \text{ mm}$$

Rovnoboké drážkování volím 8x56x65x10 ČSN 01 4942.

$$p = \frac{M_{kIII} \cdot 4}{l_u \cdot s' \cdot (D + d)} = \frac{3\,930\,140 \cdot 4}{65 \cdot 21 \cdot (56 + 65)} = 95,18 \text{ Nmm}^{-2}$$

l_u účinná délka, $l_u = 65 \text{ mm}$

s' účinná plocha drážkování, $s' = 21 \text{ mm}^2$

Výstupní drážkování vyhovuje.

4.6.2.7 Kontrola ložisek

1. Hřídel

Ložisko v podpoře A:

Toto ložisko přenáší radiální i axiální sílu.

Volím kuličkové ložisko SKF 6310:

tab.4.: Parametry ložiska SKF 6310

d[mm]	D[mm]	B[mm]	C[N]	C_o [N]	f_o [-]
50	110	27	65 000	38 000	13

Výpočty přiloženy v souboru prevodovka.xls.



Ložisko v podpoře B:

Toto ložisko přenáší pouze radiální sílu.

Volím kuličkové ložisko SKF 6310:

tab.5.: Parametry ložiska SKF 6310

d[mm]	D[mm]	B[mm]	C[N]	C_o [N]	f_o [-]
50	110	27	65 000	38 000	13

Výpočty přiloženy v souboru prevodovka.xls.

2. Hřídel

Ložisko v podpoře C:

Toto ložisko přenáší radiální i axiální sílu.

Volím kuličkové ložisko SKF 6413:

tab.6.: Parametry ložiska SKF 6413

d[mm]	D[mm]	B[mm]	C[N]	C_o [N]	f_o [-]
65	160	37	119 000	78 000	12

Výpočty přiloženy v souboru prevodovka.xls.

Ložisko v podpoře D:

Toto ložisko přenáší radiální i axiální sílu.

Volím kuličkové ložisko SKF 6413:

tab.7.: Parametry ložiska SKF 6413

d[mm]	D[mm]	B[mm]	C[N]	C_o [N]	f_o [-]
65	160	37	119 000	78 000	12

Výpočty přiloženy v souboru prevodovka.xls.



3. Hřídel

Ložisko v podpoře E:

Toto ložisko přenáší radiální i axiální sílu.

Volím kuličkové ložisko SKF 6216:

tab.8.: Parametry ložiska SKF 6216

d[mm]	D[mm]	B[mm]	C[N]	C_o [N]	f_o [-]
80	140	26	72 800	55 000	15

Výpočty přiloženy v souboru prevodovka.xls.

Ložisko v podpoře F:

Toto ložisko přenáší pouze radiální sílu.

Volím kuličkové ložisko SKF 6216:

tab.9.: Parametry ložiska SKF 6216

d[mm]	D[mm]	B[mm]	C[N]	C_o [N]	f_o [-]
80	140	26	72 800	55 000	15

Výpočty přiloženy v souboru prevodovka.xls.

5 Volba silentbloku

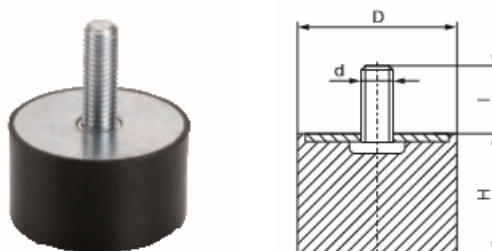
Pro usazení převodovky jsou zvoleny dva stejné silentbloky, které zajistí správné usazení převodovky. Silentblok zde slouží jako momentová podpora pro převodovku při chodu bubnu a jako podpora při přejezdech.

Vzdálenost silentbloků od bubnu: $l=470$ mm

Síla působící na silentbloky:

$$F = \frac{M_{kIII}}{l} = \frac{3\,930\,140}{470} = 8\,362 \text{ N} \quad (40)$$

Volím silentblok dorazový D se šroubem:



obr.31.: Silentblok dorazový [9]

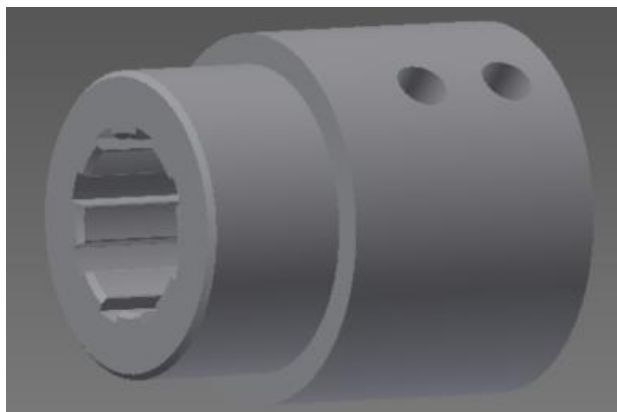
D	H	d x l	Zatížení [N] max.	Obj. kód	Jedn.
75	20,0	M12 x 37	6.500	512541	ks
	25,0	M12 x 37	4.500	T69389	ks
	30,0	M12 x 37	4.400	T76672	ks
	35,0	M12 x 37	3.800	T11819	ks
	40,0	M12 x 37	2.900	T16440	ks
	50,0	M12 x 37	2.600	T69390	ks
	55,0	M12 x 37	2.500	T69391	ks
	70,0	M12 x 37	2.300	415948	ks
100	25,0	M16 x 41	13.500	512542	ks
	30,0	M16 x 41	10.000	406477	ks
	35,0	M16 x 41	8.300	153637	ks
	40,0	M16 x 41	6.500	T46117	ks
	50,0	M16 x 41	5.500	T69392	ks
	75,0	M16 x 41	4.300	422091	ks

obr.32.: Výběr silentbloku z katalogu [9]

Vybraný silentblok lze v katalogu nalézt pod kódem 406477 a měl by přenést maximální sílu $F=10\,000$ N. Jelikož přenášená síla je menší, tak silentblok vyhovuje.

6 Návrh spojení převodovky a bubnu

Spojení čelní převodovky a bubnu bude realizováno pomocí kruhové tyče Ø120-150 ČSN 42 5510.12. Tyč je z materiálu 11 700 a bude upravována do potřebného tvaru. Upravená tyč bude mít z jedné strany díru pro vstup hřídele bubnu a z druhé strany bude rovnoboké drážkování pro vstup převodovky.



obr.33.: Spojovací tyč [autor]

6.1 Výpočet drážkování

Toto drážkování je stejné jako drážkování výstupní hřídele čelní převodovky a je vypočteno v podkapitole 4.6.2.6 Kontrola výstupního drážkování.

6.2 Návrh šroubů

Přenos kroutícího momentu z tyče na buben bude realizován pomocí dvou lícovaných šroubů M20x150 ČSN 02 1112.10.

$$p_D = 120 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\tau_D = 90 \text{ Nmm}^{-2}$$

r poloměr tyče bubnu, r=35 mm

Výpočet síly působící na šroub v místě stříhu:

$$F = \frac{M_{kIII}}{r} = \frac{3\,930\,140}{2 \cdot 35} = 56\,144,9 \text{ N} \quad (41)$$

Výpočet síly působící na šroub v místě otlačení:

$$F = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{2 \cdot (l + d)} = \frac{3\,930\,140}{120 + 70} = 20\,685 \text{ N}$$

Střih:

$$\tau_k = \frac{F}{S} = \frac{56\,144,9}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 21^2}{4}} = 81,05 \text{ Nmm}^{-2} \quad (42)$$

Otlačení:

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{20\,685}{d_k \cdot \left(\frac{l-d}{2}\right)} = \frac{20\,685}{21 \cdot \left(\frac{50}{2}\right)} = 39,4 \text{ Nmm}^{-2} \quad (43)$$

Lícované šrouby vyhovují.

6.3 Statická bezpečnost

Statická bezpečnost na krut v místě rovnobokého drážkování:

$$\tau_D = 130 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) = \frac{\pi \cdot 100^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{65^4}{100^4}\right) = 161\,299,92 \text{ mm}^3 \quad (44)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kIII}}{W_k} = \frac{3\,930\,140}{161\,299,92} = 24,4 \text{ Nmm}^{-2}$$

Tyč vyhovuje.

7 Výpočet axiální síly na bubnu

Vlivem přesouvání hromady kompostu do boku vzniká na šneku síla, kterou lze vypočítat ze vztahu použitého z literatury [10].

$$F_a = \frac{M_{kIII}}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1)} \quad (45)$$

M_{kIII} hnací moment šnekovice

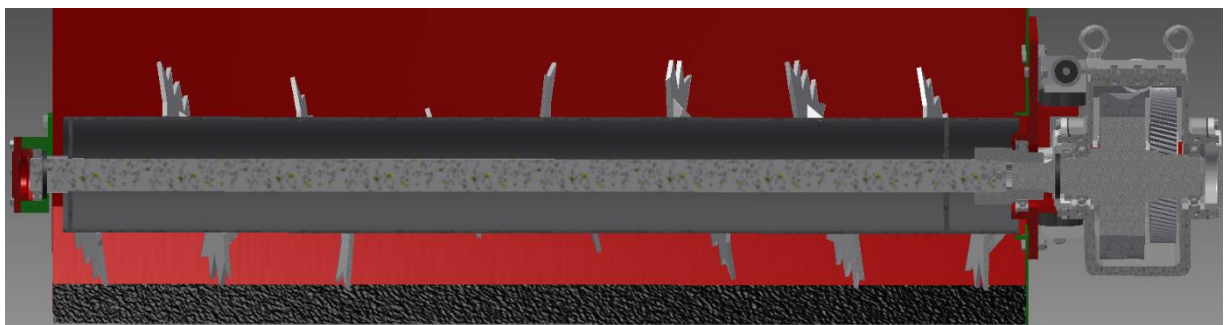
R_s účinný poloměr [m], ($R_s = (0,7-0,8) \cdot D/2$)

α_1 úhel stoupání šnekovice, $\alpha_1 = 20^\circ = \pi/6$ rad

φ_1 třecí úhel mezi materiálem a šnekem, $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0,8 \Rightarrow \varphi_1 = 0,6747$ rad

$$F_a = \frac{3\,930,140}{0,2 \cdot \operatorname{tg}(\pi/6 + 0,6747)} = 7\,678,3 \text{ N}$$

8 Návrh uložení bubnu



obr.34.: Umístění ložisek [autor]



obr.35.: Uložení ložisek [autor]

Buben je uložen ve dvou ložiskách. Jedno z nich zachycuje pouze radiální sílu (A) a druhé zachycuje radiálně-axiální sílu (B). Tyto ložiska přenášejí nejenom váhu bubnu, ale i váhu čelní převodovky.

8.1 Výpočet reakcí v bubnu

$$a=1\ 050,5\ \text{mm}$$

$$b=1\ 050,5\ \text{mm}$$

$$c=259\ \text{mm}$$

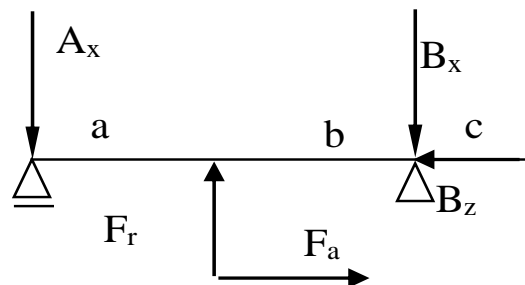
$$m_s=176\ \text{kg} \Rightarrow F_{ts}=1\ 726,6\ \text{N}$$

$$m_{pr}=335\ \text{kg} \Rightarrow F_{tpr}=3\ 286,35\ \text{N}$$

$$F_a=7\ 678,3\ \text{N}$$

Při pojezdu vzniká síla F_r , která působí proti pojezdu.

$$F_r=1\ 000\ \text{N}$$



obr.36.: Zatížení ve směru x [autor]

$$M_B: A_x \cdot (a + b) + F_a \cdot \frac{d}{2} - F_r \cdot b = 0$$

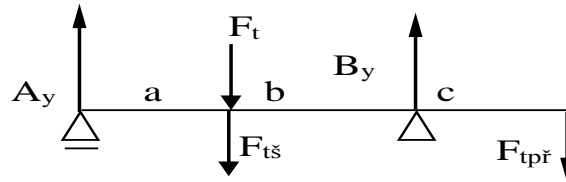
$$M_A: B_x \cdot (a + b) - F_{a21} \cdot \frac{d}{2} - F_r \cdot a = 0$$

$$Z: A_z - F_{a21} = 0$$

$$A_x = \frac{-F_a \cdot \frac{d}{2} + F_r \cdot b}{a + b} = \frac{-7\ 678,3 \cdot \frac{500}{2} + 1\ 000 \cdot 1\ 050,5}{2\ 101} = -413,6\ \text{N}$$

$$B_x = \frac{F_a \cdot \frac{d}{2} + F_r \cdot a}{a + b} = \frac{7\,678,3 \cdot \frac{500}{2} + 1\,000 \cdot 1\,050,5}{2\,101} = 1\,413,6 \text{ N}$$

$$B_z = F_a = 7\,678,3 \text{ N}$$



obr.37.: Zatížení ve směru y [autor]

$$F_t = \frac{M_{kIII}}{R_s} = \frac{3\,930,14}{0,2} = 19\,650,7$$

$$M_B: A_y \cdot (a + b) - F_{tš} \cdot b - F_t \cdot b + F_{tpr} \cdot c = 0$$

$$M_A: B_y \cdot (a + b) - F_{tš} \cdot a - F_t \cdot a - F_{tpr} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$A_y = \frac{F_{tš} \cdot b - F_{tpr} \cdot c}{a + b} = \frac{1\,726,6 \cdot 1\,050,5 + 19\,650,7 \cdot 1\,050,5 - 3\,286,35 \cdot 259}{2\,101} = 10\,283,5 \text{ N}$$

$$B_y = \frac{F_{tš} \cdot a + F_{tpr} \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{1\,726,6 \cdot 1\,050,5 + 19\,650,7 \cdot 1\,050,5 + 3\,286,35 \cdot 2\,360}{2\,101} = 14\,380,1 \text{ N}$$

Celkové radiální síly v ložiskách:

$$A_c = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{(-413,6)^2 + 10\,283,5^2} = 10\,291,8 \text{ N}$$

$$B_c = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{1413,6^2 + 14\,380,1^2} = 14\,449,4 \text{ N}$$

Axiální síla v radiálně axiálním ložisku B:

$$B_z = 7\,678,3 \text{ N}$$

8.2 Volba ložisek

Ložisko v podpoře A:

Toto ložisko přenáší pouze radiální sílu.

Volím kuličkové ložisko SKF 6014 2RS1:

tab.10.: Parametry ložiska SKF 6014 2RS1

d[mm]	D[mm]	B[mm]	C[N]	C_o [N]	f_o [-]
70	110	20	39 700	31 000	16

Působící síly: $A_c = 10\,291,8\text{ N}$

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ek}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{39\,700}{10\,291,8}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 45,27} = 21\,131,76\text{ h} \quad (46)$$

Životnost ložiska vyhovuje.

Ložisko v podpoře B:

Toto ložisko přenáší radiální i axiální sílu.

Volím kuličkové ložisko SKF 6220 2RS1:

tab.11.: Parametry ložiska SKF 6220 2RS1

d[mm]	D[mm]	B[mm]	C[N]	C_o [N]	f_o [-]
100	180	34	127 000	93 000	14

Působící síly: $B_c = 14\,449,4\text{ N}$

$$B_z = 7\,678,3\text{ N}$$

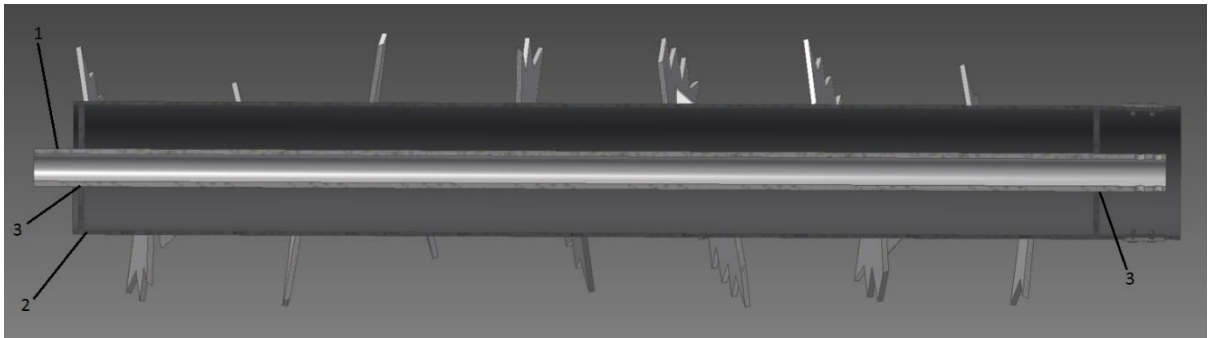
$$F_{ek} = X \cdot B_c + Y \cdot B_z = 0,56 \cdot 14\,449,4 + 1,55 \cdot 7\,678,3 = 19\,993\text{ N} \quad (47)$$

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ek}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{127\,000}{19\,993}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 45,27} = 94\,366\text{ h}$$

Životnost ložiska vyhovuje.

Životnost ložiska není ovlivněna pouze zatížením, ale je ovlivněna i pracovními podmínkami (prach, organické kyseliny, mazání ložisek).

9 Pevnostní výpočty bubnu



obr.38.: Buben [autor]

Buben neboli šnekové ústrojí, je složeno z několika součástí, které jsou k sobě svařeny. Součásti, které se musí překontrolovat, jsou hřídel (1) a vnější plášť bubnu (2). Na tyto součásti působí kroutící moment, a proto je třeba spočítat, zda jejich napětí je menší než napětí dovolené. Hřídel s vnějším pláštěm je spojena pomocí výpalku, který je k nim přivařen, a proto je důležité vypočítat, zda svár (3) vydrží tento kroutící moment.

9.1 Výpočet napětí

Hřídel

Hřídel je vyrobena z bežešvé ocelové tyče Ø70-2 085 ČSN 42 5715.01 z materiálu 11 353.1.

$$\tau_D = 130 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$M_{kIII} = 3\,930,14 \text{ Nm}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 70^3}{16} = 67\,347,9 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3\,930\,140}{67\,347,9} = 58,36 \text{ Nmm}^{-2}$$

Bežešvá ocelová trubka vyhovuje.

Vnější plášť

Vnější plášť bubnu je vyroben z bežešvé ocelové trubky $\text{Ø}245 \times 6,3\text{-}2\ 040$ ČSN 42 5715.01 z materiálu 11 353.1.

Ohyb:

$$M_{ox} = B_x \cdot b = 1\ 413,6 \cdot 1,05 = 1\ 484,3\ Nm$$

$$M_{oy} = B_y \cdot b = 14\ 449,4 \cdot 1,05 = 15\ 171,9\ Nm$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{(1\ 484,3)^2 + (15\ 171,9)^2} = 15\ 244,3\ Nm$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) = \frac{\pi \cdot 245^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{232,4^4}{245^4}\right) = 274\ 867,9\ mm^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{15\ 244\ 300}{274\ 867,9} = 55,5\ Nmm^{-2}$$

Krut:

$$M_{kIII} = 3\ 930,14\ Nm$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) = \frac{\pi \cdot 245^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{232,4^4}{245^4}\right) = 549\ 735,8\ mm^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3\ 930\ 140}{549\ 735,8} = 7,15\ Nmm^{-2}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \cdot \tau_k^2} = \sqrt{55,5^2 + 4 \cdot 7,15^2} = 57,3\ Nmm^{-2}$$

$$\sigma_D = 80\ Nmm^{-2}$$

Bežešvá ocelová trubka vyhovuje.

Výpočet sváru

Hřídel a vnější plášť jsou pomocí 2. výpalků a svárů spojeny v buben. Pro výpočet pevnosti sváru použijeme svár, který spojuje hřídel s výpalkem. Tento svár se na bubnu nachází dvakrát, a to na každé straně bubnu. Na tento svár působí pouze krut.

Materiál: $\sigma_D = 90 \text{ Nmm}^{-2}$

Svár: $a = 7 \text{ mm}$

Výpočet napětí:

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

$$M_{kIII} = 3\,930,14 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} W_k &= 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_v^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D_v^4}\right) = \frac{\pi \cdot 84^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{70^4}{84^4}\right) \\ &= 120\,507,8 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (48)$$

d průměr hřídele, $d = 70 \text{ mm}$

D_v průměr sváru okolo hřídele, $D_v = d + 2 \cdot a = 70 + 14 = 84 \text{ mm}$

$$\tau_K = \frac{3\,930\,140}{120\,507,8} = 32,6 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výpočet napětí ve sváru:

$$\tau_{SV} = \sqrt{\frac{\tau_K^2}{\alpha_\tau^2}} = \sqrt{\frac{32,6^2}{0,65^2}} = 50,15 \text{ Nmm}^{-2} \leq \sigma_D \quad (49)$$

α_τ převodní součinitel, $\alpha_\tau = 0,65$

Svár vyhovuje.



10 Závěr

Hlavním cílem bakalářské práce bylo navrhnout nesený překopávač kompostu včetně jeho pohonu a pevnostních výpočtů vybraných konstrukčních prvků. Tento cíl byl splněn.

Pohonnou jednotkou překopávače byl zvolen traktor, pohon je sestaven z kuželové a čelní převodovky. Kuželová převodovka je nakupována, čelní převodovka je kompletně navržena. Pohon je navržen na výkon traktoru 20 kW a je vybaven přetěžovací spojkou, takže je možné použít silnější traktor.

Jednotlivé konstrukční postupy jsou navrhovány na základě znalostí získaných během studia na vysoké škole a s použitím uvedené literatury. Práce slouží jako návod na tvorbu překopávačů kompostu pro kusovou výrobu. Při realizaci bude potřeba sestrojít prototyp, který odhalí při zkušebním provozu další slabá místa a bude možné konečný model dokončit.



Seznam použité literatury

- [1] EKODOMOV-KOMPOSTUJ.CZ. Jak vyrábět kompost. *Kompostuj.cz* [online]. © 2009-2015 [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: <http://www.kompostuj.cz/vime-jak/jak-vyrabet-kompost/>
- [2] PLÍVA, Petr, JELÍNEK Antonín a KOLLÁROVÁ Mária. Využití technických prostředků pro technologii zpracování bioodpadu kontrolovaným kompostováním na malých hromadách. *Biom.cz* [online]. 2012-09-13 [cit. 2015-03-25]. ISSN 1801-2655. Dostupné z: http://biom.cz/upload/6e01d6d4c4835ec93cda508772f3bf6e/vyuziti_technickych_prostredku_pro_technologii_zpracovani_bioodpadu_kontrolovanym_kompostovanim_na_malych_hromadach.pdf
- [3] OSTRATICKÝ, S.R.O Nesený překopávač kompostu. *Ostraticky.cz* [online]. © 2009 [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: <http://www.ostraticky.cz/produkty/27/prekopavace-kompostu/>
- [4] VYDAVATELSTVÍ ERA. Drtiče zahradního odpadu (1). *Garten.cz* [online]. Ing. Miloš Vymazal, © 2001-2015, 12.02.2008 [cit. 2015-04-05]. ISSN 1803-0033. Dostupné z: <http://www.garten.cz/a/cz/3141-drtice-zahradniho-odpadu-1/>
- [5] BEMAGRO,A.S. Rostlinka. *Bemagro.cz* [online]. [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: <http://www.bemagro.cz/rostlinka.html>
- [6] FAGUS SPOL.S.R.O SEKO Překopávače kompostu. *Faguspraha.cz* [online]. © 2015 [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: <http://www.faguspraha.cz/zemedelska-technika/komunalni-technika-seko/prekopavace-kompostu-seko-.htm>
- [7] BONDIOLI & PAVESI S.P.A. Gearboxes. *Bondioli-pavesi.com* [online]. © 2015 [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.bondioli-pavesi.com/eng/catalogue/Gearboxes/57-Gearboxes>
- [8] CS TECHNIKA, S.R.O. Kardanové hřídele. *Kardanka.cz* [online]. © 2015 [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.kardanka.cz/kardanove-hridele/>



- [9] HABERKORN ULMER S.R.O. Katalog Normované díly – Silentbloky.
In: *Haberkorn.cz* [online]. [cit. 2015-04-05]. Dostupné z:
haberkorn.cz/dyndoc/download/auto/se-normovane_dily-silentbloky.pdf/
- [10] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní*.
1. vyd. Praha: ČVUT, 1983, 290 s.
- [11] KUGL, Otmar a kol. *Projekt-III. ročník*. Praha: ČVUT, 2005, 169 s.
- [12] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V
Praze: České vysoké učení technické, 2008, 170 s. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [13] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003, 866 s.
ISBN 80-6-86490-74-2.



Seznam příloh

Příloha 1 Hodnoty funkce involuta

Příloha 2 Detail převodovky

Seznam přiložených dokumentů:

Sestava čelní převodovky s kusovníkem

Sestava překopávače s kusovníkem

Seznam příloh na CD:

3D model

hridel1.xls

hridel2.xls

hridel3.xls

kontrolaozubeni12.xls

kontrolaozubeni34.xls

převodovka.xls

Seznam obrázku

Obrázek 1: Kompost [3]

Obrázek 2: Drtič [4]

Obrázek 3: Nesený překopávač [3]

Obrázek 4: Tažený překopávač [5]

Obrázek 5: Samojízdný překopávač [6]

Obrázek 6: Schéma bubnového ústrojí [autor]

Obrázek 7: Schéma šnekového ústrojí [autor]

Obrázek 8: Schéma trapezoidního ústrojí [autor]

Obrázek 9: Schéma pohonu [autor]

Obrázek 10: Pohled na pracovní ústrojí [autor]

Obrázek 11: Pohled na pohonný mechanismus [autor]

Obrázek 12: Kuželová převodovka [7]

Obrázek 13: Kardanová hřídel bez pojistky [8]

Obrázek 14: Kardanová hřídel s pojistkou [8]

Obrázek 15: Síly v ozubení [autor]

Obrázek 16: Zatížení ve směru x [autor]

Obrázek 17: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Obrázek 18: Zatížení ve směru y [autor]

Obrázek 19: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Obrázek 20: Zatížení ve směru x [autor]

Obrázek 21: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Obrázek 22: Zatížení ve směru y [autor]

Obrázek 23: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Obrázek 24: Zatížení ve směru x [autor]

Obrázek 25: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Obrázek 26: Zatížení ve směru y [autor]

Obrázek 27: Průběh posouvající síly a ohybového momentu [nosník v2.2]

Obrázek 28: Průběh průhybu hřídele [mitcalc]

Obrázek 29: Průběh průhybu hřídele [mitcalc]

Obrázek 30: Průběh průhybu hřídele [mitcalc]

Obrázek 31: Silentblok dorazový [9]

Obrázek 32: Výběr silentbloku z katalogu [9]

Obrázek 33: Spojovací tyč [autor]

Obrázek 34: Umístění ložisek [autor]

Obrázek 35: Uložení ložisek [autor]

Obrázek 36: Zatížení ve směru x [autor]

Obrázek 37: Zatížení ve směru y [autor]

Obrázek 38: Buben [autor]



Seznam tabulek

Tabulka 1: Typy překopávačů

Tabulka 2: Ohybová bezpečnost

Tabulka 3: Dotyková bezpečnost

Tabulka 4: Parametry ložiska SKF 6310

Tabulka 5: Parametry ložiska SKF 6310

Tabulka 6: Parametry ložiska SKF 6413

Tabulka 7: Parametry ložiska SKF 6413

Tabulka 8: Parametry ložiska SKF 6216

Tabulka 9: Parametry ložiska SKF 6216

Tabulka 10: Parametry ložiska SKF 6014 2RS1

Tabulka 11: Parametry ložiska SKF 6220 2RS1

Seznam symbolů a zkratk

Veličina	Jednotka	Popis
h	m	Výška hromady
\check{s}	m	Šířka hromady
ρ	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Objemová hmotnost kompostu
L	m	Délka šnekovice
Q_v	$\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	Dopravovaný objem
α_1	$^\circ$	Úhel šnekovice
P_B	W	Příkon dopravníku
g	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	Tíhové zrychlení
μ	-	Součinitel odporu
n_B	min^{-1}	Otáčky bubnu
D	m	Průměr šnekovice
s	m	Stoupání šnekovice
ψ	-	Součinitel plnění
C_H	-	součinitel snižující dopravované množství vzhledem ke sklonu
P_m	W	Výkon traktoru
n_m	min^{-1}	Otáčky výstupní hřídele traktoru
$M_{\text{km};\text{I};\text{II};\text{III}}$	Nm	Kroutící moment
$i_{\text{c};1,2;3,4;\text{k};\text{sk}}$	-	Převodový poměr
$\eta_{\text{k};1,2;3,4}$	-	Účinnost
τ	Nmm^{-2}	Smykové napětí
$d_{1;2;3}$	mm	Průměry hřídelí
$Z_{1;2;3;4}$	-	Počet zubů
$\beta_{1,2;3,4}$	$^\circ$	Úhel sklonu zubů
$m_{n1;2}$	-	Normálový modul
$a_{w1;2}$	mm	Osová vzdálenost
$\alpha_{n1;2}$	$^\circ$	Úhel záběru nástroje
$\alpha_{t1;2}$	$^\circ$	Úhel záběru v čelní rovině
$\alpha_{tw1;2}$	$^\circ$	Úhel záběru v čelní rovině valivý



Veličina	Jednotka	Popis
x	mm	Jednotkové posunutí
$d_{1;2;3;4}$	mm	Roztečná kružnice
$d_{w1;2;3;4}$	mm	Valivá kružnice
$b_{1;2;3;4}$	mm	Šířka kola
σ_{Fmax}	Nmm^{-2}	Ohybové napětí v ozubení
Y_{ε}	-	Součinitel záběru
Y_{β}	-	Součinitel záběru krokem
Y_{FS}	-	Součinitel vrubu v patě zubu
b	Mm	Šířka kola
k_F	-	Součinitel přídavných zatížení
k_A	-	Součinitel vnějších dynamických sil
$k_{F\beta}$	-	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce
k_{Fv}	-	Součinitel vnitřních dynamických sil
k_{Fa}	-	Součinitel vnitřních dynamických sil
Y_N	-	Součinitel počtu cyklů
Y_{δ}	-	Součinitel vrubové citlivosti
Y_X	-	Součinitel velikosti
σ_{Flim}	Nmm^{-2}	Mez únavy v ohybu
S_F	-	Bezpečnost ozubení na ohyb
Z_E	-	Součinitel mechanických vlastností
Z_H	-	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů
Z_{ε}	-	Součinitel součtové délky dotykových křivek boku zubů
d	mm	Roztečný průměr
u	-	Převodové číslo
Z_N	-	Součinitel životnosti
Z_L	-	Součinitel vlivu maziva
Z_R	-	Součinitel vlivu drsnosti
Z_V	-	Součinitel obvodové rychlosti
σ_{Hlim}	Nmm^{-2}	Mez únavy v dotyku
S_H	-	Bezpečnost ozubení na dotyk
F_t	N	Tečná síla
F_r	N	Radiální síla



Veličina	Jednotka	Popis
F_a	N	Axiální síla
$A_{x;y;z}$	N	Reakce v ložisku A
$B_{x;y}$	N	Reakce v ložisku B
$C_{x;y;z}$	N	Reakce v ložisku C
$D_{x;y;z}$	N	Reakce v ložisku D
$E_{x;y;z}$	N	Reakce v ložisku E
$F_{x;y}$	N	Reakce v ložisku F
M_o	Nm	Ohybový moment
W_o	mm ³	Průřezový model v ohybu
W_k	mm ³	Průřezový model v krutu
σ_{red}	Nmm ⁻²	Redukované napětí
d_f	mm	Patní kružnice
$\varphi_{A;B;C;D;E;F}$	°	Natočení v ložiskách
p	Nmm ⁻²	Kontaktní tlak
l_u	mm	Účinná délka
s	mm ²	Účinná plocha drážkování
F	N	Síla
r	mm	Poloměr
S	mm ²	Plocha
R_s	mm	Účinný poloměr
φ_1	rad	Třecí úhel mezi materiálem a šnekem
$m_{š;př}$	kg	Hmotnost
$F_{tš;tpř}$	N	Síla
L_h	h	Životnost ložiska
F_{ek}	N	Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek
C	kN	Dynamická únosnost ložiska
C_o	kN	Statická únosnost ložiska
D_v	mm	Průměr sváru okolo hřídele



Příloha 1: Hodnoty funkce involuta

Numerical Formulas and Tables

KKK

Involute Function Table

$\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$

	12°	13°	14°	15°	16°	17°	18°	19°	20°	21°
0	0.003117	0.003975	0.004982	0.006150	0.007493	0.009025	0.010760	0.012715	0.014904	0.017345
1	0.003130	0.003991	0.005000	0.006171	0.007517	0.009052	0.010791	0.012750	0.014943	0.017388
2	0.003143	0.004006	0.005018	0.006192	0.007541	0.009079	0.010822	0.012784	0.014982	0.017431
3	0.003157	0.004022	0.005036	0.006213	0.007565	0.009107	0.010853	0.012819	0.015020	0.017474
4	0.003170	0.004038	0.005055	0.006234	0.007589	0.009134	0.010884	0.012854	0.015059	0.017517
5	0.003183	0.004053	0.005073	0.006255	0.007613	0.009161	0.010915	0.012888	0.015098	0.017560
6	0.003197	0.004069	0.005091	0.006276	0.007637	0.009189	0.010946	0.012923	0.015137	0.017603
7	0.003210	0.004085	0.005110	0.006297	0.007661	0.009216	0.010977	0.012958	0.015176	0.017647
8	0.003223	0.004101	0.005128	0.006318	0.007686	0.009244	0.011008	0.012993	0.015215	0.017690
9	0.003237	0.004117	0.005146	0.006340	0.007710	0.009272	0.011039	0.013028	0.015254	0.017734
10	0.003250	0.004133	0.005165	0.006361	0.007735	0.009299	0.011071	0.013063	0.015293	0.017777
11	0.003264	0.004148	0.005184	0.006382	0.007759	0.009327	0.011102	0.013098	0.015333	0.017821
12	0.003277	0.004164	0.005202	0.006404	0.007784	0.009355	0.011133	0.013134	0.015372	0.017865
13	0.003291	0.004180	0.005221	0.006425	0.007808	0.009383	0.011165	0.013169	0.015411	0.017908
14	0.003305	0.004197	0.005239	0.006447	0.007833	0.009411	0.011196	0.013204	0.015451	0.017952
15	0.003318	0.004213	0.005258	0.006469	0.007857	0.009439	0.011228	0.013240	0.015490	0.017996
16	0.003332	0.004229	0.005277	0.006490	0.007882	0.009467	0.011260	0.013275	0.015530	0.018040
17	0.003346	0.004245	0.005296	0.006512	0.007907	0.009495	0.011291	0.013311	0.015570	0.018084
18	0.003360	0.004261	0.005315	0.006534	0.007932	0.009523	0.011323	0.013346	0.015609	0.018129
19	0.003374	0.004277	0.005334	0.006555	0.007957	0.009552	0.011355	0.013382	0.015649	0.018173
20	0.003387	0.004294	0.005353	0.006577	0.007982	0.009580	0.011387	0.013418	0.015689	0.018217
21	0.003401	0.004310	0.005372	0.006599	0.008007	0.009608	0.011419	0.013454	0.015729	0.018262
22	0.003415	0.004327	0.005391	0.006621	0.008032	0.009637	0.011451	0.013490	0.015769	0.018306
23	0.003429	0.004343	0.005410	0.006643	0.008057	0.009665	0.011483	0.013526	0.015809	0.018351
24	0.003443	0.004359	0.005429	0.006665	0.008082	0.009694	0.011515	0.013562	0.015849	0.018395
25	0.003458	0.004376	0.005448	0.006687	0.008107	0.009722	0.011547	0.013598	0.015890	0.018440
26	0.003472	0.004393	0.005467	0.006709	0.008133	0.009751	0.011580	0.013634	0.015930	0.018485
27	0.003486	0.004409	0.005487	0.006732	0.008158	0.009780	0.011612	0.013670	0.015971	0.018530
28	0.003500	0.004426	0.005506	0.006754	0.008183	0.009808	0.011644	0.013707	0.016011	0.018575
29	0.003514	0.004443	0.005525	0.006776	0.008209	0.009837	0.011677	0.013743	0.016052	0.018620
30	0.003529	0.004459	0.005545	0.006799	0.008234	0.009866	0.011709	0.013779	0.016092	0.018665
31	0.003543	0.004476	0.005564	0.006821	0.008260	0.009895	0.011742	0.013816	0.016133	0.018710
32	0.003557	0.004493	0.005584	0.006843	0.008285	0.009924	0.011775	0.013852	0.016174	0.018755
33	0.003572	0.004510	0.005603	0.006866	0.008311	0.009953	0.011807	0.013889	0.016214	0.018800
34	0.003586	0.004527	0.005623	0.006888	0.008337	0.009982	0.011840	0.013926	0.016255	0.018846
35	0.003600	0.004544	0.005643	0.006911	0.008362	0.010011	0.011873	0.013963	0.016296	0.018891
36	0.003615	0.004561	0.005662	0.006934	0.008388	0.010041	0.011906	0.014000	0.016337	0.018937
37	0.003630	0.004578	0.005682	0.006956	0.008414	0.010070	0.011939	0.014036	0.016379	0.018983
38	0.003644	0.004595	0.005702	0.006979	0.008440	0.010099	0.011972	0.014073	0.016420	0.019028
39	0.003659	0.004612	0.005722	0.007002	0.008466	0.010129	0.012005	0.014110	0.016461	0.019074
40	0.003673	0.004629	0.005742	0.007025	0.008492	0.010158	0.012038	0.014148	0.016502	0.019120
41	0.003688	0.004646	0.005762	0.007048	0.008518	0.010188	0.012071	0.014185	0.016544	0.019166
42	0.003703	0.004664	0.005782	0.007071	0.008544	0.010217	0.012105	0.014222	0.016585	0.019212
43	0.003718	0.004681	0.005802	0.007094	0.008571	0.010247	0.012138	0.014259	0.016627	0.019258
44	0.003733	0.004698	0.005822	0.007117	0.008597	0.010277	0.012172	0.014297	0.016669	0.019304
45	0.003747	0.004716	0.005842	0.007140	0.008623	0.010307	0.012205	0.014334	0.016710	0.019350
46	0.003762	0.004733	0.005862	0.007163	0.008650	0.010336	0.012239	0.014372	0.016752	0.019397
47	0.003777	0.004751	0.005882	0.007186	0.008676	0.010366	0.012272	0.014409	0.016794	0.019443
48	0.003792	0.004768	0.005903	0.007209	0.008702	0.010396	0.012306	0.014447	0.016836	0.019490
49	0.003807	0.004786	0.005923	0.007233	0.008729	0.010426	0.012340	0.014485	0.016878	0.019536
50	0.003822	0.004803	0.005943	0.007256	0.008756	0.010456	0.012373	0.014523	0.016920	0.019583
51	0.003838	0.004821	0.005964	0.007280	0.008782	0.010486	0.012407	0.014560	0.016962	0.019630
52	0.003853	0.004839	0.005984	0.007303	0.008809	0.010517	0.012441	0.014598	0.017004	0.019676
53	0.003868	0.004856	0.006005	0.007327	0.008836	0.010547	0.012475	0.014636	0.017047	0.019723
54	0.003883	0.004874	0.006025	0.007350	0.008863	0.010577	0.012509	0.014674	0.017089	0.019770
55	0.003898	0.004892	0.006046	0.007374	0.008889	0.010608	0.012543	0.014713	0.017132	0.019817
56	0.003914	0.004910	0.006067	0.007397	0.008916	0.010638	0.012578	0.014751	0.017174	0.019864
57	0.003929	0.004928	0.006087	0.007421	0.008943	0.010669	0.012612	0.014789	0.017217	0.019912
58	0.003944	0.004946	0.006108	0.007445	0.008970	0.010699	0.012646	0.014827	0.017259	0.019959
59	0.003960	0.004964	0.006129	0.007469	0.008998	0.010730	0.012681	0.014866	0.017302	0.020006
60	0.003975	0.004982	0.006150	0.007493	0.009025	0.010760	0.012715	0.014904	0.017345	0.020054



Příloha 2: Detail převodovky

