



**FAKULTA  
ŠROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh pásového dopravníku pro přepravu  
nehomogenního sypkého materiálu**

**Design of Belt Conveyor for Transport of  
Inhomogeneous Loose Materials**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**

**Karel MLÁDEK**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph. D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mládek** Jméno: **Karel** Osobní číslo: **439172**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh pásového dopravníku pro přepravu nehomogenního sypkého materiálu**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Belt Conveyor for Transport of Inhomogeneous Loose Materials**

Pokyny pro vypracování:

Bude navržen pásový dopravník pro přepravu nehomogenního sypkého materiálu včetně pohonu. Bude vypracován 3D model a odvozena 2D sestava. text bude obsahovat potřebné výpočty.

Seznam doporučené literatury:

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

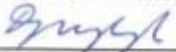
**prof. Ing. Vojtěch Dinybyl Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **24.03.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **09.06.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_



Podpis vedoucí(ho) práce



Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

18.4.2017

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pásového dopravníku pro přepravu nehomogenního sypkého materiálu“ vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Vojtěcha Dinybyla, Ph. D., konzultanta Lukáše Hláška a s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 07. 07. 2017

.....

Karel Mládek

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucímu práce prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi, Ph. D. za podnětné připomínky k vypracování bakalářské práce, dále Lukáši Hláškoví za velmi cenné rady z praxe a také děkuji celé své rodině za trpělivost a podporu při mém studiu.

## Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Karel Mládek
<b>Název BP:</b>	Návrh pásového dopravníku pro přepravu nehomogenního sypkého materiálu
<b>Anglický název:</b>	Design of Belt Conveyor for Transport of Inhomogeneous Loose Materials
<b>Rok:</b>	2017
<b>Studijní program:</b>	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
<b>Obor studia:</b>	2301R000 Studijní program je bezoborový
<b>Ústav:</b>	Ústav konstruování a částí strojů
<b>Vedoucí BP:</b>	prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph. D.
<b>Konzultant:</b>	Lukáš Hlásek
<b>Bibliografické údaje:</b>	počet stran 43 počet obrázků 31 počet tabulek 0 počet příloh 3
<b>Klíčová slova:</b>	Pásový dopravník, dopravní pás, válečky, hnací válec, vratný válec, hnací ústrojí, napínání pásu
<b>Keywords:</b>	Belt conveyor, conveyor belt, rollers, drive pulley, idler pulley, drive train, belt tensioning
<b>Anotace:</b>	Bakalářská práce je zaměřena na návrh konstrukčního řešení pásového dopravníku pro přepravu sypkého odpadového materiálu. Práce obsahuje rozbor a popis jednotlivých částí dopravníku. Součástí je také volba pohonu bubnu dopravníku a řešení systému napínání.
<b>Abstract:</b>	The bachelor thesis is focussed on the design of a belt conveyor for transporting loose waste material. The thesis contains the analysis and the description of individual parts of a conveyor. It also includes choice of the pulley drive train and the tensioning system solution.

## Obsah

1. Úvod.....	1
2. Konstrukce pásových dopravníků.....	2
2.1. Druhy pásových dopravníků.....	2
2.2. Komponenty pásového dopravníku.....	2
2.2.1. Dopravní pás.....	3
2.2.2. Hnací a vratný buben.....	4
2.2.3. Podpěrné válečky a válečkové stolice.....	4
2.2.4. Napínací mechanismus.....	5
2.2.5. Stěrače.....	6
3. Projekt překladiště odpadu.....	7
3.1. Základní předpoklady pracoviště.....	7
3.2. Stanoviště před a za dopravníkem.....	7
3.2.1. Předcházející stanoviště.....	7
3.2.2. Následující stanoviště.....	8
4. Volba komponent.....	9
4.1. Pás.....	9
4.1.1. Šířka pásu.....	9
4.1.2. Materiál pásu.....	9
4.2. Bubny.....	10
4.2.1. Hnací buben.....	10
4.2.2. Napínací buben.....	11
4.2.3. Uložení bubnů.....	11
4.3. Válečkové stolice a válečky.....	11
4.3.1. Horní větev.....	11
4.3.2. Spodní větev.....	12
4.4. Stěrače pásu.....	14
4.4.1. Vnější stěrač.....	14
4.4.2. Vnitřní stěrač.....	14
4.5. Násypka.....	15
4.6. Rám.....	15
4.7. Napínání.....	16
4.8. Pohon.....	17
4.8.1. Převodový motor.....	17
4.8.2. Spojka.....	18
4.9. Sestavení.....	19
5. Výpočty.....	20
5.1. Délka a dopravní výška.....	20
5.2. Průřez náplně.....	21
5.3. Rychlost pásu.....	22
5.4. Předběžná obvodová hnací síla.....	23

5.4.1.	Hlavní odpor .....	23
5.4.1.1.	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve .....	24
5.4.1.2.	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve .....	24
5.4.1.3.	Hmotnost 1 m dopravního pásu .....	24
5.4.1.4.	Hmotnost nákladu na jeden metr délky .....	25
5.4.2.	Vedlejší odpory .....	25
5.4.2.1.	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování .....	25
5.4.2.2.	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování .....	26
5.4.2.3.	Odpor ohybu pásu na bubnech .....	27
5.4.2.4.	Odpor v ložiskách vratného bubnu .....	27
5.4.3.	Přídavné odpory .....	27
5.4.3.1.	Hlavní přídavné odpory .....	27
5.4.3.2.	Vedlejší přídavné odpory .....	29
5.4.4.	Odpor pro překonání dopravní výšky .....	30
5.4.5.	Navýšení obvodové hnací síly .....	31
5.5.	Vypočtený provozní výkon pohonu dopravníku .....	31
5.5.1.	Minimální výkon elektromotoru .....	31
5.5.2.	Otáčky hřídele poháněcího bubnu .....	32
5.6.	Návrh pružné spojky .....	32
5.7.	Síly v pásu .....	32
5.7.1.	Kontrola pevnosti pásu v tahu .....	34
5.8.	Výpočet ložisek .....	35
6.	Závěr .....	36
	Seznam použité literatury .....	37
	Seznam zkratk a symbolů .....	39
	Seznam obrázků .....	42
	Seznam příloh .....	43





## 1. Úvod

Pásové dopravníky jsou mechanická zařízení, která slouží k přepravě sypkých, kusových či polotekutých hmot. Jejich dráha může být buď vodorovná, nebo mírně skloněná (záleží na vlastnostech přepravované hmoty). Výhodou tohoto typu dopravníku je plynulost, univerzálnost použití, tichý provoz, jednoduché technické řešení a malé požadavky na údržbu. Tažným elementem je pás, který je natažen mezi poháněným a vratným bubnem a je po celé délce podpírán nosnými válečky.

V této práci je navržen dopravník vhodný pro přepravu směsného komunálního odpadu a jsou zvoleny všechny komponenty potřebné k jeho fungování pro zadaný účel.

## 2. Konstrukce pásových dopravníků

Vzhledem k četnosti použití pásových dopravníků je jejich konstrukce v jednotlivých aplikacích velmi rozdílná a závisí na okolních podmínkách, druhu přepravovaného materiálu, jeho množství a také na dopravní vzdálenosti.

### 2.1. Druhy pásových dopravníků

Dopravníky se mohou dělit podle

1) Sklonu [1]

- vodorovné
- šikmé
- lomené

2) Materiálu tažného elementu (druhu pásu) [5]

- gumový
- ocelový
- ocelogumový
- z drátěného pletiva

3) Provedení nosné konstrukce [5]

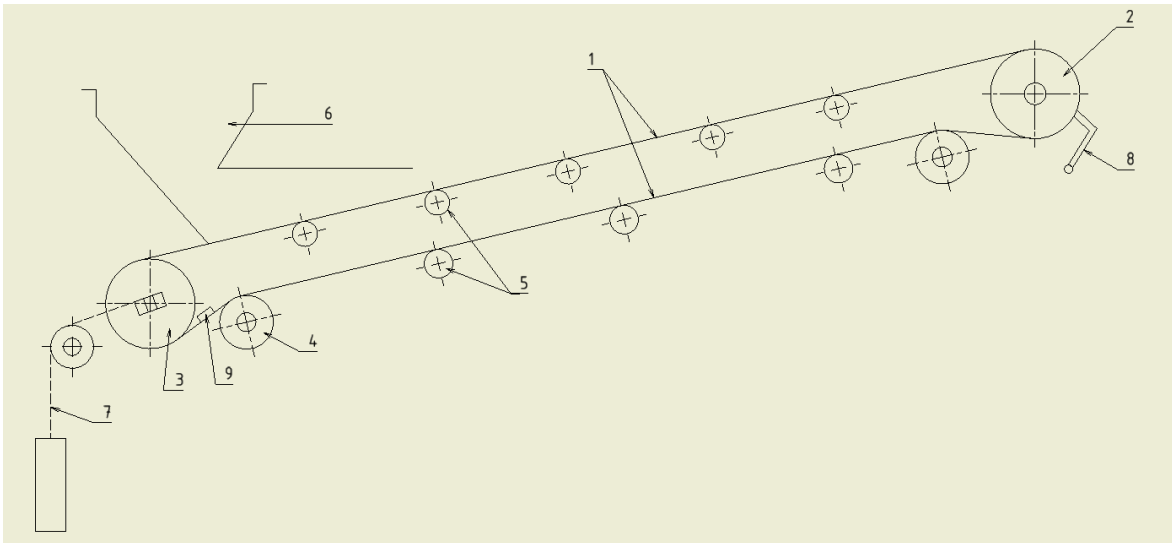
- stabilní
- pojízdné
- přestavitelné

4) Množství hnacích bubnů [1]

- jednobubnové
- vícebubnové

### 2.2. Komponenty pásového dopravníku

Na Obr. 1 jsou znázorněny nejčastěji používané elementy, ze kterých se dopravník dle [1] skládá.

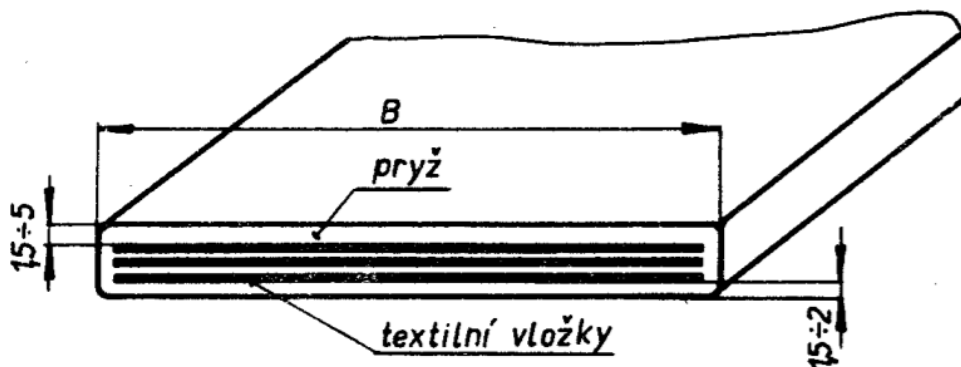


Obr. 1- Komponenty šikmého pásového dopravníku [-]

- |                            |                            |
|----------------------------|----------------------------|
| 1) Dopravní pás            | 6) Násypka                 |
| 2) Hnací buben             | 7) Napínání vratného bubnu |
| 3) Vratný a napínací buben | 8) Vnější stěrač pásu      |
| 4) Vodící buben            | 9) Vnitřní stěrač pásu     |
| 5) Podpěrné válečky        |                            |

### 2.2.1. Dopravní pás

Nejpoužívanějším tažným elementem je gumový pás. Jeho jádro je tvořeno textilními vložkami nejčastěji z bavlny, která dosahuje pevnosti 40 až 120 N/mm. Větší pevnosti je možné dosáhnout pomocí vložek z umělého hedvábí (250 N/mm) nebo perlonových vláken (450 N/mm). Tyto vložky se vyskytují v počtu od 2 do 14 vrstev a navzájem jsou spojeny do jednoho jádra měkkými pryžovými vrstvami (Obr. 2). [5]



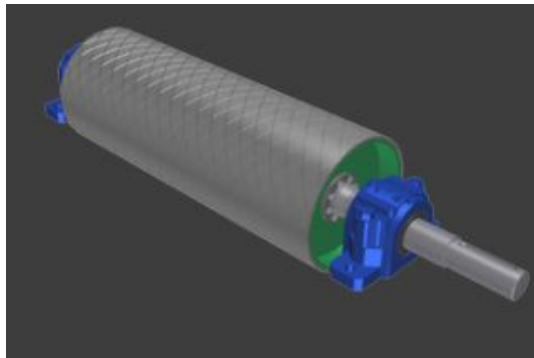
Obr. 2-Průřez gumovým pásem [5]

Okolo jádra se vyskytují krycí vrstvy- horní, dolní a boční. Horní slouží k ochraně před vnějšími vlivy a abrazivním opotřebením vlivem materiálu. Dolní chrání kostru před působením bubnů a nosných válečků. Boční má za úkol zabránit poničení jádra vlivem bočního vedení. [5]

Do určité délky vnitřního obvodu se pásy dodávají jako celistvé. V případě dlouhých tratí výrobce dodává pásy s volnými konci, které se spojují až při montáži. [5]

### 2.2.2. Hnací a vratný buben

Pohon hnacího bubnu, který se zpravidla nachází v nejvyšším místě, je zajištěn buď pomocí asynchronního motoru, převodovky a spojky nebo je možné všechny tyto komponenty nahradit elektrobubnem, kde je asynchronní motor umístěn uvnitř bubnu. Výhodou druhé zmiňované varianty je zjednodušení celé konstrukce a ušetření místa. [21]



*Obr. 3- Hnací buben [13]*

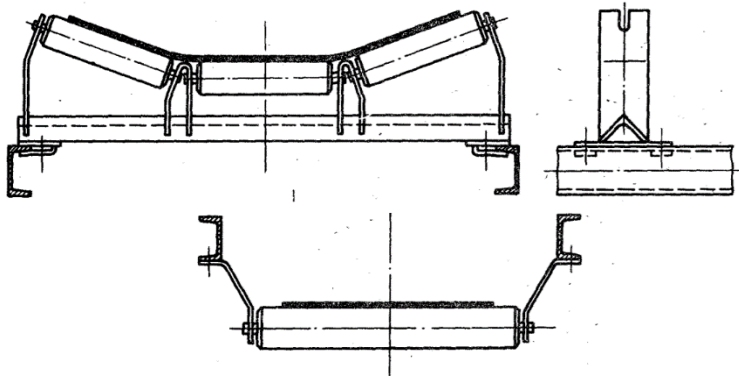
Oba bubny, jak hnací (Obr. 3), tak i vratný, mohou mít povrch buď hladký, pogumovaný, s polyuretanovým obložením nebo s obložením keramickým. Volba obložení závisí na tahových silách v pryžovém pásu a součiniteli tření mezi ním a hnacím bubnem. Pokud na přenesení velké hnací síly nestačí jeden buben, je třeba použít pohonu dvou nebo více bubnů. [1]

Volba průměru hnacího a hnaného bubnu závisí na typu zvoleného pásu.

### 2.2.3. Podpěrné válečky a válečkové stolice

Podpěrné válečky zajišťují plynulý chod celé soustavy, nesou pás jak v nosné, tak i ve vratné větvi a zabraňují tak jeho prověšení. Musí být dobře vyváženy, mít co nejmenší odpor při otáčení a co nejnižší hmotnost rotujících částí. Uloženy bývají většinou v kuličkových ložiskách, která by měla být dobře utěsněna proti vnikání nečistot. Toho se dosahuje použitím labyrintových těsnění. [1]

Válečky jsou nejčastěji uloženy v držácích z ohnuté ploché oceli (Obr. 4), které nazýváme válečkovými stolicemi. Tyto stolice bývají v nosné větvi jedno, dvou nebo tříválečkové, přičemž druhé dvě možnosti tvoří korýtkový profil pásu, který umožňuje zvýšit přepravované množství materiálu. Boční válečky mohou být podepřené nebo uloženy letmo – tzv. samonosné. Typy uložení v nosné větvi jsou zobrazeny na Obr. 5. Ve vratné části bývá profil pásu nejčastěji rovný. [5] Zde se používají stolice jednoválečkové, v případě širokého pásu mohou být použity stolice dvouválečkové.



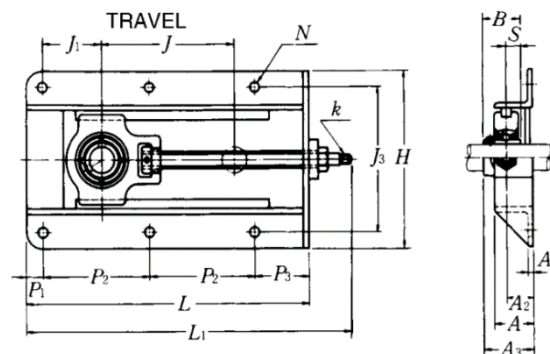
Obr. 4- Válečkové stolice [5]

	NOSNÉ SESTAVY
ŽLABOVÉ	
VEE	
SAMONOSNÉ	
HLADKÉ	
KONZOLOVÉ	
GIRLANDOVÉ	

Obr. 5- Možnosti uložení válečků v nosné větvi [8]

#### 2.2.4. Napínací mechanismus

Z důvodu přenosu hnací síly z bubnu na pás třením je potřeba udržovat pás dostatečně napnutý. Tento proces může být zajištěn šroubem (Obr. 6), závažím (Obr. 1), navíječem či pružinami. [1]



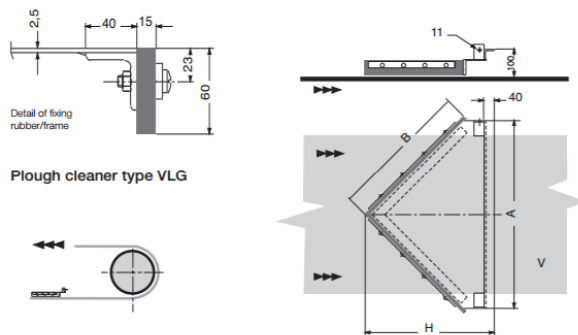
Obr. 6- Schéma napínací ložiskové jednotky [9]

### 2.2.5. Stěrače

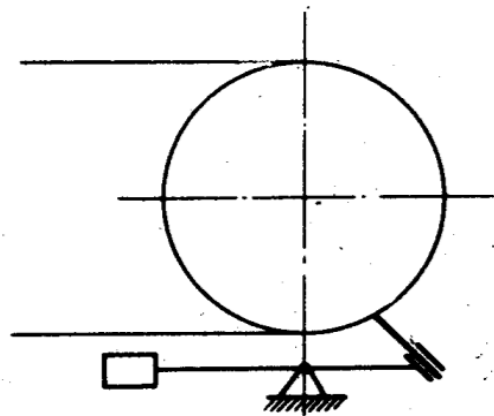
Při použití mokrých či lepkavých materiálů je nutné použít stěrače na čištění pásu od zbytků materiálu.

Vnitřní stěrač (Obr. 8) zajišťuje, aby se zbytky materiálu nedostaly mezi pás a vratný buben, čímž by hrozilo poškození či opotřebení těchto součástí. Obvykle má tvar šípového pluhu a je umístěn ve spodní větvi, těsně před vratným bubnem. [18] Přitlačován bývá pouze svou vlastní hmotností.

Vnější stěrač bývá umístěn na začátku vratné větve a shrnuje materiál, který zůstal přilepen k vnější straně. Zabraňuje se tím opotřebení pásu a nosných válečků ve vratné části dopravníku a následnému zvyšování odporů. Většinou se vyrábí z měkké gumy, polyuretanu či kovu a je přitlačován pružinami nebo závažím (Obr. 7). [5]



Obr. 8- Vnitřní stěrač pásu [10]



Obr. 7- Vnější stěrač pásu [5]

### 3. Projekt překladiště odpadu

V rámci školního projektu byl zadán úkol technicky vyřešit pracoviště, které by sloužilo jako krátkodobé úložiště a zároveň překladiště směsného komunálního odpadu z popelářských vozů do velkoobjemových kontejnerů, které budou následně přepravovány na speciálně upravených tramvajích do spalovny. Cílem této práce je navrhnout konstrukci pásového dopravníku a jeho rozměry, komponenty a vlastnosti přizpůsobit předchozímu a následujícímu kroku procesu zpracování.

#### 3.1. Základní předpoklady pracoviště

Na začátku projektu byly definovány tyto předpoklady

- Zpracování 200 až 300 tun směsného komunálního odpadu za den
- Měrná hmotnost odpadu je  $\rho=500 \text{ kg/m}^3$
- Celý proces by měl být co nejvíce automatizovaný

#### 3.2. Stanoviště před a za dopravníkem

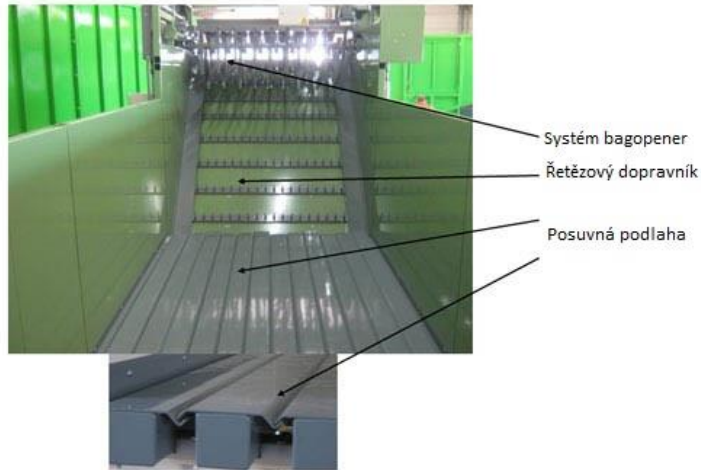
Volba rozměrů dopravníku závisí především na přepravovaném materiálu, jeho množství a měrné hmotnosti. Je rovněž nutné nezapomínat na předcházející a následující stanoviště z hlediska technologie a posloupnosti procesu.

##### 3.2.1. Předcházející stanoviště

Celý proces začíná příjezdem popelářského vozu (objem takového vozu je přibližně  $18 \text{ m}^3$ ).[6] Tento vůz vysype svůj obsah do podzemního kontejneru na dávkování odpadu od firmy TINSLEY COMPANY (Obr. 9). Objem tohoto kontejneru je až  $60 \text{ m}^3$ , pojme tedy odpadový materiál až ze tří popelářských vozů najednou. Je opatřen posuvným dnem, na který navazuje skloněný řetězový dopravník, který vede k systému bag opener. [11]

Základem systému bag opener je lišta s několika paralelně se pohybujícími noži, která má za úkol narušit strukturu velkých částí odpadu (například odpadkových pytlů), a tím materiál rozmělnit a umožnit plynulé dávkování na pás. Mechanismem bag opener (Obr. 10) je možné dle výrobce zpracovat až  $200 \text{ m}^3$  materiálu za hodinu. V případě směsného komunálního odpadu se však jedná pouze o  $40 \text{ t/h}$  ( $80 \text{ m}^3/\text{h}$ ), což ale stále při 8 hodinové směně znamená pro tento účel dostačující kapacitu zpracování 320 tun odpadu za den.[11]

Dávkovací kontejner s tímto systémem byl zvolen na základě podmínek daných v kapitole 3.1.



*Obr. 9- Dávkovací kontejner[11], upraveno*



*Obr. 10- Detail systému bag opener [11]*

### 3.2.2. Následující stanoviště

Cílem dopravníku je přemístit odpad do speciálních velkoobjemových kontejnerů (Obr. 11), které budou umístěny na kolejových vozících. Objem každého kontejneru je 25 m<sup>3</sup> a jeho rozměry činí 5m x 2,5m x 2m (D x V x Š). Vozíky budou pohyblivé ve směru kolmém na vodorovný průmět osy dopravníku.



*Obr. 11- Velkoobjemový kontejner- ilustrační foto [12]*



## 4. Volba komponent

V následující kapitole budou zvoleny jednotlivé komponenty pásového dopravníku s ohledem na podmínky provozu stanovené v kapitole 3.

### 4.1. Pás

Volba rozměrů a materiálu pásu závisí na objemovém dopravním výkonu, šířce násypky a vlastnostech přepravovaného materiálu. Dalším důležitým faktorem při volbě jsou velikosti sil, které v pásu působí.

#### 4.1.1. Šířka pásu

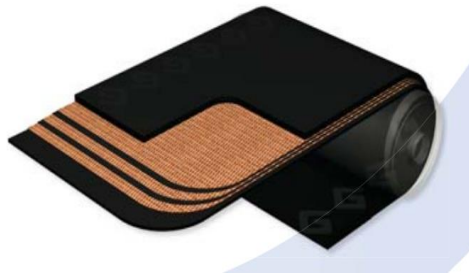
Tento rozměr je v našem případě především závislý na rozměrech dávkovacího kontejneru. Vnitřní šířka kontejneru a mechanismu bag opener je přibližně 2 100 mm, ale za tímto systémem bude použita násypka, která umožní usměrnění padajícího odpadu na pás o šířce  $B = 1\,600$  mm.

#### 4.1.2. Materiál pásu

Pro přepravu odpadového materiálu je vhodné zvolit pás, který bude odolný vůči působení živočišných tuků a rostlinných olejů. K tomuto účelu jsou určeny pásy kategorie MOR.

Z katalogu [15] byl vybrán pás **GUMEX EP 400/3 š.1600/4+2/MOR** (Obr. 12) s těmito vlastnostmi

- Šířka  $B = 1600$  mm (na vyžádání)
- Použití při teplotách  $-30^{\circ}\text{C}$  až  $+60^{\circ}\text{C}$
- 3 vložky
- Pevnost jádra  $R_{mp} = 400$  N/mm
- Tloušťka horní krycí vrstvy 4 mm
- Tloušťka dolní krycí vrstvy 2 mm
- Tloušťka pásu  $s = 8,8$  mm
- Hmotnost 19,36 kg/bm (z rovnice (13))



Obr. 12- Pás Gumex MOR [15]

## 4.2. Bubny

Základním předpokladem je volit hnací buben s gumovým obložením, které podle [7] vykazují nejvyšší hodnoty třecího součinitele mezi bubnem a pásem. Důvodem je jeho použití v nepříznivých vnějších podmínkách (déšť, sníh). Oba bubny byly vybrány od firmy **GTK** v bombírovaném provedení, co zajišťuje středění pásu.

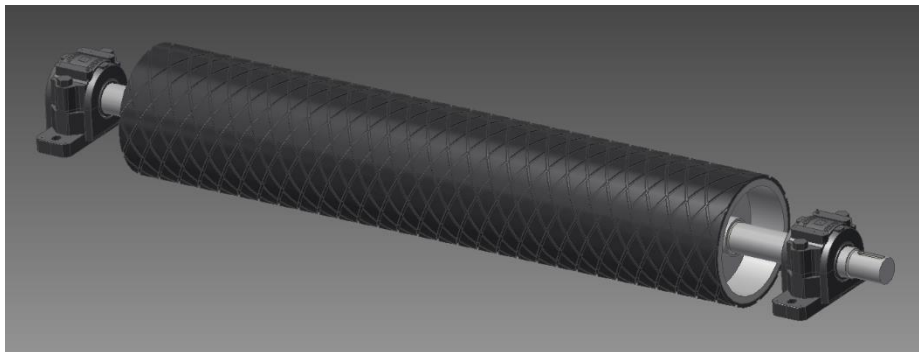
### 4.2.1. Hnací buben

Dle [10] k šířce pásu  $B = 1\,600$  mm přísluší délka pláště bubnu  $B_b = 1800$  mm (Obr. 13). Průměr bubnu bez obložení byl na základě [15] zvolen  $D' = 320$  mm. Celkový průměr bubnu s gumovým obložením je tedy

$$D = D' + 2s \quad (1)$$

- $s = 0,008$  až  $0,0012$  m (dle [13])
- $D' = 0,32$  m (dle [15])

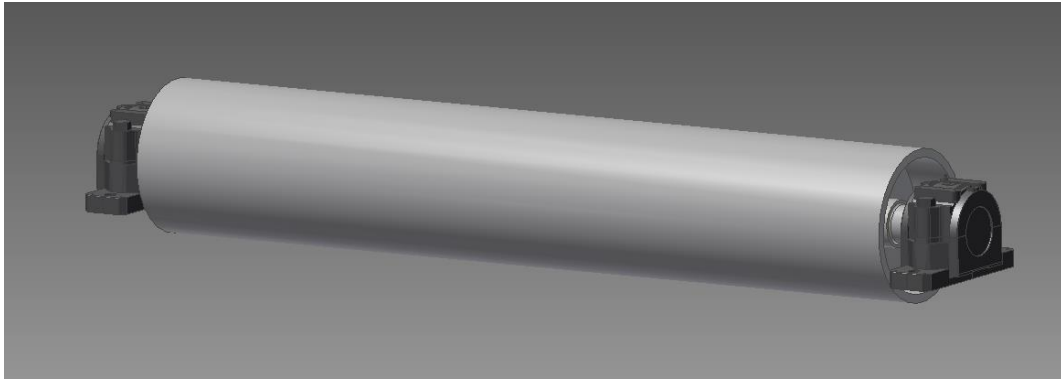
$$D = 0,32 + 2 \cdot 0,01 = 0,34 \text{ m} = 340 \text{ mm}$$



Obr. 13- Hnací buben s pogumováním (model dle [13])

#### 4.2.2. Napínací buben

Obr. 14) bude mít stejný základní průměr i šířku jako buben hnací, ale jelikož nepřenáší obvodovou hnací sílu, bude bez obložení.



*Obr. 14- Napínací buben (model dle [13]) v ložiskových tělesech SKF [22]*

#### 4.2.3. Uložení bubnů

Oba bubny jsou uloženy v ložiskovém tělese od firmy SKF (Obr. 14), které bylo zvoleno dle výpočtů v kapitole 5.8.

##### **Ložiskové těleso SKF SNL 518-615 [22]**

- Průměr hřídele 80 mm
- Dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko SKF 2218 K [23]
  - Statická únosnost  $C_0=28\ 500\ \text{N}$
  - Dynamická únosnost  $C=70\ 200\ \text{N}$

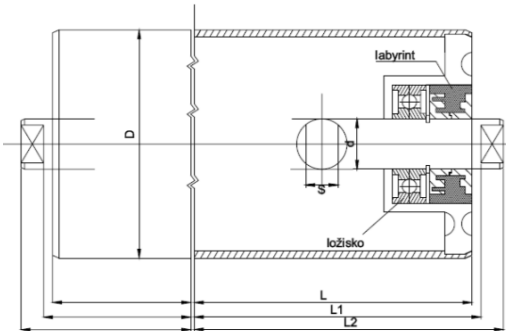
#### 4.3. Válečkové stolice a válečky

Při volbě velikosti stolice a válečků je potřeba zohlednit vlastnosti materiálu, jako je jeho měrná hmotnost, a také vlastnosti a rozměry zvoleného pásu.

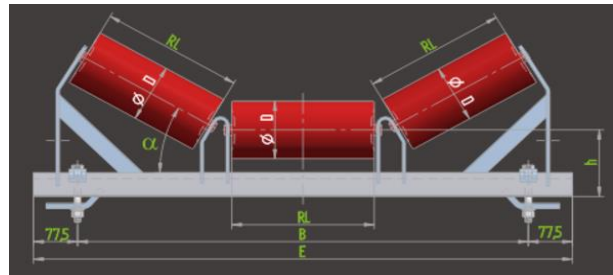
##### 4.3.1. Horní větev

Pro nosnou větev dopravníku se zpravidla používá stolice tříválečková. Pro pás šířky 1 600 mm je délka válečků stanovena na 600 mm. [16] Úhel sklonu bočních válečků (Obr. 15) pro tuto konkrétní aplikaci byl zvolen 20°, jelikož objemový dopravní výkon je relativně

malý vzhledem k šířce pásu a není tedy nutné vytvářet hluboké korýtko. Vzdálenost stolic v nosné části dopravníku byla stanovena na 1 m podle [1]. Další důležitou vlastností zvolené stolice (Obr. 16) je vychýlení bočních válečků do směru pohybu pásu, což má za důsledek zabránění jeho vybočování při provozu. [5]



Obr. 15- Schéma hladkého válečku [16]



Obr. 16-Tříválečková stolice GTK VAL 10 [14]

Z katalogů firem byly vybrány tyto komponenty

#### Válečková stolice GTK- VAL 10 [14]

- Úhel sklonu válečků - 20°
- Výška osy středového válečku - 175 mm
- Délka základny – 2 045 mm
- Připojovací rozměr - 1 890 mm
- Vychýlení bočních válečků do směru pohybu - 2°

#### Váleček hladký Techbelt 89x600 [16]

- Délka - 600 mm
- Průměr - 89 mm
- Ložisko 6204
- Průměr hřídelky - 20 mm
- Rozměr pro usazení do stolice - 14mm
- Hmotnost - 7,2 kg
- Labyrintové těsnění

#### 4.3.2. Spodní větev

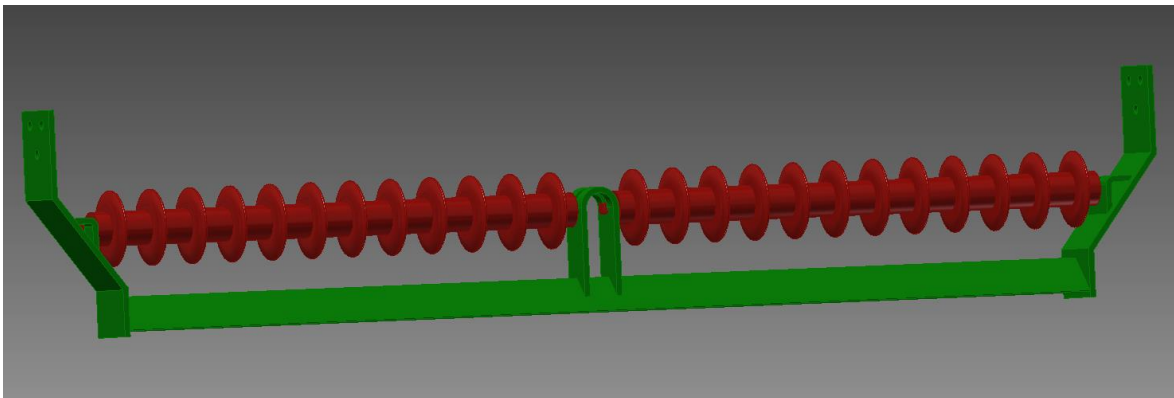
Pro spodní větev byla na základě volby takto širokého pásu zvolena stolice dvouválečková. Toto řešení umožňuje použít kratší, standardně vyráběné válečky. Vzhledem k použití vnitřního stěrače je nutné mít pás ve vratné větvi rovný, a jelikož vhodná stolice nebyla v katalogích nalezena, byla navržena konstrukce podobná stolici **GTK-UL 8** [14], která byla upravena pro sklon válečků 0° (Obr. 17).

Použity jsou zde válečky diskové (Obr. 18), které eliminují stykové plochy mezi vnější stranou pásu, používanou k přepravě materiálu, a válečky. Zabraňuje se tím přimrzání, popřípadě přilepování znečištěného a ulepeného povrchu pásu k válečkům a zbytečnému zvyšování odporů.

Vzdálenost stolic ve vratné části dopravníku byla stanovena dle [1] na 2 m, tedy dvojnásobek, než ve větvi nosné.

#### **Upravená válečková stolice GTK- UL 8 - na zakázku [14]**

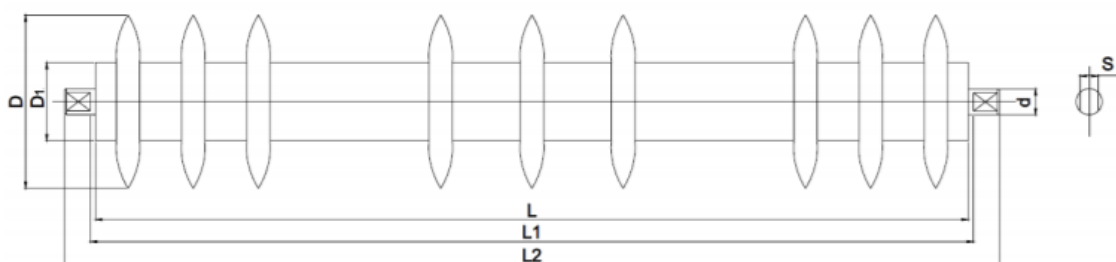
- Úhel sklonu válečků - 0°
- Délka základny – 1800 mm
- Připojovací rozměr - 2050 mm
- Výška uložení ve střední části – 115 mm



*Obr. 17- Upravená dvouválečková stolice GTK, [14]*

#### **Váleček diskový Techbelt 133x 900 [16]**

- Délka - 900 mm
- Průměr - 133/60 mm
- Ložisko 6204
- Průměr hřídelky - 20 mm
- Rozměr pro usazení do stolice - 14mm
- 12 disků
- Hmotnost - 9,9 kg



*Obr. 18- Schéma diskového válečku [16]*

## 4.4. Stěrače pásu

Stěrače byly voleny s důrazem na jednoduchost konstrukčního uspořádání a nízkou cenu, neboť přepravovaný materiál má nízkou měrnou hmotnost a je zároveň velmi málo abrazivní a není tedy potřeba zohledňovat pevnost a životnost stěračů.

### 4.4.1. Vnější stěrač

Z [17] byl vybrán vnější stěrač s označením **CJ PU** (Obr. 19) s těmito vlastnostmi:

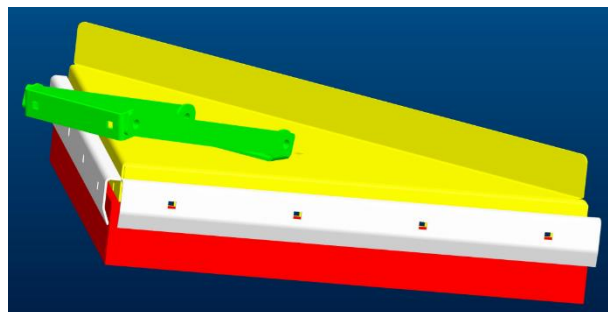
- Umístění na čelo hnaného válce
- Stírací segment je z polyuretanu
- Šířka je stejná jako šířka pásu
- Použitelný pro materiály do 100 °C
- Vhodný pro mírně abrazivní materiály

### 4.4.2. Vnitřní stěrač

Pro tuto aplikaci byl z [18] vybrán stěrač s označením **VPU**, který je vyroben z ocelového profilu tvaru trojúhelníku, na nějž jsou přimontovány dva břity z polyuretanu (Obr. 20).



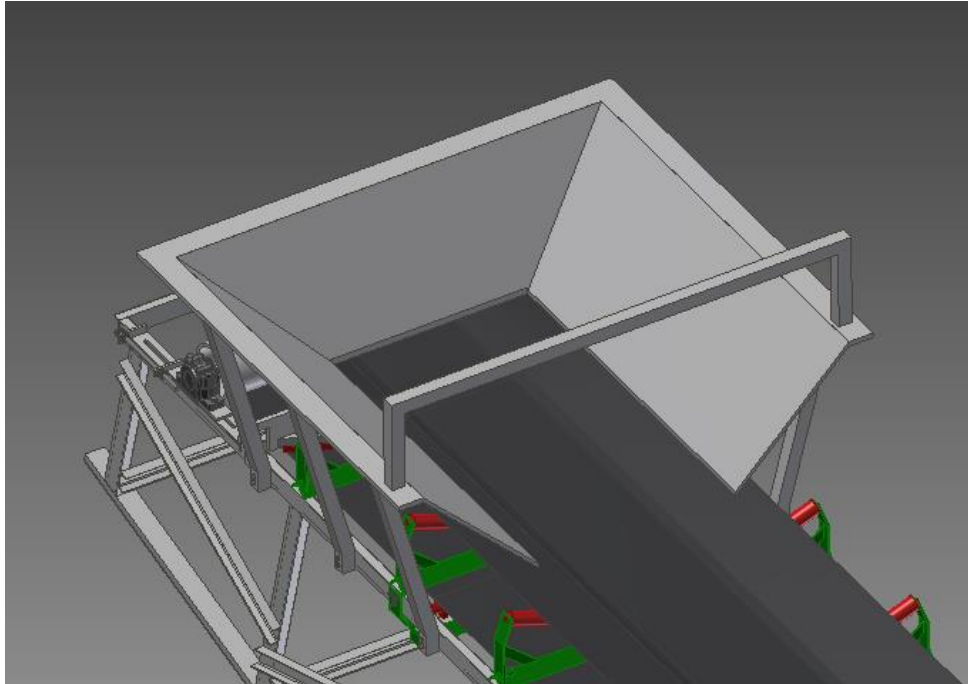
Obr. 19- Vnější stěrač CJ PU [17]



Obr. 20- Vnitřní stěrač VPU [18]

#### 4.5. Násypka

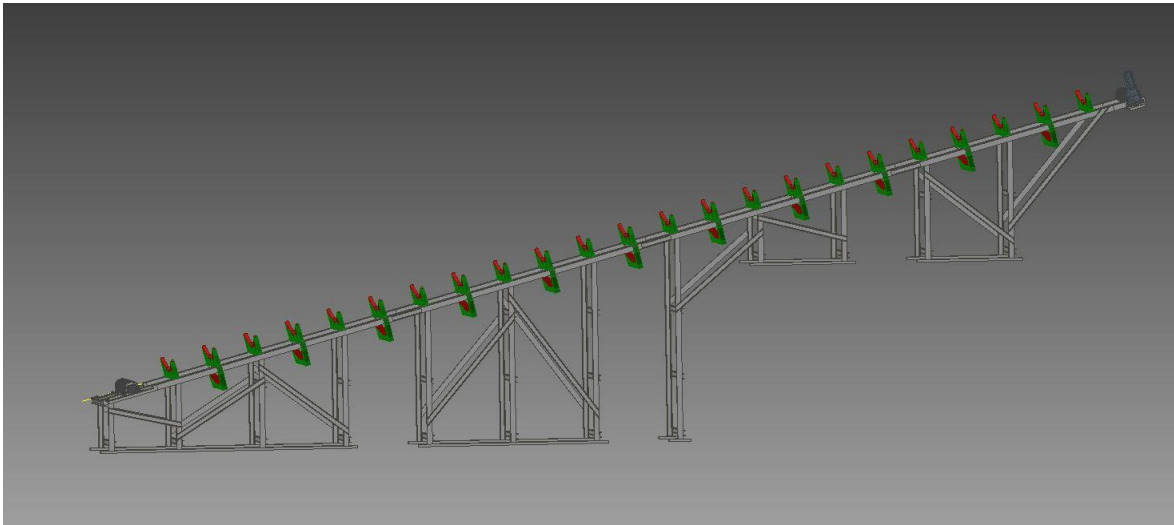
Postupné dávkování na pás probíhá ze systému bag opener, proto násypka plní pouze funkci usměrňování materiálu (jak již bylo zmíněno v kapitole 4.1.1.) na šířku o něco menší, než je využitelná ložná šířka pásu, která činí  $b = 1\,390$  mm (rovnice (4)). To je zajištěno svařenou konstrukcí z nerezové oceli (Obr. 21).



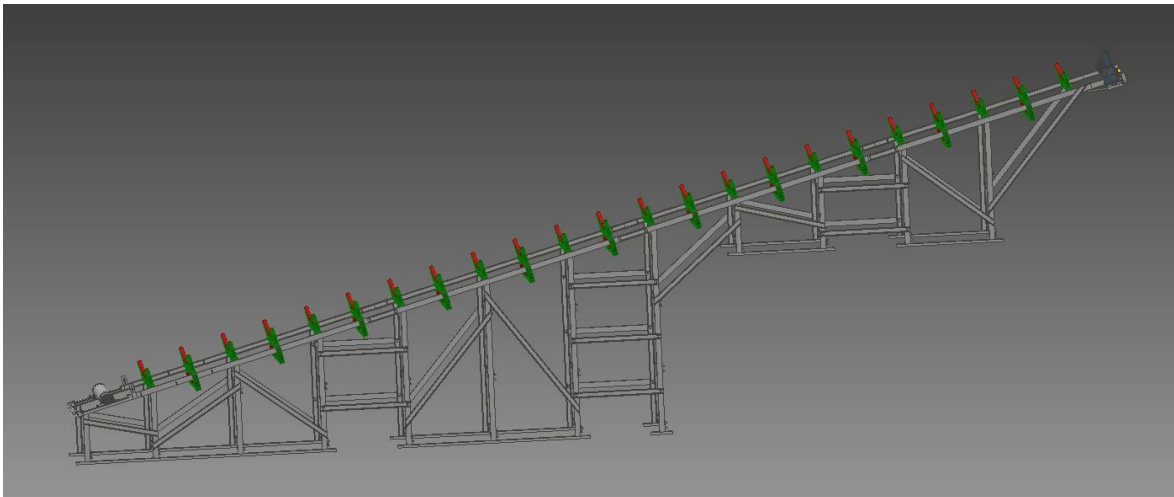
*Obr. 21- Násypka [-]*

#### 4.6. Rám

Pro tuto aplikaci byl vzhledem k jednoúčelovému použití dopravníku zvolen rám stabilní. Tento rám je složen ze čtyř svařenců (Obr. 22), které jsou k sobě následně smontovány příčkami (Obr. 23). Toto rozdělení bylo provedeno z důvodu velkých rozměrů celé nosné konstrukce, tedy s ohledem na technologii výroby a nemožnost dopravy jednoho rámu vcelku na místo určení.



Obr. 22- Nosný rám před montáží [-]



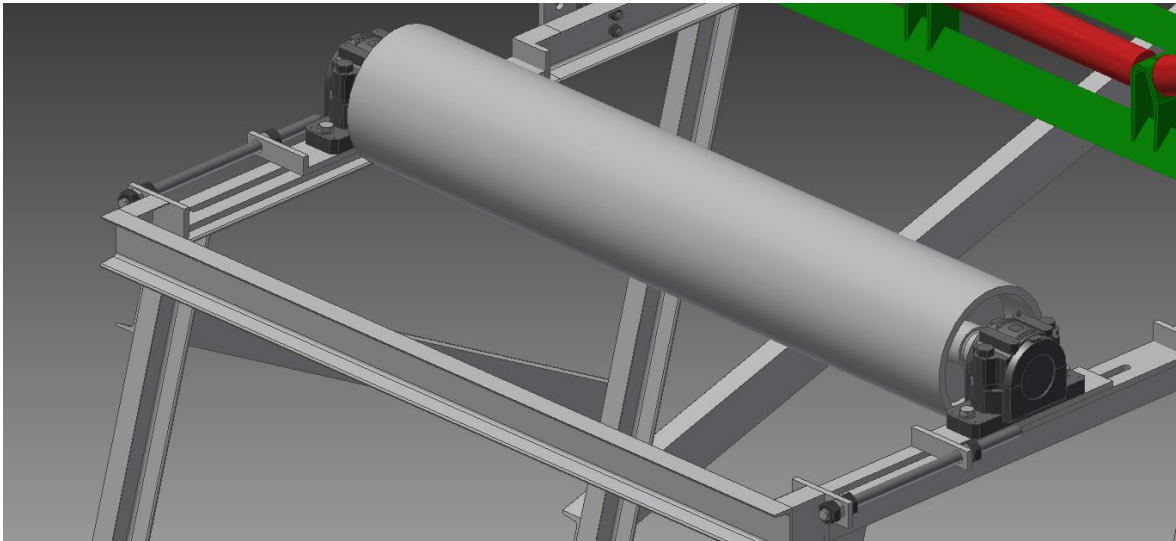
Obr. 23- Nosný rám po montáží [-]

#### 4.7. Napínání

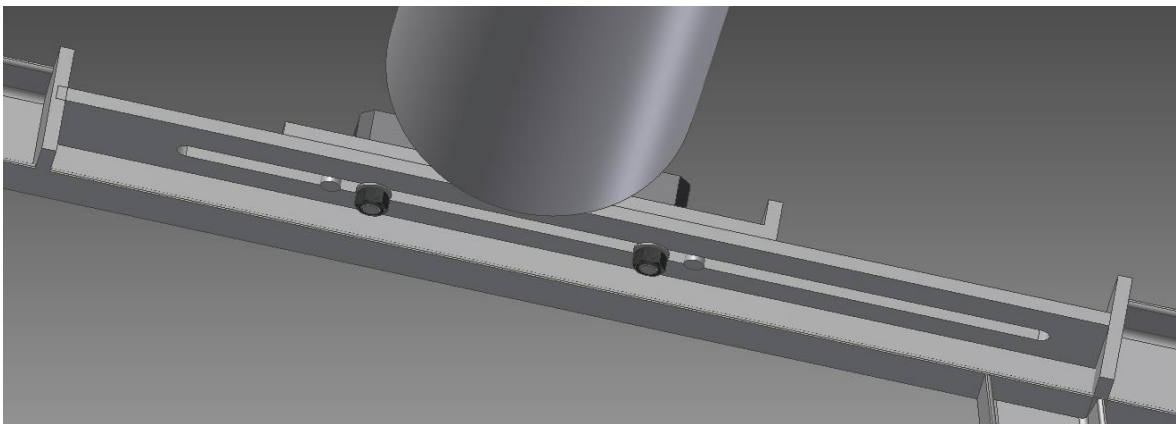
Podle [5] by měla funkční délka napínacího ústrojí tvořit 2% celkové délky dopravníku. V našem případě je tedy potřebná napínací délka rovna 0,48 m. Pro dopravníky kratší než 30 m se napínání řeší pomocí šroubu.

Po obou stranách jsou v rámu přimontovány dvě závitové tyče se závitem M27x1,5, kterými je napínání zajištěno (viz Obr. 24). Pro napnutí pásu je potřeba povolit šrouby držící ložiskové těleso, provést samotné napnutí pomocí závitových tyčí (příčemž boční vedení je zajištěno pomocí dvou kolíků, které jsou součástí pohyblivého svařence sevřeného mezi ložiskovým tělesem a rámem) a šrouby znovu utáhnout (Obr. 25).





*Obr. 24- Napínací stanice [-]*



*Obr. 25- Detail napínacího mechanismu [-]*

## **4.8. Pohon**

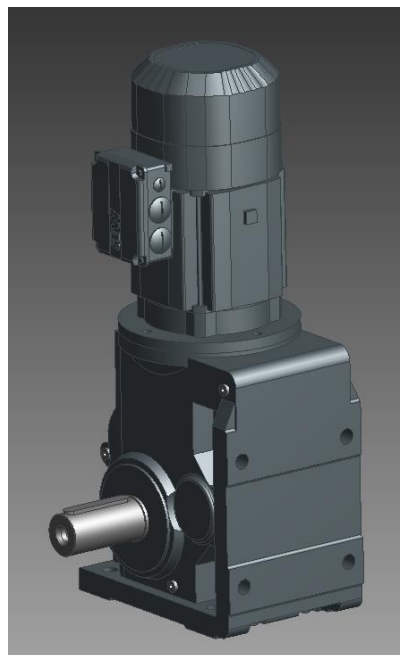
Pro volbu pohonu je nejprve důležité spočítat průřez náplně dopravníku, objemový a hmotnostní průtok, rychlost pásu, hlavní a vedlejší odpory dopravníku a z vypočtených hodnot stanovit potřebný výkon hnacího motoru.

### **4.8.1. Převodový motor**

Všechny výše zmíněné hodnoty byly vypočteny v kapitole 5. Na základě těchto údajů (potřebný výkon motoru, otáčky vstupní hřídele hnacího bubnu) byl vybrán z [19] převodový motor od značky **SEW** (Obr. 26).

### Převodový motor SEW K87DRN100LS4BE5/TF [19]

- 4 pólový třífázový motor
- Výkon 2,2 kW
- $n = 1\,450\ 1/\text{min}$
- Kuželová převodovka
- Převodový poměr  $i = 126,91$
- Výstupní otáčky  
 $n_v = 11\ 1/\text{min}$
- Výstupní moment  
 $M_v = 1\,830\ \text{Nm}$
- Průměr výstupní hřídele  
60 mm
- Třída účinnosti IE3
- Součástí je stavěcí brzda



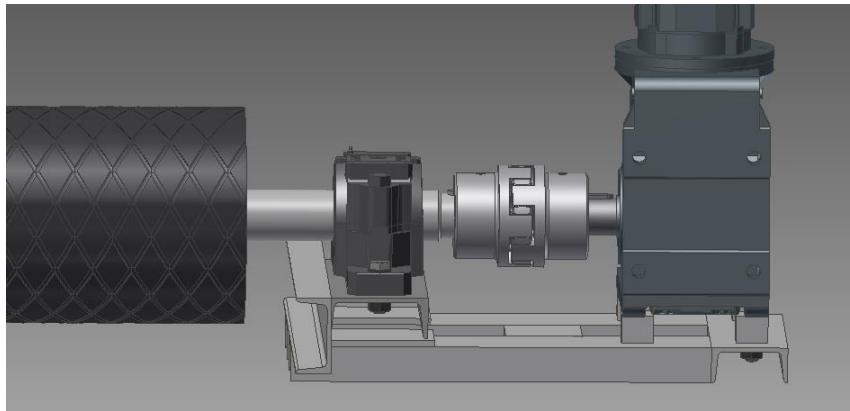
Obr. 26- Převodový motor SEW [19]

#### 4.8.2. Spojka

Vzhledem k hodnotě kroutícího momentu vypočítané v kapitole 5.6 byla pro spojení výstupní hřídele převodovky a vstupní hřídele hnacího bubnu zvolena pružná spojka značky ROTEX (Obr. 27)

#### Spojka ROTEX 75 – 98 Sh A T-PUR [20]

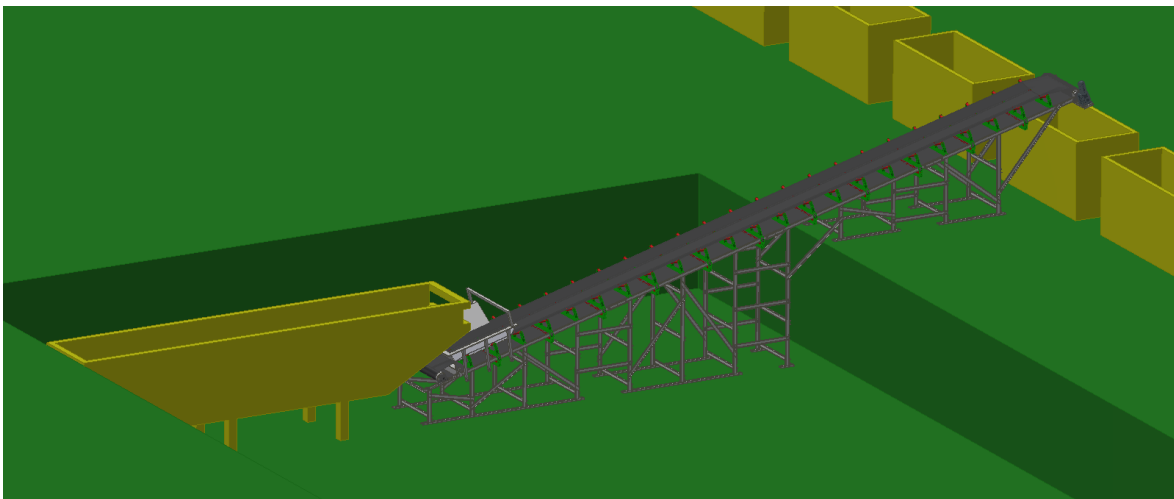
- Maximální průměr hřídelí 80 mm
- Maximální točivý moment 3 840 Nm



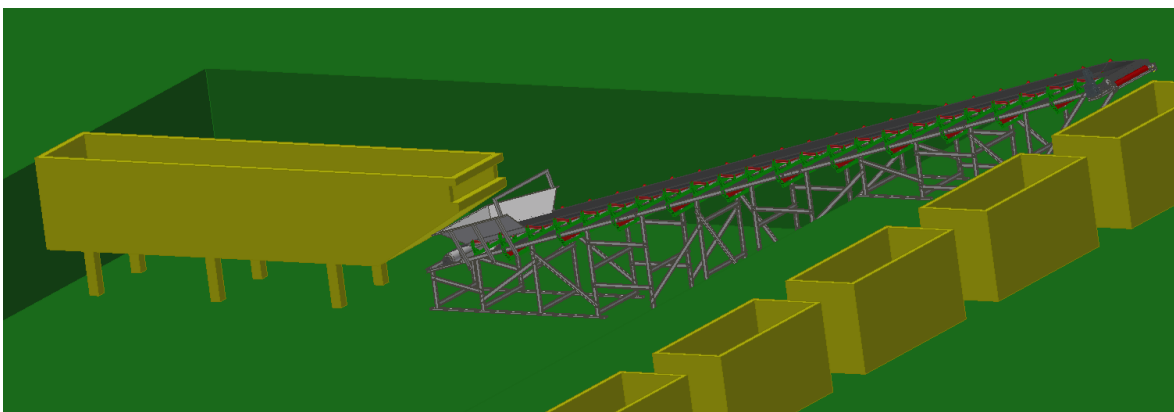
*Obr. 27- Spojka ROTEX 75 [20]*

#### **4.9. Sestavení**

Z vybraných komponent byl vytvořen 3D model (Příloha 3-CD, Obr. 28, Obr. 29) v softwaru Autodesk Inventor Professional 2015. Z něho byl vytvořen výkres sestavy s pozicemi (Příloha 1) a sestaven kusovník (Příloha 2).



*Obr. 28- Pásový dopravník s okolím 1 [-]*



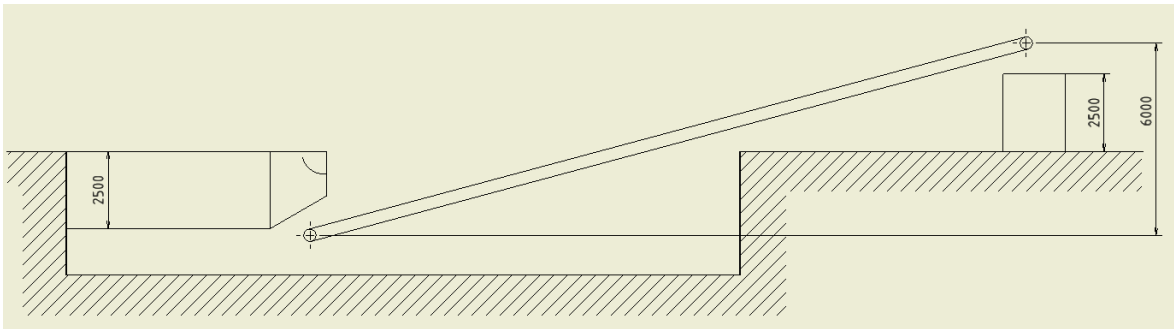
*Obr. 29- Pásový dopravník s okolím 2 [-]*

## 5. Výpočty

V této části práce jsou provedeny potřebné výpočty k návrhu částí pásového dopravníku dle normy [7].

### 5.1. Délka a dopravní výška

Předběžná délka celého dopravníku vyplýne z nákresu uspořádání a přibližných rozměrů stanoviště (Obr. 30). Vzhledem k přepravovanému materiálu byl zvolen nižší úhel stoupání o hodnotě  $\delta=15^\circ$ .



Obr. 30- Nákres uspořádání pásového dopravníku [-]

Předběžná dopravní výška je dle nákresu rovna  $H' = 6$  m

Předběžná délka dopravníku je tedy

$$L' = \frac{H'}{\sin \delta} \quad (2)$$

$$L' = \frac{6}{\sin 15^\circ} = 23,2 \text{ m}$$

Je třeba připočítat určité přesahy na obou stranách, celková délka tedy byla zvolena  $L = 24$  m.

Skutečná dopravní výška tedy je

$$H = L \cdot \sin \delta = 24 \cdot \sin 15^\circ = 6,21 \text{ m} \quad (3)$$

## 5.2. Průřez náplně

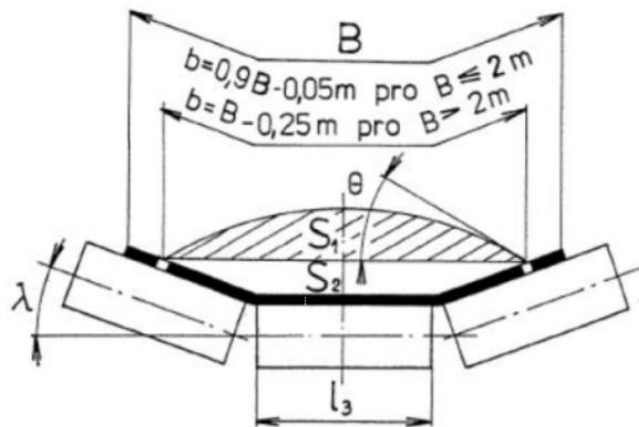
Pro pás šířky  $B \leq 2\text{m}$  platí, že ložná šířka tríválečkové stolice je dána vztahem

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (4)$$

- $B = 1,6\text{m}$  (viz 4.1.1.)

$$b = 0,9 \cdot 1,6 - 0,05 = 1,39\text{ m} = 1390\text{ mm}$$

Z Obr. 31 je patrné, že plocha průřezu náplně pásu v tríválečkové stolici je definována



Obr. 31- Plocha průřezu náplně [7]

$$S = S_1 + S_2 \quad (5)$$

Vzhledem k nehomogenitě přepraveného materiálu a tudíž nepravidelnému dávkování nelze stanovit sypaný úhel (a tedy ani dynamický sypaný úhel) potřebný k vypočítání obsahu  $S_1$  a rovnici (4) tedy lze zjednodušit na tvar

$$S = S_2 \quad (6)$$

kde  $S_2$  se vypočítá podle vztahu

$$S_2 = \left[ l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \cdot \cos \lambda \right] \left[ \frac{(b - l_3)}{2} \cdot \sin \lambda \right] \quad (7)$$

- $l_3 = 0,6 \text{ m}$  (dle [16])
- $b = 1,39 \text{ m}$  (z rovnice (4))
- $\lambda = 20^\circ$  (dle [14])

$$S_2 = \left[ 0,6 + \frac{(1,39 - 0,6)}{2} \cdot \cos 20 \right] \left[ \frac{(1,39 - 0,6)}{2} \cdot \sin 20 \right]$$

$$S_2 = S = 0,131 \text{ m}^2$$

### 5.3. Rychlost pásu

Maximální dopravní výkon předchozího stanoviště (systém bagopener) je pro komunální odpad 40 t/h, což v tomto případě odpovídá 80 m<sup>3</sup>/h. Po převedení do základních jednotek je

$$I_V = 0,0222 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Minimální rychlost pásu spočítáme podle vztahu

$$v_{min} = \frac{I_V}{S} \quad (8)$$

- $S = 0,131 \text{ m}^2$  (z rovnice (7))

$$v_{min} = \frac{0,0222}{0,131} = 0,17 \text{ m/s}$$

Rychlost pásu pro další výpočty byla zvolena  $v = 0,2 \text{ m/s}$ . Převodové ústrojí by mělo ideálně být vybráno tak, aby výsledná rychlost pásu byla 0,17 až 0,2 m/s.

#### 5.4. Předběžná obvodová hnací síla

Předběžná obvodová hnací síla je dle [7] určena součtem všech odporů, které působí proti pohybu dopravníku

$$F'_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (9)$$

- $F_H = 576,9 \text{ N}$  (z rovnice (10))
- $F_N = 84,84 \text{ N}$  (z rovnice (15))
- $F_{S1} = 61 \text{ N}$  (z rovnice (21))
- $F_{S2} = 427,44 \text{ N}$  (z rovnice (25))
- $F_{St} = 3381 \text{ N}$  (z rovnice (31))

$$F'_U = 576,9 + 84,84 + 61 + 427,44 + 3381$$

$$F'_U = 4531,18 \text{ N}$$

##### 5.4.1. Hlavní odpor

Hlavní odpor  $F_H$  je dle [7] popsán vzorcem

$$F_H = f \cdot L \cdot g [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cos \delta] \quad (10)$$

- $f = 0,02$  (dle [7])
- $L = 24 \text{ m}$  (voleno v 5.1.)
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  (dáno)
- $q_{RO} = 21,6 \text{ kg/m}$  (z rovnice (11))
- $q_{RU} = 9,9 \text{ kg/m}$  (z rovnice (12))
- $q_B = 19,36 \text{ kg/m}$  (z rovnice (13))
- $q_G = 55,5 \text{ kg/m}$  (z rovnice (14))
- $\delta = 15^\circ$  (voleno v 5.1.)

$$F_H = 0,02 \cdot 24 \cdot 9,81 [21,6 + 9,9 + (2 \cdot 19,36 + 55,5) \cos 15^\circ]$$

$$F_H = 576,9 \text{ N}$$

#### 5.4.1.1. Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve

Dle [7] pro tuto veličinu platí, že

$$q_{RO} = \frac{n_O \cdot m_{RO}}{a_O} \quad (11)$$

- $n_O = 3$  (dle [14])
- $m_{RO} = 7,2$  kg (dle [16])
- $a_O = 1$  m (voleno dle [1])

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot 7,2}{1} = 21,6 \text{ kg/m}$$

#### 5.4.1.2. Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve

V tomto případě je rovnice analogická k rovnici (11), tedy

$$q_{RU} = \frac{n_U \cdot m_{RU}}{a_U} \quad (12)$$

- $n_U = 2$  (dle [14])
- $m_{RU} = 9,9$  kg (dle [16])
- $a_U = 2$  m (voleno dle [1])

$$q_{RU} = \frac{2 \cdot 9,9}{2} = 9,9 \text{ kg/m}$$

#### 5.4.1.3. Hmotnost 1 m dopravního pásu

Dle katalogu [15] je hmotnost zvoleného typu pásu 6,05 kg/bm pro pás šířky 500 mm, z čehož plyne, že pro šířku pásu 1 600 mm platí

$$q_B = 6,05 \cdot \frac{1\,600}{500} = 19,36 \text{ kg/bm} \quad (13)$$



#### 5.4.1.4. Hmotnost nákladu na jeden metr délky

V [7] je dán pro tuto veličinu vztah

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (14)$$

- $I_V = 0,0222 \text{ m}^3/\text{s}$  (dáno v 5.3.)
- $\rho = 500 \text{ kg/m}^3$  (dáno v 3.1.)
- $v = 0,2 \text{ m/s}$  (voleno v 5.3.)

$$q_G = \frac{0,0222 \cdot 500}{0,2} = 55,5 \text{ kg/m}$$

#### 5.4.2. Vedlejší odpory

Působí u všech dopravníků, ale jen v určitých místech. Pro dopravníky délek >80 m se vyjadřují pomocí hlavního odporu a součinitele  $C_N$ . V opačném případě se používá vztah

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (15)$$

- $F_{bA} = 2,22 \text{ N}$  (z rovnice (16))
- $F_f \doteq 0 \text{ N}$  (z rovnice (17))
- $F_l = 67,32 \text{ N}$  (z rovnice (19))
- $F_t = 15,3 \text{ N}$  (z rovnice (20))

$$F_N = 2,22 + 0 + 67,32 + 15,3 = 84,84 \text{ N}$$

##### 5.4.2.1. Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

Tyto odpory jsou dány vztahem

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho(v - v_0) \quad (16)$$

- $I_V = 0,0222 \text{ m}^3/\text{s}$  (dáno v 5.3.)

- $\rho = 500 \text{ kg/m}^3$  (dáno v 3.1.)
- $v = 0,2 \text{ m/s}$  (zvoleno v 5.3.)
- $v_0 = 0 \text{ m/s}$  (vyplývá z 3.2.1.)

$$F_{bA} = 0,0222 \cdot 500(0,2 - 0) = 2,22 \text{ N}$$

#### 5.4.2.2. Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování

Tento odpor je vyjádřen v [7] jako

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_t^2} \quad (17)$$

- $l_b \doteq 0 \text{ m}$  (z rovnice (18))

$$F_f \doteq 0 \text{ N}$$

Tento odpor je v našem případě zanedbatelný, neboť potřebná urychlovací délka se vypočítá

$$l_{b \min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (18)$$

- $v = 0,2 \text{ m/s}$  (voleno v 5.3.)
- $v_0 = 0 \text{ m/s}$  (vyplývá z 3.2.1.)
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  (dáno)
- $\mu_1 = 0,5$  až  $0,7$  (dle [7])

$$l_{b \min} = \frac{0,2^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_{b \min} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \doteq 0 \text{ m}$$

a je přibližně rovna 0.

### 5.4.2.3. Odpor ohybu pásu na bubnech

Tento odpor je definován rovnicí

$$F_l = 9 \cdot B \left( 140 + 0,01 \frac{F}{B} \right) \frac{d}{D} \quad (19)$$

- $F \doteq 6\,500\text{ N}$  (odhadnuto dle (40) a (41))
- $B = 1,6\text{ m}$  (viz 4.1.1.)
- $d = 0,0088\text{ m}$  (dle [15])
- $D = 0,34\text{ m}$  (z rovnice (1))

$$F_l = 9 \cdot 1,6 \left( 140 + 0,01 \frac{6\,500}{1,6} \right) \frac{0,0088}{0,34}$$

$$F_l = 67,32\text{ N}$$

### 5.4.2.4. Odpor v ložiskách vratného bubnu

Pro odpor v ložiskách platí

$$F_t = 0,005 \frac{d_0}{D} F_T \quad (20)$$

- $d_0 = 0,08\text{ m}$  (odhadnuto dle geometrie)
- $F_T \doteq 13\,000\text{ N}$  (odhadnuto dle (40), (41) a geometrie)
- $D = 0,34\text{ m}$  (z rovnice (1))

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,08}{0,34} \cdot 13\,000 = 15,3\text{ N}$$

### 5.4.3. Přídavné odpory

Přídavné odpory nejsou u každého dopravníku, vznikají totiž pouze v důsledku použití přídavných zařízení.

#### 5.4.3.1. Hlavní přídavné odpory

Hlavní přídavné odpory jsou způsobené středěním pásu a bočním vedením a platí pro ně vztah

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} + F_{gL} \quad (21)$$

- $F_{\varepsilon} = 61 \text{ N}$  (z rovnice (22))
- $F_{gL} = 0 \text{ N}$  (z rovnice (24))

$$F_{S1} = 61 + 0 = 61 \text{ N}$$

### Odpor vychýlených bočních válečků

Pro horní větev s tríválečkovou stolicí se stejně dlouhými válečky platí

$$F_{\varepsilon} = C_{\varepsilon} \cdot \mu_0 \cdot L_{\varepsilon} (q_B + q_G) g \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (22)$$

- Součinitel korýtkovosti  $C_{\varepsilon}$  má podle [7] hodnotu
  - 0,4 pro sklon bočních válečků  $30^{\circ}$
  - 0,5 pro sklon bočních válečků  $45^{\circ}$
 V tomto případě je odvozená hodnota pro  $20^{\circ}$  volena  $C_{\varepsilon}=0,32$
- $\mu_0 = 0,3$  až  $0,4$  (dle [7])
- $L_{\varepsilon} = 22 \text{ m}$  (z rovnice (23))
- $q_B = 19,36 \text{ kg/m}$  (z rovnice (13))
- $q_G = 55,5 \text{ kg/m}$  (z rovnice (14))
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  (dáno)
- $\delta = 15^{\circ}$  (zvoleno 5.1.)
- $\varepsilon = 2^{\circ}$  (voleno dle [5])

$$F_{\varepsilon} = 0,32 \cdot 0,35 \cdot 22(19,36 + 55,5)9,81 \cdot \cos 15^{\circ} \cdot \sin 2^{\circ}$$

$$F_{\varepsilon} = 61 \text{ N}$$

kde délka dopravníku s vychýlenými válečky je

$$L_{\varepsilon} = L - 2 \cdot a_0 \quad (23)$$

- $a_0 = 1 \text{ m}$  (voleno dle [1])

$$L_{\varepsilon} = 24 - 2 \cdot 1 = 22 \text{ m}$$

### Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

Tento odpor se spočítá dle vztahu

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_l^2} \quad (24)$$

Vzhledem k absenci bočního vedení pásu ale můžeme stanovit, že

$$F_{gL} = 0 \text{ N}$$

#### 5.4.3.2. Vedlejší přidavné odpory

Tyto odpory jsou způsobeny stěrači a shrnovači pásu a vypočítají se

$$F_{S2} = F_r + F_a \quad (25)$$

- $F_r = 427,44 \text{ N}$  (z rovnice (26))
- $F_a = 0 \text{ N}$  (z rovnice (30))

$$F_{S2} = 427,44 + 0 = 427,44 \text{ N}$$

**Odpory stěračů pásu se vypočítají jako**

$$F_r = F_{r1} + F_{r2} \quad (26)$$

- $F_{r1} = 192 \text{ N}$  (z rovnice (27))
- $F_{r2} = 235,44 \text{ N}$  (z rovnice (29))

$$F_r = 192 + 235,44 = 427,44 \text{ N}$$

Kdy pro vnější stěrač platí

$$F_{r1} = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (27)$$

- $\mu_3 = 0,4$  (odhadnuto dle [2])
- $p = 30\,000$  až  $100\,000 \text{ N/m}^2$  (dle [7])

- $A = 0,008 \text{ m}^2$  (z rovnice (28))

$$F_{r1} = 0,008 \cdot 60\,000 \cdot 0,4 = 192 \text{ N}$$

při ploše vnějšího stěrače

$$A = B \cdot t_s \tag{28}$$

- $B = 1,6 \text{ m}$  (viz 4.1.1.)
- $t_s = 0,005 \text{ m}$  (odhadnuto dle geometrie)

$$A = 1,6 \cdot 0,005 = 0,008 \text{ m}^2$$

a pro vnitřní stěrač platí vztah

$$F_{r2} = m_s \cdot g \cdot \mu_3 \tag{29}$$

- $m_s = 60 \text{ kg}$  (odhadnuto dle geometrie)
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  (dáno)
- $\mu_3 = 0,4$  (odhadnuto dle [2])

$$F_{r2} = 60 \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 235,44 \text{ N}$$

#### **Odpor shrnovače materiálu**

Jelikož žádný shrnovač pásu není součástí dopravníku, můžeme říci, že

$$F_a = 0 \text{ N} \tag{30}$$

#### **5.4.4. Odpor pro překonání dopravní výšky**

Tento odpor se u šikmých dopravníků vypočítá

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \tag{31}$$

- $q_G = 55,5 \text{ kg/m}$  (z rovnice (14))
- $H = 6,21 \text{ m}$  (z rovnice (3))
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  (dáno)

$$F_{St} = 55,5 \cdot 6,21 \cdot 9,81 = 3\,381 \text{ N}$$

#### 5.4.5. Navýšení obvodové hnací síly

Předběžně vypočítaná síla  $F_U' = 4\,531,18 \text{ N}$  (z rovnice (9)) se násobí koeficientem 1,2 kvůli nepřesnostem při výpočtu a v rámci započítání možného dočasného přetížení pásu vlivem nerovnoměrného dávkování.

$$F_U = F_U' \cdot 1,2 = 4\,531,18 \cdot 1,2 = 5\,437,4 \text{ N} \quad (32)$$

### 5.5. Vypočtený provozní výkon pohonu dopravníku

Z obvodové hnací síly a rychlosti se stanoví výkon dle vzorce

$$P_A' = F_U \cdot v \quad (33)$$

- $F_U = 5\,437,4 \text{ N}$  (z rovnice (32))
- $v = 0,2 \text{ m/s}$  (zvoleno v 5.3.)

$$P_A' = 5\,437,4 \cdot 0,2 = 1\,087,5 \text{ W}$$

#### Navýšení provozního výkonu

Vypočtený provozní výkon se navyšuje z důvodu navýšení obvodové hnací síly při rozběhu plného dopravníku

$$P_A = P_A' \cdot \xi \quad (34)$$

- $\xi = 1,3$  až  $2$  (dle [7])
- $P_A' = 1\,087,5 \text{ W}$  (z rovnice (33))

$$P_A = 1\,087,5 \cdot 1,5 = 1\,631,25 \text{ W}$$

#### 5.5.1. Minimální výkon elektromotoru

Pro pásové dopravníky hnané platí vztah

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (35)$$

- $P_A = 1\,631,25\text{ W}$  (z rovnice (34))
- $\eta_1 = 0,85$  až  $0,95$  (dle [7])

$$P_M = \frac{1\,631,25}{0,85} = 1\,919,1\text{ W}$$

### 5.5.2. Otáčky hřídele poháněcího bubnu

Jsou rovny otáčkám výstupní hřídele převodovky a vypočítají se rovnicí

$$n_p = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} \quad (36)$$

- $v = 0,2\text{ m/s}$  (zvoleno v 5.3.)
- $D = 0,34\text{ m}$  (z rovnice (1))

$$n_p = \frac{60 \cdot 0,2}{\pi \cdot 0,34} = 11,23\text{ 1/min}$$

Vzhledem k poznámce na konci kapitoly 5.3. volím otáčky  $11\text{ 1/min}$ .

### 5.6. Návrh pružné spojky

Dle [4] je výpočtový moment spojky dán vztahem

$$M_s = k \cdot M_V \quad (37)$$

- $k = 1,5$  až  $1,7$  (dle [4])
- $M_V = 1\,830\text{ Nm}$  (dle [19])

$$M_s = 1,7 \cdot 1830 = 3\,111\text{ Nm}$$

### 5.7. Síly v pásu

#### Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu

Z obvodové hnací síly se síla ve spodní části pásu vypočítá

$$F_{2min} \geq F_U \cdot \xi \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (38)$$



- $F_U = 5\,437,4\text{ N}$  (z rovnice (32))
- $\xi = 1,3$  až  $2$  (dle [7])
- $\mu = 0,3$  (dle [7])
  - pro stykové plochy mokré a znečištěné
  - pro pryžové obložení bubnu s drážkami
- $\varphi = \pi$  rad ( $180^\circ$ ) (voleno dle geometrie)

$$F_{2min} \geq 5\,437,4 \cdot 1,5 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 5\,207,1\text{ N}$$

### Největší tahová síla v pásu

Odpovídá síle v horní větvi a je popsána rovnicí

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) \quad (39)$$

- $F_U = 5\,437,4\text{ N}$  (z rovnice (32))
- $\xi = 1,3$  až  $2$  (dle [7])
- $\mu = 0,3$  (dle [7])
  - pro stykové plochy mokré a znečištěné
  - pro pryžové obložení bubnu s drážkami
- $\varphi = \pi$  rad ( $180^\circ$ ) (voleno dle geometrie)

$$F_{max} \approx 5\,437,4 \cdot 1,5 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx 13\,363,2\text{ N}$$

### Omezení podle průvěsu

Pro horní větev platí

$$F_{1min} = \frac{a_0(q_B + q_G)g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} \quad (40)$$

- $a_0 = 1\text{ m}$  (voleno dle [1])

- $q_B = 19,36 \text{ kg/m}$  (z rovnice (13))
- $q_G = 55,5 \text{ kg/m}$  (z rovnice (14))
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  (dáno)
- $(h/a)_{adm} = 0,005 \text{ až } 0,02$  (dle [7])

$$F_{1 \min} = \frac{1(19,36 + 55,5)9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{1 \min} = 6 \, 119,8 \text{ N}$$

U spodní větve platí analogický vztah

$$F_{2 \min} = \frac{a_U \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} \quad (41)$$

- $a_U = 2 \text{ m}$  (voleno dle [1])
- $q_B = 19,36 \text{ kg/m}$  (z rovnice (13))
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  (dáno)
- $(h/a)_{adm} = 0,005 \text{ až } 0,02$  (dle [7])

$$F_{2 \min} = \frac{2 \cdot 19,36 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015} = 3 \, 165,4 \text{ N}$$

### 5.7.1. Kontrola pevnosti pásu v tahu

Abyste nedošlo k přetržení pásu, musí platit

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max} \quad (42)$$

- $R_{mp} = 400 \text{ N/mm}$  (dle [15])
- $B = 1,6 \text{ m}$  (viz 4.1.1)

$$400 \cdot 1600 \geq 13 \, 363,2$$

$$640 \, 000 \text{ N} \geq 13 \, 363,2 \text{ N}$$

Pevnost pásu je dostatečná.

## 5.8. Výpočet ložisek

Celková síla působící na buben se vypočítá vektorovým součtem sil, které působí v pásu. Při opásání 180° je tedy dána vztahem

$$F_{celk} = F_1 + F_2 \quad (43)$$

- $F_1 = 13\,363,2 \text{ N}$  (z rovnice (39))
- $F_2 = 5\,207,1 \text{ N}$  (z rovnice (38))

$$F_{celk} = 13\,363,2 + 5\,207,1$$

$$F_{celk} = 18\,570,3 \text{ N}$$

Vzhledem k tomu, že je pás na bubnu vystředěn, platí pro reakce v ložiskách vztah

$$R_A = R_B = \frac{F_{celk}}{2} \quad (44)$$

- $F_{celk} = 18\,570,3 \text{ N}$  (z rovnice (43))

$$R_A = R_B = \frac{18\,570,3}{2} = 9\,285,15 \text{ N}$$

Životnost ložisek je dána vztahem

$$L_h = \left( \frac{C}{F_{ekv}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (45)$$

- $C = 70\,200 \text{ N}$  (z katalogu [23])
- $m = 3$  (pro kuličková ložiska)
- $F_{ekv} = F_{celk} = 9\,285,15 \text{ N}$  (vzhledem k absenci axiálních sil)
- $n = 11 \text{ 1/min}$  (viz 5.5.2.)

$$L_h = \left( \frac{70\,200}{9\,285,15} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 11} = 654\,788 \text{ h}$$

Životnost ložisek je dostatečná.

## 6. Závěr

Byl navržen pásový dopravník na přepravu komunálního odpadového materiálu v rámci projektu překladiště odpadu. Na základě zadaných vstupních informací byly provedeny potřebné výpočty a zvoleny všechny nezbytné komponenty z katalogů firem. Tento dopravník vyhovuje zadaným výchozím podmínkám celého stanoviště a dle výpočtů by měl být plně funkční.

V práci nebyla řešena problematika vlivu vnějších podmínek na životnost jednotlivých částí a nutnosti zakrývání komponent respektive zastřešování celé soustavy. Tato problematika nespadá do oblasti rozsahu vypracování této bakalářské práce, avšak při praktickém použití soustavy by jí musela být věnována velká pozornost.

## Seznam použité literatury

- [1] SKOPAL, Vlastimil, Jindřich ADÁMEK a Mojmír HOFÍREK. *Stavba a provoz strojů IV: Konstrukční uspořádání, provoz a údržba*. Praha: SNTL, 1982, 424 s.
- [2] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-718-3164-6.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [4] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3205-1.
- [5] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení, pro posluchače bakalářského studia VUT FSI v Brně*. [PDF dokument].
- [6] BĚHAL, Tomáš. *Design popelářského vozu*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. akad. soch. MIROSLAV ZVONEK, ArtD.
- [7] ČSN ISO 5048: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - Pásové dopravníky s nosnými válečky - Výpočet výkonu a tahových sil. Druhé. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [8] Katalog společnosti Transroll CZ. In: [www.transroll.cz](http://www.transroll.cz) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-spolecnosti-cz-25569.pdf?redir>
- [9] Katalog -napínací ložiskové jednotky s litinovým tělesem. In: [www.loziska.com](http://www.loziska.com) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.loziska.com/loziskova-telesa/>
- [10] Katalog BELT CLEANERS SIMPLE AND PLOUGH TYPES. In: [www.rulmeca.com](http://www.rulmeca.com) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: [http://www.rulmeca.com/en/products\\_bulk/catalogue/1/trasporto\\_a\\_nastro/3/accessories/17/belt\\_cleaners](http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/3/accessories/17/belt_cleaners)
- [11] Bag openers. In: [www.tinsleycompany.com](http://www.tinsleycompany.com) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.tinsleycompany.com/recycling/bag-openers/>
- [12] Velkoobjemový kontejner na odpad - Abroll. In: [www.kaiserservis.cz](http://www.kaiserservis.cz) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.kaiserservis.cz/sluzby/odpadove-kontejnery/>
- [13] Bubny k pásovým dopravníkům. In: [www.gtktuplesy.cz](http://www.gtktuplesy.cz) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.gtktuplesy.cz/index.php?page=bubny&language=cz>
- [14] Dopravníkové stolice. In: [www.gtktuplesy.cz](http://www.gtktuplesy.cz) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.gtktuplesy.cz/index.php?page=stanicka&language=cz>
- [15] Hlavní katalog GUMEX 2016-2018. In: [www.gumex.cz](http://www.gumex.cz) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/pro-zakazniky-pdf-katalogy/d-88/>
- [16] Katalog transportních válečků. In: [www.dopravnipasy.com](http://www.dopravnipasy.com) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.dopravnipasy.com/valecky-valce-prazce>



- [17] Čelní stěrače. In: [www.dopravnipasy.cz](http://www.dopravnipasy.cz) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.dopravnipasy.com/sterace-dopravnich-pasu>
- [18] Vnitřní pluh VSJ 2.1. In: [www.dopravnipasy.cz](http://www.dopravnipasy.cz) [online]. [cit. 2017-06-19]. Dostupné z: <http://www.dopravnipasy.com/sterace-dopravnich-pasu>
- [19] Generátor komponent SEW. In: [www.sew-eurodrive.cz](http://www.sew-eurodrive.cz) [online]. [cit. 2017-06-21]. Dostupné z: [https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs\\_CZ&country=CZ](https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ)
- [20] Katalog spojky ROTEX. In: [www.spojky-ktr.cz](http://www.spojky-ktr.cz) [online]. [cit. 2017-06-21]. Dostupné z: <http://www.spojky-ktr.cz/rotex-standard>
- [21] Elektroválce. In: [Http://www.dopravnipasy.com](http://www.dopravnipasy.com) [online]. [cit. 2017-06-21]. Dostupné z: <http://www.dopravnipasy.com/elektrovalce>
- [22] Generátor ložiskových těles. In: [www.skf.com](http://www.skf.com) [online]. [cit. 2017-06-30]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-housings/index.html>
- [23] Katalog SKF: Naklápěcí kuličková ložiska. In: [www.arkov.cz](http://www.arkov.cz) [online]. [cit. 2017-06-30]. Dostupné z: <https://www.arkov.cz/katalog-lozisek-skf>

## Seznam zkratk a symbolů

Veličina	Název	Jednotka
$a_o$	Rozteč horních válečkových stolic	m
$a_u$	Rozteč dolních válečkových stolic	m
$A$	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu	m <sup>2</sup>
$b$	Ložná šířka pásu	m
$b_1$	Světlá šířka bočního vedení	m
$B$	Šířka dopravního pásu	m
$B_b$	Délka pláště bubnu	m
$C$	Dynamická únosnost ložiska	N
$C_o$	Statická únosnost ložiska	N
$C_N$	Součinitel (vedlejších odporů)	-
$C_\varepsilon$	Součinitel korýtkovosti	-
$d$	Tloušťka pásu	m
$d_o$	Průměr hřídele bubnu v ložisku	m
$D$	Průměr bubnu	m
$D'$	Průměr bubnu bez obložení	m
$e$	Základ přirozených logaritmů	-
$f$	Globální součinitel tření	-
$F$	Průměrný tah v pásu na bubnu	N
$F_1$	Tah v pásu ve větvi nabíhající na bubnu	N
$F_2$	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	N
$F_{celk}$	Celková síla na bubnu	N
$F_{ekv}$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
$F_H$	Hlavní odpory	N
$F_{max}$	Největší tah v pásu	N
$F_{min}$	Nejmenší tah v pásu	N
$F_N$	Vedlejší odpory	N
$F_r$	Odpor stěračů pásu	N
$F_{r1}$	Odpor vnějšího stěrače	N
$F_{r2}$	Odpor vnitřního stěrače	N



$F_S$	Přídavné odpory	N
$F_{S1}$	Přídavné hlavní odpory	N
$F_{S2}$	Přídavné vedlejší odpory	N
$F_{St}$	Odpor k překonání dopravní výšky	N
$F_T$	Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	N
$F_U$	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	N
$F_U'$	Předběžná obvodová hnací síla	N
$g$	Tíhové zrychlení	m/s <sup>2</sup>
$(h/a)_{adm}$	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi	-
$H$	Dopravní výška	m
$H'$	Předběžná dopravní výška	m
$k$	Provozní součinitel spojky	-
$l_V$	Objemový dopravní výkon	m <sup>3</sup> /s
$l$	Délka bočního vedení	m
$l_3$	Délka středního válečku	m
$l_b$	Urychlovací délka	m
$L$	Délka dopravníku	m
$L'$	Předběžná délka dopravníku	m
$L_h$	Trvanlivost ložiska	hodiny
$L_\varepsilon$	Délka dopravníku s vychýlenými válečky	m
$m$	Exponent trvanlivosti ložiska	-
$m_s$	Hmotnost vnitřního stěrače pásu	kg
$M_V$	Výstupní moment převodovky	Nm
$M_s$	Výpočtový moment spojky	Nm
$n_V$	Výstupní otáčky převodovky	1/min
$p$	Tlak mezi čističem pásu a pásem	N/m <sup>2</sup>
$P_A$	Provozní výkon na poháněcím bubnu	W
$P_A'$	Předběžný provozní výkon na poháněcím bubnu	W
$P_M$	Provozní výkon poháněcího motoru	W
$q_B$	Hmotnost 1 m dopravního pásu	kg/bm
$q_B$	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu	kg/m
$q_B$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku	kg/m
$q_B$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku	kg/m



$R_A$	Reakce v ložisku A	N
$R_B$	Reakce v ložisku B	N
$R_{mp}$	Pevnost pásu	N/mm
$s$	Tloušťka obložení bubnů	m
$S$	Průřez náplně pásu	m <sup>2</sup>
$t_s$	Tloušťka dotykové plochy stěrače a pásu	m
$v$	Rychlost pásu	m/s
$v_{min}$	Minimální rychlost pásu	m/s
$v_0$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	m/s
$\delta$	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	stupně
$\varepsilon$	Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu	stupně
$\eta$	Účinnost	-
$\lambda$	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic	stupně
$\mu$	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
$\mu_0$	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem	-
$\mu_1$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem	-
$\mu_2$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi	-
$\mu_3$	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	-
$\xi$	Součinitel rozběhu	-
$\rho$	Sypná hmotnost dopravované hmoty	kg/m <sup>3</sup>
$\varphi$	Úhel opásání poháněcího bubnu	radiany

## Seznam obrázků

Obr. 1- Komponenty šikmého pásového dopravníku [-] .....	3
Obr. 2-Průřez gumovým pásem [5] .....	3
Obr. 3- Hnací buben [13] .....	4
Obr. 4- Válečkové stolice [5].....	5
Obr. 5- Možnosti uložení válečků v nosné větvi [8].....	5
Obr. 6- Schéma napínací ložiskové jednotky [9].....	5
Obr. 7- Vnější stěrač pásu [5] .....	6
Obr. 8- Vnitřní stěrač pásu [10] .....	6
Obr. 9- Dávkovací kontejner[11], upraveno .....	8
Obr. 10- Detail systému bag opener [11] .....	8
Obr. 11- Velkoobjemový kontejner- ilustrační foto [12] .....	8
Obr. 12- Pás Gumex MOR [15] .....	10
Obr. 13- Hnací buben s pogumováním (model dle [13]) .....	10
Obr. 14- Napínací buben (model dle [13]) v ložiskových tělesech SKF [22].....	11
Obr. 15- Schéma hladkého válečku [16].....	12
Obr. 16-Tříválečková stolice GTK VAL 10 [14] .....	12
Obr. 17- Upravená dvouválečková stolice GTK, [-] .....	13
Obr. 18- Schéma diskového válečku [16] .....	13
Obr. 19- Vnější stěrač CJ PU [17] .....	14
Obr. 20- Vnitřní stěrač VPU [18] .....	14
Obr. 21- Násypka [-].....	15
Obr. 22- Nosný rám před montáží [-] .....	16
Obr. 23- Nosný rám po montáži [-].....	16
Obr. 24- Napínací stanice [-].....	17
Obr. 25- Detail napínacího mechanismu [-].....	17
Obr. 26- Převodový motor SEW [19] .....	18
Obr. 27- Spojka ROTEX 75 [20] .....	19
Obr. 28- Pásový dopravník s okolím 1 [-].....	19
Obr. 29- Pásový dopravník s okolím 2 [-].....	19
Obr. 30- Náskres uspořádání pásového dopravníku [-] .....	20
Obr. 31- Plocha průřezu náplně [7] .....	21



## Seznam příloh

Příloha 1- Výkres sestavy dopravníku

Příloha 2- Kusovník

Příloha 3- CD (BP; 3D model; Příloha 1;Příloha 2)