



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## PÁSOVÝ DOPRAVNÍK CIHLOVÉ DRTI

BELT CONVEYOR FOR BRICK CHIPPINGS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

PAVEL PŘECHTÍLEK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

## **ZADÁNÍ BAKALÁRSKÉ PRÁCE**

student(ka): Pavel Přecechtílek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem c.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Pásový dopravník cihlové drti**

v anglickém jazyce:

### **Belt conveyor for brick chippings**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a materiál.

Technické parametry:

-dopravní výkon 100 000kg.h-1

- osová vzdálenost 45m

-výškový rozdíl 12m

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

-funkční výpočet a určení hlavních rozměrů, návrh pohonu,

-rozbor materiálu cihlová drť včetně technických parametrů,

-pevnostní výpočet hřídele napínacího bubnu.

Nakreslete:

-sestavný výkres dopravníku,

-podsestavu napínací stanice.

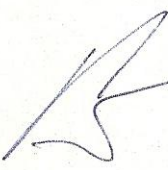
Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P.: Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988.
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
6. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
7. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

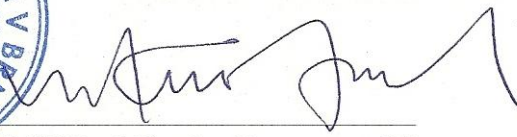
Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 9.11.2011

  
prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu



  
prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan



## ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je provést výpočet a konstrukční návrh šikmého pásového dopravníku pro dopravu cihlové drti. Úvod práce obsahuje popis pásových dopravníků, jejich hlavní výhody a základní rozdělení. Práce dále obsahuje konstrukční řešení jednotlivých částí, popis použitých komponentů a charakteristiku dopravovaného materiálu včetně technických parametrů.

Práce zahrnuje funkční výpočet provedený dle normy ČSN ISO 5048 z roku 1994, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu. Dále také návrh napínacího zařízení a pevnostní výpočet hřídele napínacího bubnu.

Součástí práce je požadovaná výkresová dokumentace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, cihlová drť, napínací zařízení, válečková stolice, pohon dopravníku, buben

## ABSTRACT

The aim of this thesis is to calculate and design a slant conveyor for the transport of brick rubble. The thesis deals with a description of belt conveyors, their main advantages and basic classification. The thesis also includes design of individual parts, a description of the components and characteristics of the transported material, including technical parameters.

The thesis includes functional calculation performed by ISO 5048, 1994, identifying the main dimensions and design of the drive. The thesis also contains tensioning device design and strength calculation of tensioning the drum shaft.

The thesis is accompanied by all the necessary technical drawings.

## KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, brick chippings, tension system, idler, conveyor traction, cylinder



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PŘECECHTÍLEK, P. *Pásový dopravník cihlové drti*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 53s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Pavel Přecechtílek



## PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady, které mi poskytl při zpracování této práce. Dále mé přítelkyni za její podporu při studiu.



## OBSAH

Úvod .....	11
1.1 Pásový dopravník .....	11
1.2 Rozdělení pásových dopravníků .....	11
1.3 Schéma pásového dopravníku .....	12
2 Konstrukce .....	13
2.1 Rám dopravníku .....	13
2.2 Stojiny dopravníku .....	13
2.3 Napínací zařízení .....	14
2.4 Hnaný buben .....	14
3 Použité komponenty .....	15
3.1 Pás dopravníku .....	15
3.2 Nosná válečková stolice .....	16
3.3 Vratná válečková stolice .....	17
3.4 Válečky .....	17
3.5 Napínací ložisko .....	18
3.6 Hnací buben .....	19
3.7 Montážní konzola .....	20
3.8 Stěrač dopravního pásu .....	20
4 Rozbor dopravovaného materiálu .....	21
4.1 Cihla .....	21
4.2 Katalog odpadů ČR .....	21
4.3 Cihelný recyklát .....	22
4.4 Antuka .....	23
4.5 Recyklační linky .....	23
4.5.1 Mobilní linky .....	23
4.5.2 Semimobilní (polomobilní) linky .....	24
4.5.3 Stacionární linky .....	25
5 Funkční výpočet .....	26
5.1 Sklon dopravníku .....	26
5.2 Volby rychlosti dopravního pásu .....	26
5.3 Volba sypané hmotnosti přepravovaného materiálu .....	26
5.4 Teoreticky potřebná plocha průřezu náplně .....	26
5.5 Volba pásu .....	27
5.6 Celková plocha průřezu náplně .....	27
5.6.1 Plocha průřezu náplně $S_1$ .....	27





5.6.2	Plocha průřezu náplně $S_2$ .....	28
5.7	Skutečná plocha průřezu náplně .....	28
5.7.1	Součinitel sklonu .....	28
5.8	Kontrola pásu na potřebnou plochu průřezu náplně .....	29
5.9	Objemová výkonnost .....	29
5.10	Hmotnostní výkonnost .....	29
5.11	Kontrola dopravovaného množství materiálu .....	29
5.12	Teoretická obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu .....	29
5.12.1	Hlavní odpory .....	29
5.12.2	Vedlejší odpory .....	31
5.12.3	Přídavné hlavní odpory.....	33
5.12.4	Přídavné vedlejší odpory .....	33
5.12.5	Odpor k překonání dopravní výšky .....	34
5.13	Zvětšení potřebné obvodové síly na hnacím bubnu .....	34
5.14	Potřebný provozní výkon poháněcího bubnu.....	34
5.15	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru .....	34
5.16	Návrh pohonu.....	35
5.17	Stanovení sil v pásu.....	35
5.17.1	Přenos obvodové síly na hnacím bubnu .....	35
5.17.2	Maximální obvodová hnací síla.....	35
5.17.3	Nejmenší tahová síla pro horní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu.....	36
5.17.4	Nejmenší tahová síla pro dolní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu.....	36
5.17.5	Největší tahová síla v pásu .....	36
5.17.6	Pevnostní kontrola pásu.....	36
5.17.7	Tah v pásu v nosné větvi .....	37
5.17.8	Tah v pásu ve vratné větvi.....	37
5.17.9	Výsledná síla namáhající buben .....	37
6	Pevnostní výpočty .....	38
6.1	Pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu .....	38
6.1.1	Výsledná síla zatěžující hřídel hnaného bubnu .....	38
6.1.2	Zatížení hřídele hnaného bubnu s průběhem VVÚ .....	40
6.1.3	Volba materiálu hřídele hnaného bubnu.....	41
6.1.4	Určení silových reakcí v podporách .....	41
6.1.5	Maximální ohybový moment .....	42
6.1.6	Modul průřezu v ohybu v bodě 1.....	42
6.1.7	Maximální ohybové napětí .....	42



6.1.8	Bezpečnost v ohybu v bodě 1 .....	42
6.1.9	Ohybový moment v bodě 2 .....	42
6.1.10	Modul průřezu v ohybu v bodě 2.....	43
6.1.11	Ohybové napětí v bodě 2 .....	43
6.1.12	Bezpečnost v ohybu v místě 2 .....	43
6.2	Kontrola napínacího šroubu na vzpěr .....	43
6.2.1	Síla působící na napínací šroub .....	43
6.2.2	Poloměr setrvačnosti napínacího šroubu .....	43
6.2.3	Štíhlost napínacího šroubu .....	44
6.2.4	Kritická síla dle Eulera .....	45
6.2.5	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability .....	45
Závěr.....		46
Seznam použitých zkratk a symbolů .....		49
Seznam příloh.....		53



# ÚVOD

## 1.1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Pásový dopravník je zařízení určené ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží a to převážně ve vodorovném nebo mírně šikmém směru. Dopravní pás přitom tvoří jak tažný, tak i nosný orgán pro přepravovaný materiál.

Pásový dopravník patří k nejrozšířenějším prostředkům dopravy sypkých látek díky svým četným přednostem, mezi které patří zejména vysoký dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, jednoduchá údržba, malá spotřeba elektrické energie a možnost nakládání a vykládání materiálu v kterémkoliv místě. [1]

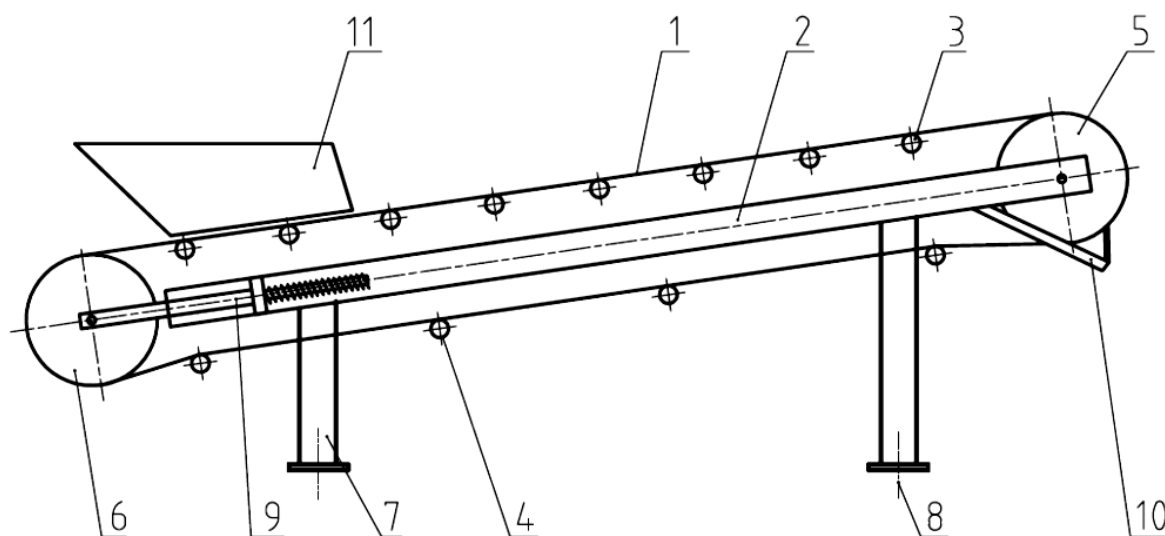
## 1.2 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Dle literatury [1] se pásové dopravníky dělí:

- a) **Podle tažného elementu (dopravního pásu):**
  - Dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC.
  - Dopravníky s ocelovým pásem.
  - Dopravníky s ocelogumovým pásem.
  - Dopravníky s pásem z drátěného pletiva.
  
- b) **Podle tvaru dopravníku:**
  - Dopravníky vodorovné.
  - Dopravníky šikmé.
  - Dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný).
  - Dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý).
  - Dopravníky kombinované (např. s dvojitou změnou směru - kombinace konkávního a konvexního).
  
- c) **Podle provedení nosné konstrukce:**
  - Dopravníky stabilní - ocelová konstrukce je pevně spojena se základem.
  - Dopravníky pojízdné a přenosné - pro malá dopravní množství a malé doprav. délky.
  - Dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní- vysoké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech.



### 1.3 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr.1 Schéma pásového dopravníku

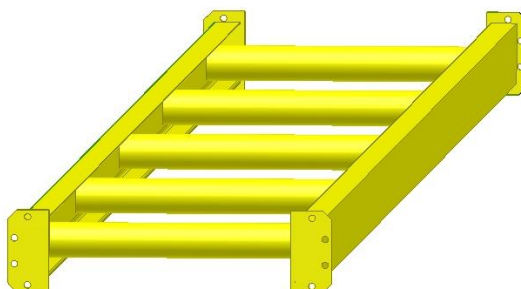
- 1 ... pás dopravníku
- 2 ... rám dopravníku
- 3 ... váleček v nosné větvi
- 4 ... váleček ve vratné větvi
- 5 ... hnací buben
- 6 ... hnaný (napínací) buben
- 7 ... stojina dopravníku
- 8 ... kotvení
- 9 ... napínací zařízení
- 10 ... čistič pásu
- 11 ... násypka



## 2 KONSTRUKCE

### 2.1 RÁM DOPRAVNÍKU

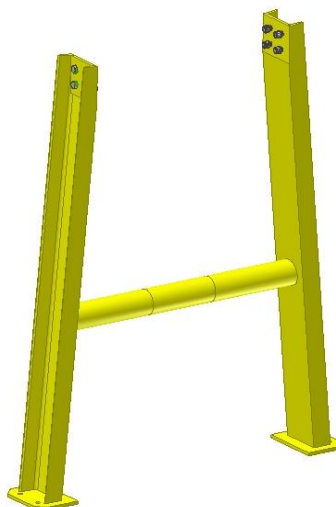
Pro nosnou konstrukci dopravníku byl zvolen plnosníkový rám, který je složen s pěti segmentů. Tyto segmenty jsou tvořeny normalizovanými profily U140 ČSN 42 0135 dle zdroje [14]. Pro zabezpečení požadované rozteče, jsou mezi profily navařeny výztuhy z normalizovaných hladkých kruhových trubek 82,5x6,3 ČSN 42 5715 dle zdroje [15]. Na koncích segmentů jsou navařeny patky, pomocí kterých se k sobě jednotlivé segmenty sešroubují.



*Obr.2 Segment rámu dopravníku*

### 2.2 STOJINY DOPRAVNÍKU

Rám dopravníku podepírá celkem šest stojin, které jsou tvořeny normalizovanými profily U140 ČSN 42 0135 dle zdroje [14]. Mezi tyto profily jsou navařeny výztuhy z normalizovaných hladkých kruhových trubek 82,5x6,3 ČSN 42 5715 dle zdroje [15]. Pro větší stabilitu jsou stojiny v dolní části rozšířeny a na jejich koncích jsou navařeny patky sloužící k ukotvení dopravníku. K jednotlivým segmentům rámu se stojiny připevňují pomocí šroubového spoje.



*Obr.3 První stojina dopravníku*



## 2.3 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

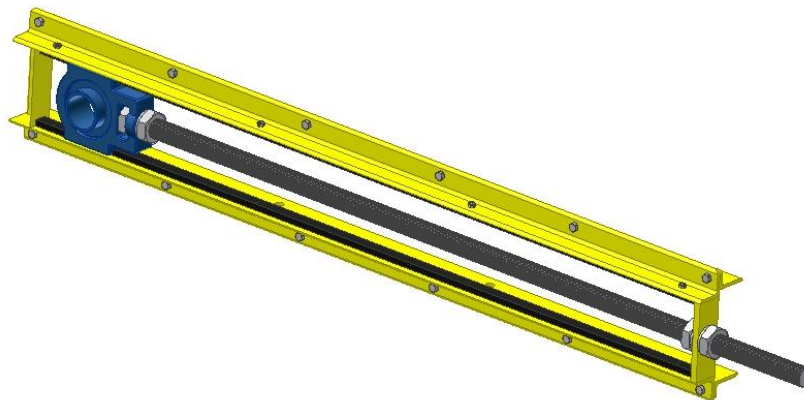
Napínací síla je nezbytná k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na pás požadovaná tažná síla. Proto tvoří napínací zařízení nedílnou část pásového dopravníku. Na napínacím zařízení závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení.

Podle druhu a způsobu vyvození napínací síly lze napínací zařízení rozdělit na:

- tuhá napínací zařízení (s napínacími šrouby, napínáky atd.)
- samočinná napínací zařízení se závažím
- samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení (pneumatická, elektrická atd.)

V mém případě jsem zvolil napínání pomocí šroubu. Jako napínací buben je použit hnaný buben uložený v saních, který svou změnou polohy vytváří potřebné napnutí pásu. Napínací zařízení je uvedeno na Obr. 4.

Posuv napínacího bubnu je přibližně 2% dopravní délky dopravníku. Napínání je nutno provádět po obou stranách pásu rovnoměrně tak, aby se vratný buben nedostal do šikmé polohy a nezpůsobil sbíhání pásu. Velikost předpětí je zde určena pouze odhadem, to znamená, že se napíná tak dlouho, až je dosaženo potřebného přenosu obvodové síly. [1]



*Obr.4 Napínací zařízení*

## 2.4 HNANÝ BUBEN

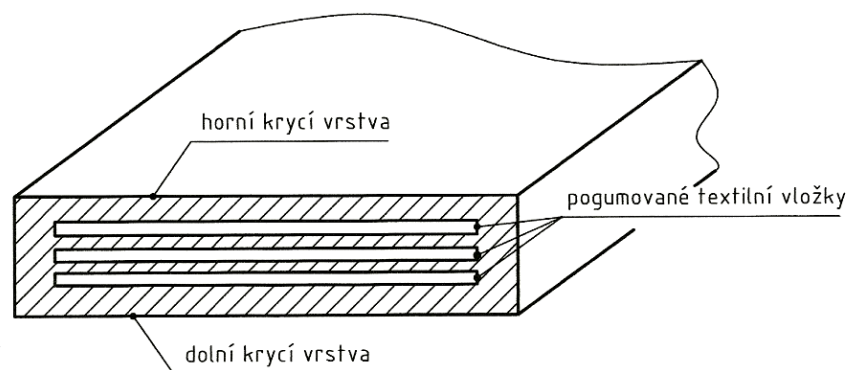
Hnaný buben bude zároveň plnit i funkci napínacího bubnu. Bude umístěn na straně násypu materiálu na pás. Jedná se o svarek složený ze dvou bočnic, pláště a hřídele. Vnější průměr hnaného bubnu je 320mm, délka pláště 500mm a tloušťka pláště činí 10mm. Průměr hřídele je 60mm.



## 3 POUŽITÉ KOMPONENTY

### 3.1 PÁS DOPRAVNÍKU

Dopravní pásy se skládají z nosné kostry tvořené textilními vložkami z bavlny, polyamidu, případně z jejich kombinací oboustranně chráněné gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji, viz Obr.5. Textilní vložky jsou vzájemně spojené tenkými vrstvami z měkké pryže. Horní krycí vrstva má za účel ochránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a případně jiným mechanickým poškozením. Dolní krycí vrstva ji chrání před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů.[1]



Obr.5 Konstrukce dopravního pásu [1]

#### Požadavky kladené na dopravní pás:

- Vysoké odolnost proti opotřebení otěrem.
- Vysoká životnost.
- Vysoká podélná tuhost.
- Minimální navlhavost.
- Vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti.
- Schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání.

#### Volba pryžového pásu:

Zvolen pryžový pás EP 400/3 od firmy Gumex dle zdroje [8]. Jedná se o pryžový pás odolný proti opotřebení. Je určen pro přepravu vysoce abrazivního, sypkého a zrnitého materiálu, obrusnost maximálně 80 mm<sup>3</sup>. Jeho základní parametry jsou uvedeny v Tab.1.



Tab.1 Základní parametry pásu Gumex EP 400/3 [8]

Typ/počet vložek	Šířka pásu (mm)	Síla pásu (mm)	Hmotnost pásu (kg/bm)	Pevnost pásu (N/mm)	Pracovní teplota (°C)
EP 400/3	400	9	4,84	400	-60 ÷ 60

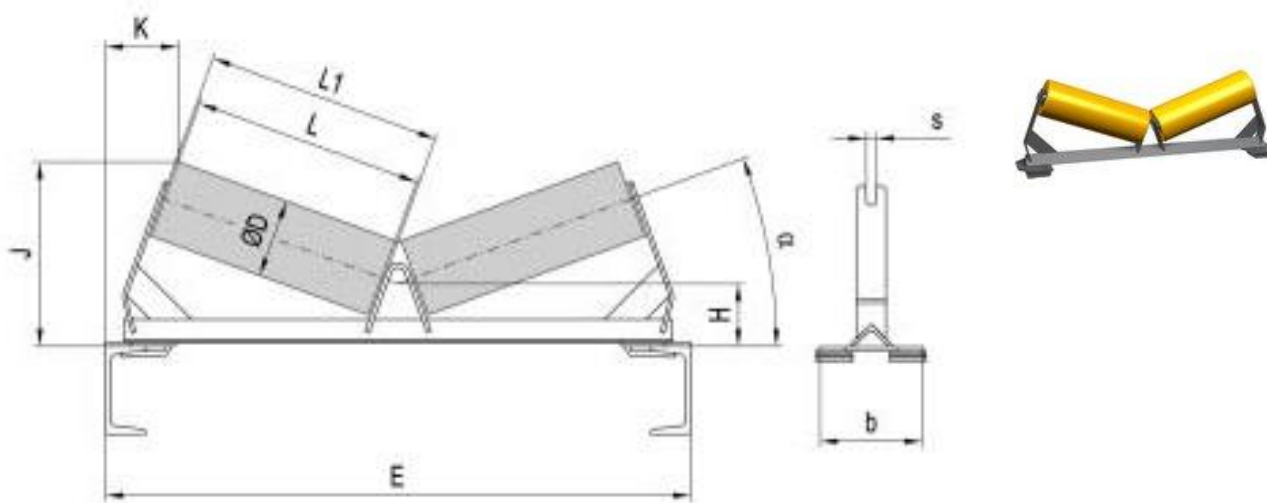


Obr.6 Dopravní pás Gumex EP 400/3 [8]

### 3.2 NOSNÁ VÁLEČKOVÁ STOLICE

Zvolena stolice typu CV-S od firmy Tranza dle zdroje [9].

Jedná se o dvouválečkovou stolicí korýtkového typu, se sklonem válečků 20°, dle Obr.7. Stolice je určena pro odnímatelné upevnění na konstrukci z U-profilů. Toto upevnění nevyžaduje vrtání do konstrukce a tím umožňuje snadnou montáž, případně rychlou změnu polohy stolice.



Obr.7 Nosná válečková stolice Tranza CV-S [9]

Tab.2 Rozměry nosné válečkové stolice Tranza CV-S [9]

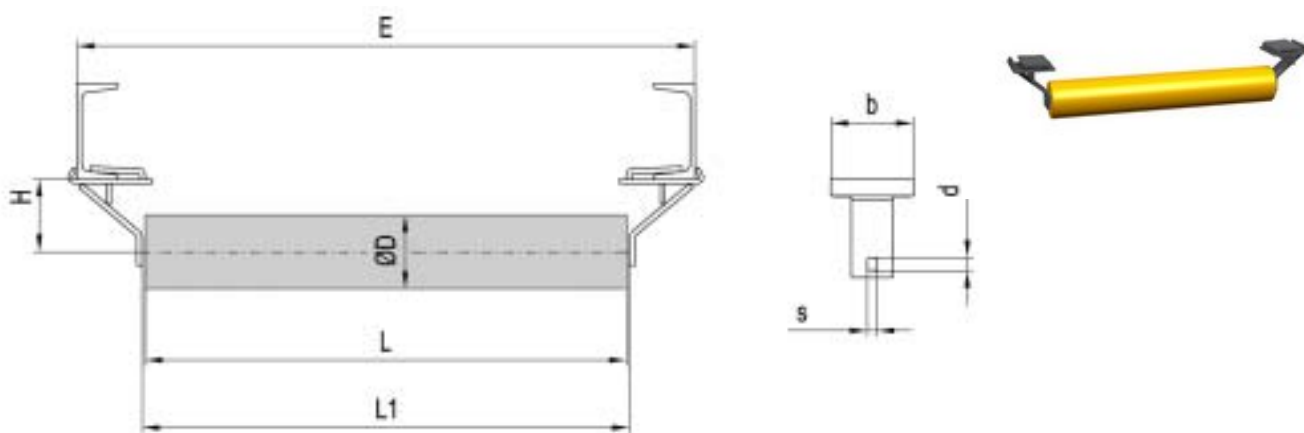
šířka pásu (mm)	$\alpha$	Rozměry (mm)									Váha (kg)
		E	$\varnothing D$	L	L1	H	J	K	b	s	
400	20°	700	63	250	258	88	223	110	140	14	5





### 3.3 VRATNÁ VÁLEČKOVÁ STOLICE

Zvolena rovná jednoválečková stolice typu RB-S od firmy Tranza dle zdroje [9].



Obr.8 Nosná válečková stolice Tranza RB-S [9]

Tab.3 Rozměry vratné válečkové stolice Tranza RB-S [9]

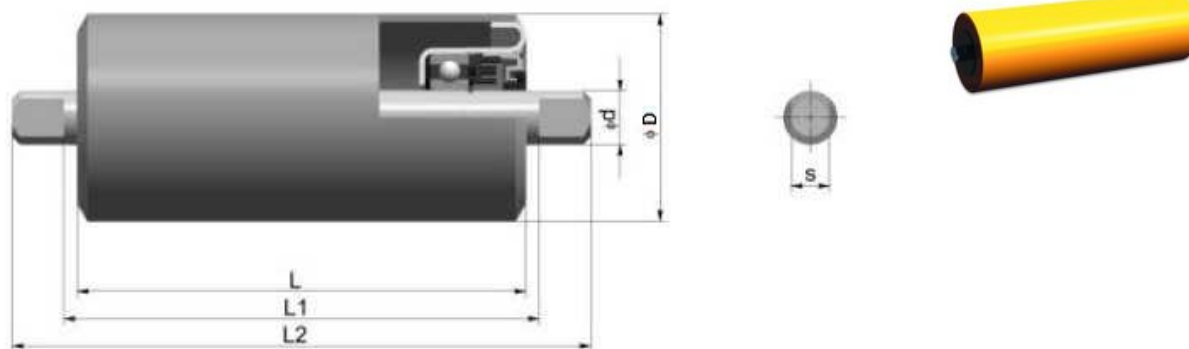
šířka pásu (mm)	Rozměry (mm)								Váha (kg)
	E	D	L	L1	H	b	d	s	
400	700	63	500	508	84	100	20	14	1,4

### 3.4 VÁLEČKY

Zvoleny válečky od firmy Transroll dle zdroje [10].

- Pro nosnou větev válečky typu F-063x250-6204.
- Pro vratnou větev válečky typu F-063x500-6204.

Jedná se o hladké ocelové válečky s pevnou osou, která je uložena v ložiscích typu 6204.



Obr.9 Váleček Transroll [10]



Tab.4 Rozměry válečků Transroll v nosné stolici [10]

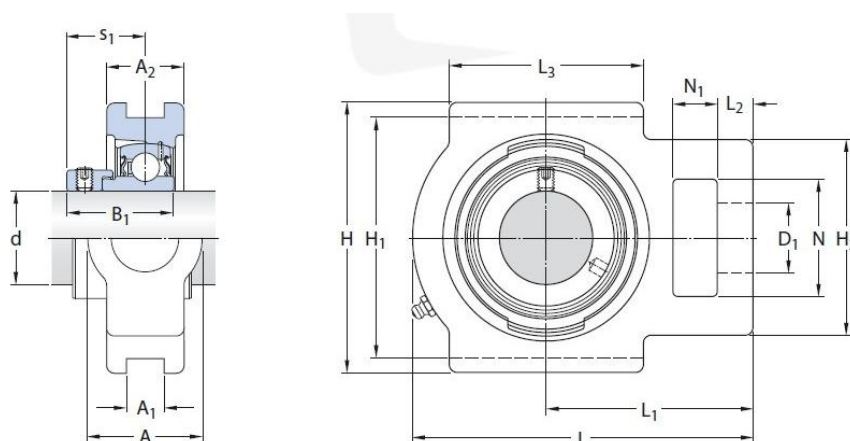
Typ	Šířka pásu (mm)	Rozměry (mm)						Hmotnost (kg)	
		L	L1	L2	øD	ød	s	Rotující část	Celková
F-063x250-6204	400	250	258	276	63	20	14	1,42	2,1

Tab.5 Rozměry válečků Transroll ve vratné stolici [10]

Typ	Šířka pásu (mm)	Rozměry (mm)						Hmotnost (kg)	
		L	L1	L2	øD	ød	s	Rotující část	Celková
F-063x500-6204	400	500	508	546	63	20	14	2,3	3,6

### 3.5 NAPÍNACÍ LOŽISKO

Pro uložení hnaného (napínacího) bubnu dopravníku bylo zvoleno napínací ložisko TU 50FM od firmy SKF dle zdroje [16]. Rozměry kompletní jednotky jsou uvedeny v Tab.6.



Obr.10 Napínací ložisko TU 50FM [16]

Tab.6 Rozměry napínacího ložiska TU 50FM [16]

Typ	Rozměry (mm)														
	d	A	A1	A2	S1	L	L1	L2	L3	H	H1	H2	D1	N	N1
SKF TU 50	50	49	17,5	36	32,7	149	90	16	86	117	101	83	30	49	19



### 3.6 HNACÍ BUBEN

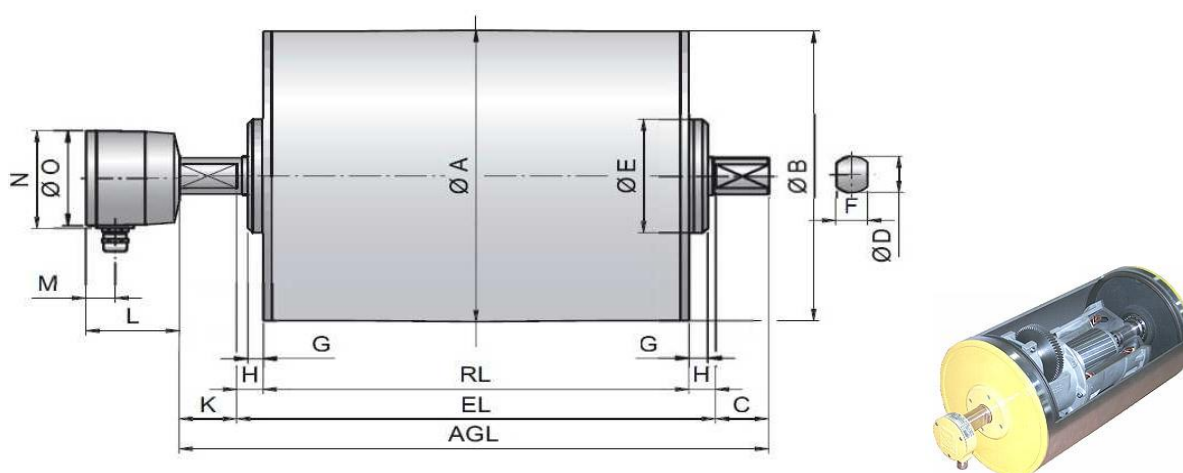
Hnací bubny se většinou umísťují na přeřadávací stranu dopravníku a musí zabezpečit přenos vysokých obvodových sil na pás. Proto bývá pro přenos větších výkonů za účelem zvětšení součinitele smykového tření jejich povrch pogumován a případně i opatřen vzorkem.[1]

#### Volba hnacího bubnu:

Zvolen elektrobuben typu 320M od firmy Rulmeca dle zdroje [11]. Jedná se o hnací bubnu, u něhož jsou motor i převodovka umístěny uvnitř bubnu. Toto provedení má hlavní výhody v rychlé a snadné montáži, menších rozměrech, menší spotřebě elektrické energie a menší poruchovosti. Motor má olejové chlazení, které zaručuje dokonalé mazání celého mechanismu. Pro zvýšení součinitele smykového tření mezi bubnem a pásem je elektrobuben opatřen pryžovým obložením s šipovým vzorkem. Základní parametry a rozměry použitého elektrobubnu jsou uvedeny v Tab.7 respektive Tab.8.

Tab.7 Základní parametry elektrobubnu Rulmeca 320M [11]

Typ	Montážní konzole	Výkon (kW)	Kroutící moment (Nm)	Max. radiální zatížení (N)	Tah v pásu (N)
320M	KL41-HD	7,5	712	20 000	4453



Obr.11 Elektrobuben Rulmeca 320M [11]

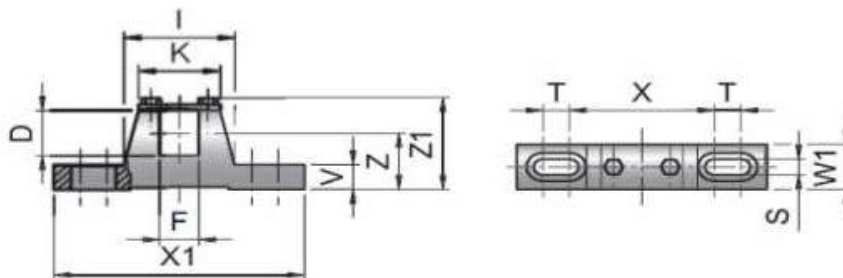
Tab.8 Rozměry elektrobubnu Rulmeca 320M [11]

Typ	Rozměry (mm)														
	RL	ØA	ØB	C	ØD	ØE	F	G	H	K	W	L	M	N	ØO
320M	500	321	319	50	40	125	30	17,5	25	54	0	87	27	107	105



### 3.7 MONTÁŽNÍ KONZOLA

Pro uchycení poháněcího elektrobubnu byla zvolena montážní konzole typu KL41-HD od firmy Rulmeca dle zdroje [12]. Její základní parametry jsou uvedeny v Tab.9.



Obr.12 Montážní konzola Rulmeca KL-41HD. [12]

Tab.9 Rozměry montážní konzoly Rulmeca KL-41HD. [12]

Typ	Materiál	Rozměry (mm)											Váha (kg)	
		D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z		Z1
KL-41HD	Ocel	40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2.1

### 3.8 STĚRAČ DOPRAVNÍHO PÁSU

Gumové pásy musí být během provozu dopravníku průběžně čistěny, protože ve vratné větvi běží špinavá strana pásu po válečcích. Při dopravě zejména lepkavých a vlhkých materiálů by docházelo k nalepování nečistot na válečky a tím by se zvětšily odpory a také opotřebení pásu i hnaného bubnu. Aby k tomu nedocházelo, umísťují se na začátek vratné větve čističe pásu, které mají za úkol nalepený materiál setřít. [1]

#### Volba stěrače pásu:

Zvolen stěrač dopravního pásu typu CJ 1.1 od firmy AB technology s.r.o. dle zdroje [13]. Jedná se o čelní stěrač s břity z karbidu Wolframu. Umísťuje se na čelo vynášecího válce cca 15–20°C pod osu dopravníku. Veškerý přítlak tvrdokovu vůči pásu zabezpečuje tělo segmentu vyrobené z pružného polyuretanu. Setřený materiál tak nepřichází do styku s žádnými mechanicky pohyblivými díly stěrače. Je vhodný pro reverzní pásy a do těžkých provozů s abrazivním materiálem.



Obr.13 Stěrač dopravního pásu AB technology CJ 1.1 [13]



## 4 ROZBOR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

### 4.1 CIHLA

Cihla je stavební prvek vyrobený formováním hlíny do pravidelných útvarů (nejčastěji kvádrů s poměrem stran 4:2:1, existují ale i složitější moderní tvary). Cihly jsou velmi starým stavebním prvkem známým už od starověku, kromě vypalovaných cihel se také používají cihly sušené.

Existují dva způsoby vytvrzování cihel. Běžné cihly se vytvrzují působením žáru ve vypalovacích pecích při teplotě 800 až 1000°C (pálené cihly), podobnou technologií vypalováním se v cihelnách z cihlářské hlíny vyrábí také další stavební prvky, např. střešní tašky, meliorační trubky, ozdobné dlaždice, cihlové tvárnice apod. Druhý způsob je využíván v rovníkových zemích s teplým podnebím, kde se cihly pouze suší na slunci (nepálené cihly). Sušením vznikají i vepřovice, což jsou cihly, které jsou známé hlavně v Česku, kde se používaly v 19. a 20. století.

Jde se víceúčelový stavební materiál, který je při stavbě nejčastěji spojován maltou. Z páleného cihlového zdiva lze postavit klasickým způsobem až osmipatrové budovy (za předpokladu dobrých základů a železobetonových věnců v každém patře). Vyšší budovy již nelze stavět, protože by se váha budovy již v přízemí nebezpečně přiblížila odolnosti cihel na tlak. Technické údaje novodobých pálených cihel jsou uvedeny v Tab.10. [17]

Největším světovým výrobcem cihel je firma Wienerberger, která má svou pobočku i v České republice a to v Českých Budějovicích.

Tab.10 Technické údaje novodobých pálených cihel [17].

Skutečné rozměry	290 × 140 × 65mm
Konstrukční rozměr (s omítkou a maltou)	300 × 150 × 75mm
Hmotnost	4,7 kg/ks
Objemová hmotnost	1900 kg/m <sup>3</sup>
Pevnost v tlaku	15-80 MPa
Nasákavost	15%

### 4.2 KATALOG ODPADŮ ČR

Katalog odpadů České republiky, dle přílohy č. 1 vyhlášky MŽP 381/2001 Sb., ve znění vyhlášky č. 503/2004 Sb., harmonizuje dělení odpadů s Evropským katalogem odpadů, přičemž stavební odpad je uveden jako samostatná skupina 17 00 00 - Stavební a demoliční odpad. Cihelnému odpadu byl přiřazen kód 17 01 02. [21]



### 4.3 CIHELNÝ RECYKLÁT

Recyklace stavebních odpadů se stala v průběhu devadesátých let dvacátého století po vzoru zemí EU i v podmínkách ČR zcela běžnou součástí při nakládání se stavebními odpady v rámci demoliční činnosti a při využití recyklátů v následné stavební činnosti.

Cihelný recyklát se u většiny drticích linek získává zrnitosti do cca 80mm a to nejméně ve třech frakcích, obvykle 0-8mm, 8- 32mm a 32-80mm, přičemž producenti tohoto materiálu jsou schopni vytrít i jiné požadované frakce. Tento recyklát se stává ceněnou a konkurenceschopnou surovinou.

#### **Každá ze tří základních frakcí má svou oblast použití:**

##### **- Jemná** (tzv. podsítní frakce 0- 8mm).

Vhodná jako materiál pro použití do násypů tělesa komunikace, k zásypům inženýrských sítí, obsypům kabelů, vodovodů, kanalizačních řadů i pro výrobu stavebních směsí jako plniva malt pro zdění. Tyto malty jsou výhodnější svým vyšším tepelným odporem než malty s přírodním kamenivem. Tato frakce vyniká svou zhutnitelností. Do této frakce spadá i cihelná drť používána jako povrchová vrstva venkovních hřišť, všeobecně známá jako Antuka.

##### **- Střední** (frakce 8- 32mm).

Vhodná jako násypový materiál pro vytváření podkladní vrstvy, pro násypy tělesa komunikací, aktivní zóny komunikací a lze jej použít pro konstrukční a drenážní betony, které se používají pro plošné odvodnění a odvzdušnění, např. jako obklad vertikální hydroizolace, nebo k odvzdušnění základové spáry.

##### **- Hrubá** (tzv. nadsítní frakce 32- 80mm).

Tato frakce najde uplatnění jako vhodný materiál pro stavby komunikací V. třídy, obslužných lesních a polních cest. Dále jako mezerovitý materiál pro zásypy a vytváření drenážních vrstev. Materiál je možné použít pro konstrukční betony třídy A i jako umělé kamenivo odpovídající třídě B. [22]

Z důvodu velké rozmanitosti materiálu jsou technické parametry obtížně určitelné, jejich rozsahy jsou uvedeny v Tab.11.

*Tab.11 Technické parametry cihlové drti*

Sypná hmotnost	1000 ÷ 1900 kg/m <sup>3</sup>
Sypný úhel	30°
Nasákavost	10 ÷ 20 % hmotnosti
Velikost zrn	0 ÷ 80mm



## 4.4 ANTUKA

Antuka představuje drť z mletých pálených cihel. Její použití lze rozdělit na dva základní druhy, které se od sebe liší především frakcí:

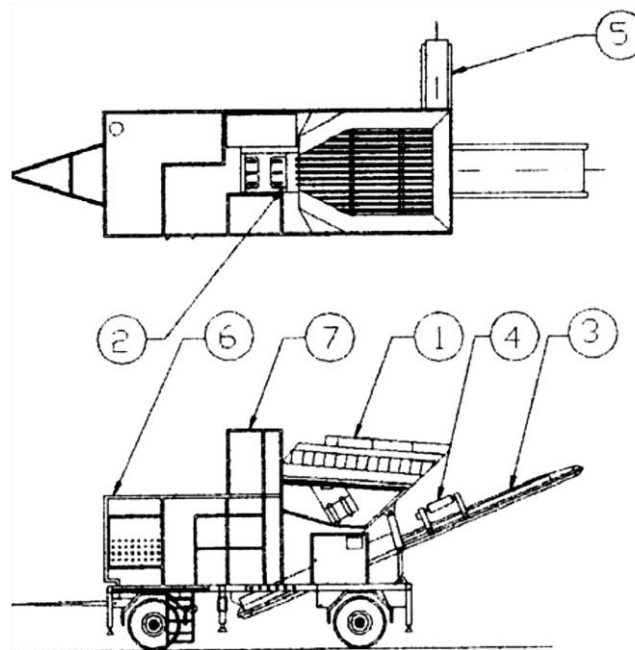
- Hrubší antuka má frakci 2mm a více. Je tvořena rozemletými cihlářskými zlomky. Používá se k vylehčování substrátu pro kaktusy, jako podestýlka domácím zvířatům (holubům, morčatům), hodí se také k úpravě okolí hrobů, zpevnování cest v parcích a dalších prvků zahradní architektury.
- Jemnější antuka má frakci 0-2mm. Používá se většinou jako povrchová vrstva venkovních hřišť. Hodí se především pro výstavbu a údržbu tenisových kurtů. Obecně můžeme antuku pro povrchy sportovišť rozdělit na dva druhy. *Červená antuka* je vyrobena z rozdrčených cihel a střešních tašek, je pomalejší a méně tvrdá než *zelená antuka*, neboli *umělá „americká“ antuka*, s velmi dobrými hydrofobními vlastnostmi. Vlastností antuky je také pórovitost, pružnost a propustnost vody. Pro zajímavost, jediný významný tenisový turnaj, který se hraje na antuce je French Open. Tato antuka se také používá jako povrch volejbalových, nohejbalových hřišť a atletických drah. Sypaná hmotnost suché antuky je 1000 - 1100 kg/m<sup>3</sup>. [20]

## 4.5 RECYKLAČNÍ LINKY

Pro recyklaci odpadů je třeba vytvořit optimální podmínky, zajistit bezpečnost a hygienu práce. Pro rozřídění jsou rozhodující rozdílné hustoty, chování při odvalování a magnetické vlastnosti. Čisté druhy hmot, jako lepenky, papír, plasty a dřevo lze získat ručním tříděním z frakce nad 200 mm. Zařízení pro úpravu stavebního odpadu (mobilní, semimobilní a stacionární) provádí mechanizované drcení a separaci jednotlivých frakcí a materiálů. Oddělování lehkých hmot od suti je možné provádět buď proudem vzduchu, nebo na šikmých tříděčkách. Na rozměňování suti se používají čelistové, válcové, odstředivé a odrazové drtiče. Třídění materiálu probíhá buď za sucha, nebo ve vodním prostředí. Obecným pravidlem u mobilních a semimobilních zařízení je, že drtiče a tříděče tvoří samostatné jednotky a do linky jsou sestaveny až na místě použití. Tyto dva druhy zařízení dominují při recyklaci stavební suti. [18]

### 4.5.1 MOBILNÍ LINKY

Používají se pro přímé nasazení na staveništi, např. u demolic průmyslových staveb, nebo obytných budov. Veškeré komponenty jsou osazeny na přívěsných nebo návěsných podvozcích. Proto jsou tato zařízení konstrukčně omezena možností přepravy na komunikacích a musí splňovat veškeré předepsané úpravy pro přepravu vozidel. Zařízení jsou energeticky nezávislá. Nevýhody mobilních linek jsou: vyšší provozní náklady (transport, montáž, výměna personálu), omezený sortiment výrobků (frakcí), ztížená kontrola dodávané suti, vyšší náročnost na zajištění trvalého využití, mohou vzniknout i problémy s emisemi škodlivin do ovzduší a nadměrnou hlučností. [18]

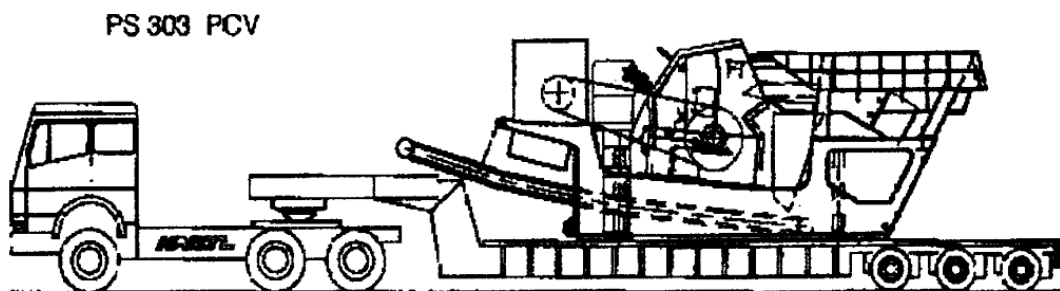


- 1... násypka s roštovým předtřidičem
- 2... ústí čelistového drtiče
- 3... vynášecí dopravník recykláž
- 4... magnetický separátor
- 5... vynášecí dopravník podsítného odpadu z předtřidiče
- 6... pohonná jednotka
- 7... kabina obsluhy

Obr.14 Mobilní drtící jednotka RESTA [18].

#### 4.5.2 SEMIMOBILNÍ (POLOMOBILNÍ) LINKY

Sestávají z několika transportovatelných jednotek. Hlavní agregáty (předtřídění a drtič) jsou namontovány na ocelové konstrukci. Pro transport se jednotlivé díly demontují a pomocí jeřábu naloží na trajler. Výhody i nevýhody jsou podobné jako u mobilních úpraven, pořizovací náklady jsou reálně nižší, odpadá zde údržba podvozku, ale musí se počítat s delší dobou montáže. [18]



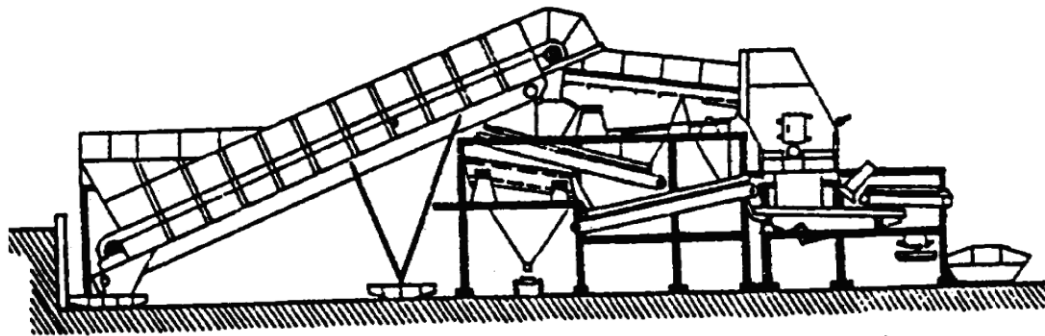
Obr.15 Semimobilní odrazový drtič HARTL při transportu [18]





### 4.5.3 STACIONÁRNÍ LINKY

Dovolují vzhledem ke své velikosti a vybavení přípravu kvalitních recyklátů při vysokém výkonu. Avšak mají řadu nevýhod spojených se stálým přísunem zpracovávaného materiálu a možnosti předzásobení na pozemku, tento pohyb materiálu je finančně velmi náročný a snižuje ekonomickou efektivnost provozu. Proto se stacionární linky používají jen zřídka.



*Obr.16 Schéma stacionární úpravny stavební suti [18]*

Všechny tři výše uvedené druhy recyklačních linek pracují na podobném principu a skládá se z násypky s podavačem sloužící jako zásobník na upravovaný odpad. Násypka je opatřena roštem, pro zachycení kusů nadměrné velikosti. Je zakončena podavačem, kterým je materiál dávkován do drtiče, kde dochází k jeho rozdrčení. Následně je pásovým dopravníkem veden pod elektromagnetem, kde jsou separovány všechny případné kovové příměsi. Z dopravníku materiál dopadá na vibrační třídíč osazený dvěma druhy sít. Zde dochází k roztřídění na tři frakce, viz 4.3. Každá z nich je odváděna pásovým dopravníkem na místo svého skladování. [19]

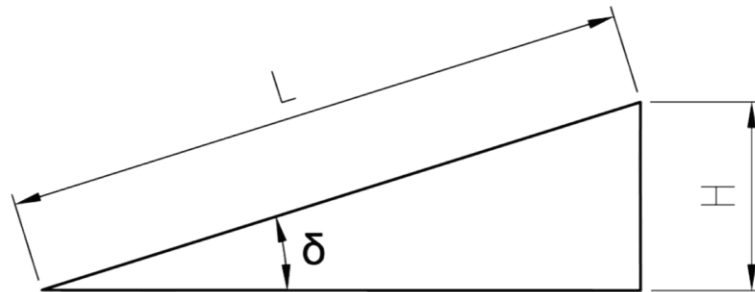
Mezi nejvýznamnější výrobce recyklačních stavebních linek v ČR patří:

- Hartl
- Resta Majetín
- Dufonev
- Přerovské strojírny
- SBM
- Dragon
- Kamenoprůmysl Skuteč



## 5 FUNKČNÍ VÝPOČET

### 5.1 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr.17 Sklon dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{12}{45} \quad (1)$$

$$\delta = 15^{\circ}27'$$

### 5.2 VOLBY RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

Rychlost dopravního pásu byla dle literatury [1] zvolena  $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 5.3 VOLBA SYPNÉ HMOTNOSTI PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Pro dopravovaný materiál byla dle Tab.11 zvolena sypná hmotnost  $\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

### 5.4 TEORETICKY POTŘEBNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$Q = 3600 \cdot \rho \cdot S_T \cdot v \Rightarrow S_T = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v}$$

$$S_T = \frac{100000}{3600 \cdot 1500 \cdot 1,5} \quad (2)$$

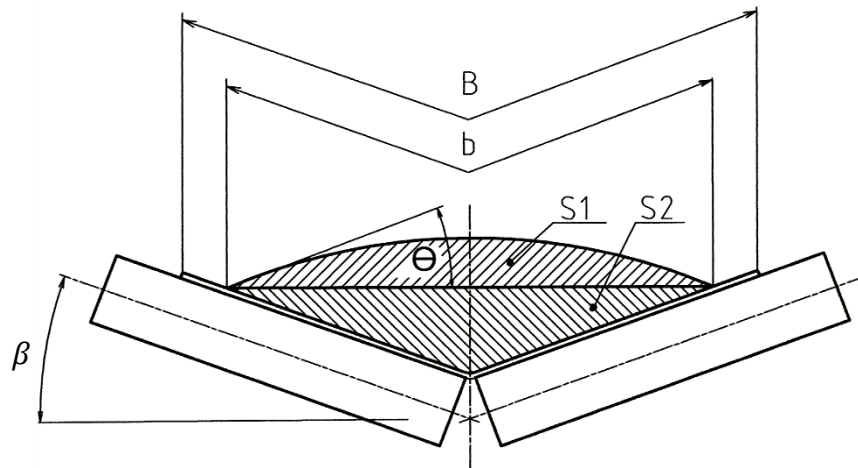
$$S_T = 0,0123 \text{ m}^2$$



## 5.5 VOLBA PÁSU

Pro dvouválečkovou stolicí se sklonem válečků  $\beta = 20^\circ$  a pro vypočtenou teoreticky potřebnou plochu průřezu náplně  $S_T = 0,0123\text{m}^2$  je dle literatury [1] zvolena šířka pásu  $B=400\text{mm}$ .

## 5.6 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ



Obr.18 Dvouválečková stolice

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,0063 + 0,0082$$

(3)

$$S = 0,0145\text{m}^2$$

### 5.6.1 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ $S_1$

$$S_1 = [b \cdot \cos\beta]^2 \cdot \frac{\text{tg}\theta}{6}$$

$$S_1 = [0,32 \cdot \cos 20^\circ]^2 \cdot \frac{\text{tg} 22^\circ 30' }{6}$$

(4)

$$S_1 = 0,0063\text{m}^2$$

#### 5.6.1.1 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL DOPRAVOVANÉ HMOTY

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha$$

$$\theta = 0,75 \cdot 30$$

(5)

$$\theta = 22^\circ 30'$$

- Sypný úhel pro dopravovaný materiál byl dle literatury [1] zvolen  $\alpha = 30^\circ$ .



### 5.6.1.2 LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,8 \cdot B$$

$$b = 0,8 \cdot 0,4 \quad (6)$$

$$b = 0,32m$$

### 5.6.2 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ $S_2$

$$S_2 = \left[ \frac{b}{2} \cdot \cos\beta \right] \cdot \left[ \frac{b}{2} \cdot \sin\beta \right]$$

$$S_2 = \left[ \frac{0,32}{2} \cdot \cos 20^\circ \right] \cdot \left[ \frac{0,32}{2} \cdot \sin 20^\circ \right] \quad (7)$$

$$S_2 = 0,0082m^2$$

## 5.7 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S_K = S \cdot k$$

$$S_K = 0,0145 \cdot 0,8774 \quad (8)$$

$$S_K = 0,0127m^2$$

### 5.7.1 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_v)$$

$$k = 1 - \frac{0,0063}{0,0145} \cdot (1 - 0,7179) \quad (9)$$

$$k = 0,8774$$

#### 5.7.1.1 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_v = \sqrt{\frac{\cos^2\delta - \cos^2\theta}{1 - \cos^2\theta}}$$

$$k_v = \sqrt{\frac{\cos^2 15^\circ 27' - \cos^2 22^\circ 30'}{1 - \cos^2 22^\circ 30'}} \quad (10)$$

$$k_v = 0,7179$$

**5.8 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNOU PLOCHU PRŮŘEZU NÁPLNĚ**

Musí být splněna podmínka:  $S_K > S_T$  (11)

$$0,0127m^2 > 0,0123m^2 \Rightarrow \text{zvolený pás VYHOVUJE}$$

**5.9 OBJEMOVÁ VÝKONNOST**

$$I_V = S \cdot v \cdot k$$

$$I_V = 0,0145 \cdot 1,5 \cdot 0,8774 \quad (12)$$

$$I_V = 0,0191m^3 \cdot s^{-1}$$

**5.10 HMOTNOSTNÍ VÝKONNOST**

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,0191 \cdot 1500 \quad (13)$$

$$I_m = 103140kg \cdot h^{-1}$$

**5.11 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU**

Musí být splněna podmínka:  $I_m > Q$  (14)

$$103140kg \cdot h^{-1} > 100000kg \cdot h^{-1} \Rightarrow$$

$\Rightarrow$  Množství dopravovaného materiálu VYHOVUJE

**5.12 TEORETICKÁ OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU**

$$F_{UP} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}$$

$$F_{UP} = 276,8 + 92,3 + 0 + 359,9 + 2239,6 \quad (15)$$

$$F_{UP} = 2968,6N$$

**5.12.1 HLAVNÍ ODPORY**

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

$$F_H = 0,02 \cdot 45 \cdot 9,81 \cdot [2,9 + 0,767 + (2 \cdot 4,84 + 19,1) \cdot \cos 15^\circ 27'] \quad (16)$$

$$F_H = 276,8N$$

- Globální součinitel tření byl dle literatury [7] zvolen  $f = 0,02$ .

- Tíhové zrychlení  $g = 9,81m \cdot s^{-2}$ .



#### 5.12.1.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,42 \cdot 46}{45} \quad (17)$$

$$q_{RO} = 2,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

- Váha rotující části válečku v horní větvi byla dle Tab.4 zvolena  $q_1 = 1,42 \text{ kg}$ .

#### 5.12.1.2 POČET ŘAD VÁLEČKŮ V HORNÍ VĚTVI

$$P_1 = \frac{L}{a_o} + z_d$$

$$P_1 = \frac{45}{1} + 1 \quad (18)$$

$$P_1 = 46$$

- Rozteč válečkových stolic v horní větvi byla dle literatury [1] zvolena  $a_o = 1 \text{ m}$ .

- Hodnota  $z_d = 1$  představuje jednu válečkovou stolicí přidanou pod násypku, z potřeby větší podpory pásu v místě nakládky.

#### 5.12.1.3 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M DOLNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L}$$

$$q_{RU} = \frac{2,3 \cdot 15}{45} \quad (19)$$

$$q_{RU} = 0,767 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

- Váha rotující části válečku v dolní větvi byla dle Tab.5 zvolena  $q_2 = 2,3 \text{ kg}$ .

#### 5.12.1.4 POČET ŘAD VÁLEČKŮ V DOLNÍ VĚTVI

$$P_2 = \frac{L}{a_U}$$

$$P_2 = \frac{45}{3} \quad (20)$$

$$P_2 = 15$$

- Rozteč válečkových stolic v dolní větvi byla dle literatury [1] zvolena  $a_U = 3 \text{ m}$ .



### 5.12.1.5 HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v}$$

$$q_G = \frac{0,0191 \cdot 1500}{1,5} \quad (21)$$

$$q_G = 19,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

### 5.12.1.6 HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = 4,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (22)$$

- Hmotnost 1 metru dopravního pásu byla dle Tab.1 zvolena  $q_B = 4,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ .

### 5.12.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_O + F_t$$

$$F_N = 43 + 12,1 + 25,4 + 11,8 \quad (23)$$

$$F_N = 92,3 \text{ N}$$

#### 5.12.2.1 ODPOR SETRVAČNÍCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

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

$$F_{bA} = 0,0191 \cdot 1500 \cdot (1,5 - 0) \quad (24)$$

$$F_{bA} = 43 \text{ N}$$

- Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu zvolena  $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

#### 5.12.2.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2}$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0191^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 0,191}{\left(\frac{1,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,3^2} \quad (25)$$

$$F_f = 12,1 \text{ N}$$

- Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi byl dle lit. [7] zvolen  $\mu_2 = 0,6$ .



### 5.12.2.3 URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1}$$

$$l_b = \frac{1,5^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} \quad (26)$$

$$l_b = 0,191m$$

- Součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a pásem byl dle lit. [7] zvolen  $\mu_1 = 0,6$ .

### 5.12.2.4 SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos\beta$$

$$b_1 = 0,32 \cdot \cos 20^\circ \quad (27)$$

$$b_1 = 0,3m$$

### 5.12.2.5 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_o = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D_B}$$

$$F_o = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{4453}{0,4}\right) \cdot \frac{0,009}{0,32} \quad (28)$$

$$F_o = 25,4N$$

- Průměrný tah v pásu byl dle Tab.7 zvolen  $F = 4453N$ .

- Síla pásu byla dle Tab.1 zvolena  $d = 0,009m$ .

### 5.12.2.6 ODPOR V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_{H1}}{D_B} \cdot F_V$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,05}{0,32} \cdot 15133,9 \quad (29)$$

$$F_t = 11,8N$$

- Průměr hřídele v ložisku hnaného bubnu  $d_{H1} = 0,05m$ .

- Průměr hnaného bubnu  $D_B = 0,32m$ .

- Výsledná síla zatěžující hřídel hnaného bubnu  $F_V = 15133,9N$  dle vztahu (49).





### 5.12.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} = 0N \quad (30)$$

- Válečky nejsou vychýleny. Z tohoto důvodu je odpor vychýlení bočních válečků  $F_{\varepsilon} = 0N$ .

### 5.12.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a$$

$$F_{S2} = 23,9 + 336 + 0 \quad (31)$$

$$F_{S2} = 359,9N$$

#### 5.12.4.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot l_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2}$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,0191^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{1,5^2 \cdot 0,3^2} \quad (32)$$

$$F_{gL} = 23,9N$$

- Délka bočního vedení  $l = 1,5m$ .

#### 5.12.4.2 ODPOR STĚRAČE PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3$$

$$F_r = 0,008 \cdot 7 \cdot 10^4 \cdot 0,6 \quad (33)$$

$$F_r = 336N$$

- Součinitel tření mezi stěračem pásu a pásem byl dle literatury [7] zvolen  $\mu_3 = 0,6$ .

- Tlak mezi stěračem pásu a pásem byl dle literatury [7] zvolen  $p = 7 \cdot 10^3 N \cdot m^{-2}$ .

#### 5.12.4.3 DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A STĚRAČEM PÁSU

$$A = B \cdot t_C$$

$$A = 0,4 \cdot 0,02 \quad (34)$$

$$A = 0,008m^2$$

- Dotyková plocha mezi stěračem pásu a pásem byla dle zdroje [13] zvolena  $t_C = 0,02m$ .

**5.12.4.4 ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU**

$$F_a = 0N \quad (35)$$

- V našem případě není shrnovač materiálu použit. Z tohoto důvodu je odpor shrnovače materiálu  $F_a = 0N$ .

**5.12.5 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY**

$$F_{st} = q_G \cdot H \cdot g$$

$$F_{st} = 19,1 \cdot 12 \cdot 9,81 \quad (36)$$

$$F_{st} = 2239,6N$$

- Hmotnost dopravovaného materiálu na 1m délky pásu dle vztahu (21)  $q_G = 19,1kg \cdot m^{-1}$ .

**5.13 ZVĚTŠENÍ POTŘEBNÉ OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU**

Z důvodu možné nepřesnosti výpočtu a náhlému zvýšení síly při přetížení dopravníku, zvyšují vypočtenou teoretickou obvODOVou sílu potřebnou na hnacím bubnu  $F_{UP}$  o dvacet procent.

$$F_U = F_{UP} \cdot 1,2$$

$$F_U = 2968,6 \cdot 1,2 \quad (37)$$

$$F_U = 3562,3N$$

**5.14 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO BUBNU**

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 3562,3 \cdot 1,5 \quad (38)$$

$$P_A = 5343,5W$$

**5.15 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU**

$$P_M = \frac{P_A}{\eta}$$

$$P_M = \frac{5343,5}{0,9} \quad (39)$$

$$P_M = 5937,2W$$

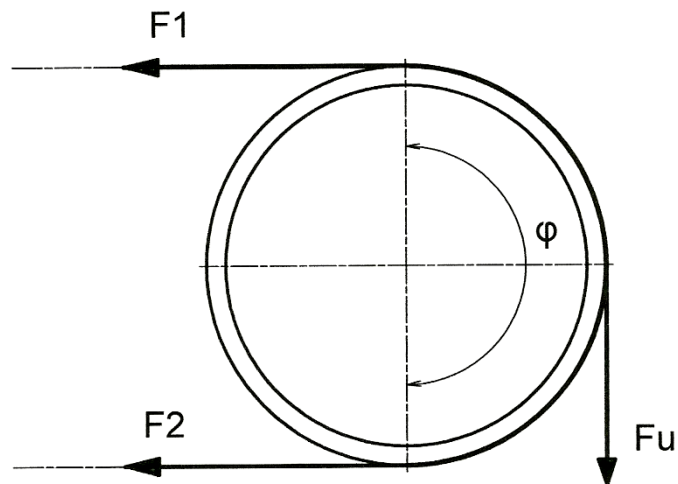
- Celková účinnost pohonu byla dle literatury [7] zvolena  $\eta = 0,9$ .



## 5.16 NÁVRH POHONU

Pro vypočtený potřebný provozní výkon motoru, byl zvolen elektrobuben typu 320M od firmy Rulmeca. Jeho základní parametry a rozměry jsou uvedeny v kapitole 3.6.

## 5.17 STANOVENÍ SIL V PÁSU



Obr.19 Schéma sil působících v pásu

### 5.17.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 5937,2 \cdot \frac{1}{e^{0,25 \cdot \pi} - 1} \quad (40)$$

$$F_{2min} \geq 4975,5N$$

- Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem byl dle literatury [7] zvolen  $\mu = 0,25$ .
- Úhel opásání poháněcího bubnu byl dle literatury [7] zvolen  $\varphi = 180^\circ \Rightarrow \pi \text{ rad}$ .

### 5.17.2 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U$$

$$F_{Umax} = 1,6 \cdot 3562,3 \quad (41)$$

$$F_{Umax} = 5699,7N$$

- Součinitel rozběhu byl dle literatury [7] zvolen  $\xi = 1,6$ .



### 5.17.3 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

$$F_{hmin} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}}$$

$$F_{hmin} \geq \frac{1 \cdot (4,84 + 19,1) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015} \quad (42)$$

$$F_{hmin} \geq 1957,1N$$

- Největší dovolený průvės pásu v horní větvi byl dle literatury [7] zvolen  $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,015m$

- Rozteč válečkových stolic v horní větvi byla dle literatury [1] zvolena  $a_0 = 1m$ .

### 5.17.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

$$F_{dmin} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm}}$$

$$F_{dmin} \geq \frac{3 \cdot 4,84 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015} \quad (43)$$

$$F_{dmin} \geq 1187N$$

- Největší dovolený průvės pásu v dolní větvi byl dle literatury [7] zvolen  $\left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm} = 0,015m$

- Rozteč válečkových stolic v dolní větvi byla dle literatury [1] zvolena  $a_u = 3m$ .

### 5.17.5 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

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

$$F_{max} \approx F_1 \approx 1,6 \cdot 3562,3 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,25 \cdot \pi} - 1} + 1\right) \quad (44)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 10476,2N$$

### 5.17.6 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Musí být splněna podmínka:  $F_{DP} \geq F_{max}$

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max}$$

$$400 \cdot 400 \geq 10476,2N \quad (45)$$

$$160000N \geq 10476,2N \Rightarrow \text{navržený pás VYHOVUJE}$$

- Pevnost pásu byla dle Tab.1 zvolena  $R_{mp} = 400N \cdot mm^{-1}$ .

**5.17.7 TAH V PÁSU V NOSNÉ VĚTVI**

$$F_1 = F_{max}$$

$$F_1 = 10476,2N \quad (46)$$

**5.17.8 TAH V PÁSU VE VRATNÉ VĚTVI**

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}}$$

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{0,25 \cdot \pi}} \quad (47)$$

$$F_2 = 4776,5N$$

**5.17.9 VÝSLEDNÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN**

$$F_C = F_1 + F_2$$

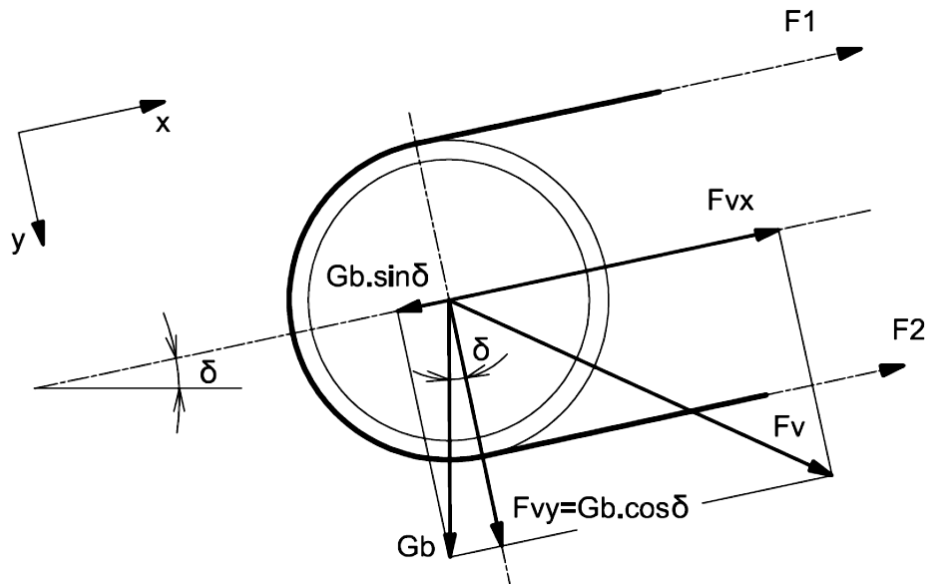
$$F_C = 10476,2 + 4776,5 \quad (48)$$

$$F_C = 15252,7N$$



## 6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

### 6.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE HNANÉHO BUBNU



Obr.20 Schéma sil zatěžující hřídel bubnu

#### 6.1.1 VÝSLEDNÁ SÍLA ZATĚŽUJÍCÍ HŘÍDEL HNANÉHO BUBNU

$$F_V = \sqrt{F_{Vx}^2 + F_{Vy}^2}$$

$$F_V = \sqrt{15127,1^2 + 454,3^2} \quad (49)$$

$$F_V = 15133,9N$$

##### 6.1.1.1 VÝSLEDNÁ SÍLA V OSE X

$$F_{Vx} = F_1 + F_2 - G_B \cdot \sin\delta$$

$$F_{Vx} = 10476,2 + 4776,5 - 474,4 \cdot \sin 15^\circ 27' \quad (50)$$

$$F_{Vx} = 15127,1N$$

##### 6.1.1.2 VÝSLEDNÁ SÍLA V OSE Y

$$F_{Vy} = G_B \cdot \cos\delta$$

$$F_{Vy} = 471,4 \cdot \cos 15^\circ 27' \quad (51)$$

$$F_{Vy} = 454,3N$$



### 6.1.1.3 TÍHOVÁ SÍLA BUBNU

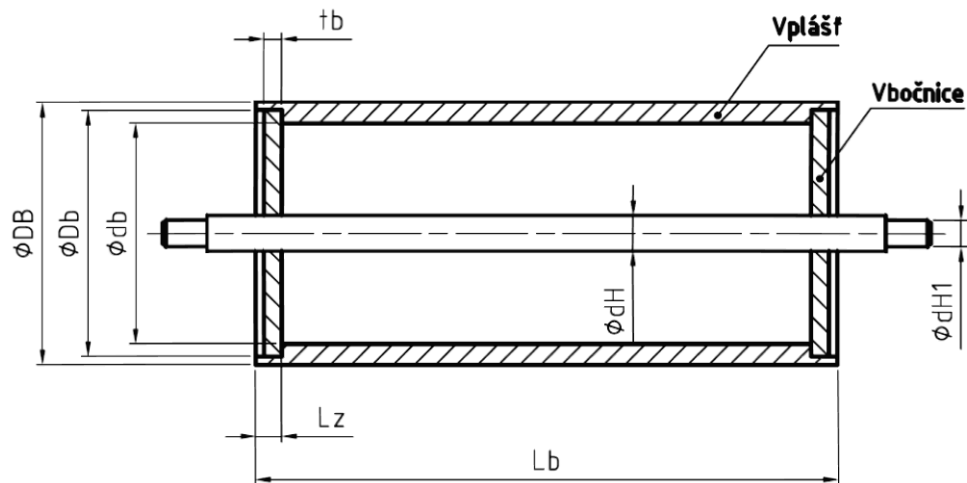
$$G_B = V_B \cdot \rho_o \cdot g$$

$$G_B = 6,121 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot 9,81 \quad (52)$$

$$G_B = 471,4N$$

- Hustota oceli byla dle literatury [3] zvolena  $\rho_o = 7850kg \cdot m^3$ .

### 6.1.1.4 OBJEM MATERIÁLU HNANÉHO BUBNU



Obr.21 Hnaný (napínací) buben

#### Rozměry:

$$\phi D_B = 320mm$$

$$\phi D_b = 310mm$$

$$\phi d_B = 300mm$$

$$\phi d_H = 60mm$$

$$\phi d_{H1} = 50mm$$

$$t_B = 10mm$$

$$L_Z = 20mm$$

$$L_B = 500mm$$

$$V_B = V_{plášť} + 2 \cdot V_{bočnice}$$

$$V_B = 4,678 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 7,216 \cdot 10^{-3} \quad (53)$$

$$V_B = 6,121 \cdot 10^{-3}m^3$$



### 6.1.1.5 OBJEM PLÁŠTĚ HNANÉHO BUBNU

$$V_{plášť} = \frac{\pi \cdot (D_B^2 - d_B^2) \cdot L_B}{4} - 2 \cdot \left[ \frac{\pi \cdot (D_b^2 - d_b^2) \cdot L_Z}{4} \right]$$

$$V_{plášť} = \frac{\pi \cdot (0,32^2 - 0,3^2) \cdot 0,5}{4} - 2 \cdot \left[ \frac{\pi \cdot (0,31^2 - 0,3^2) \cdot 0,02}{4} \right] \quad (54)$$

$$V_{plášť} = 4,678 \cdot 10^{-3} m^3$$

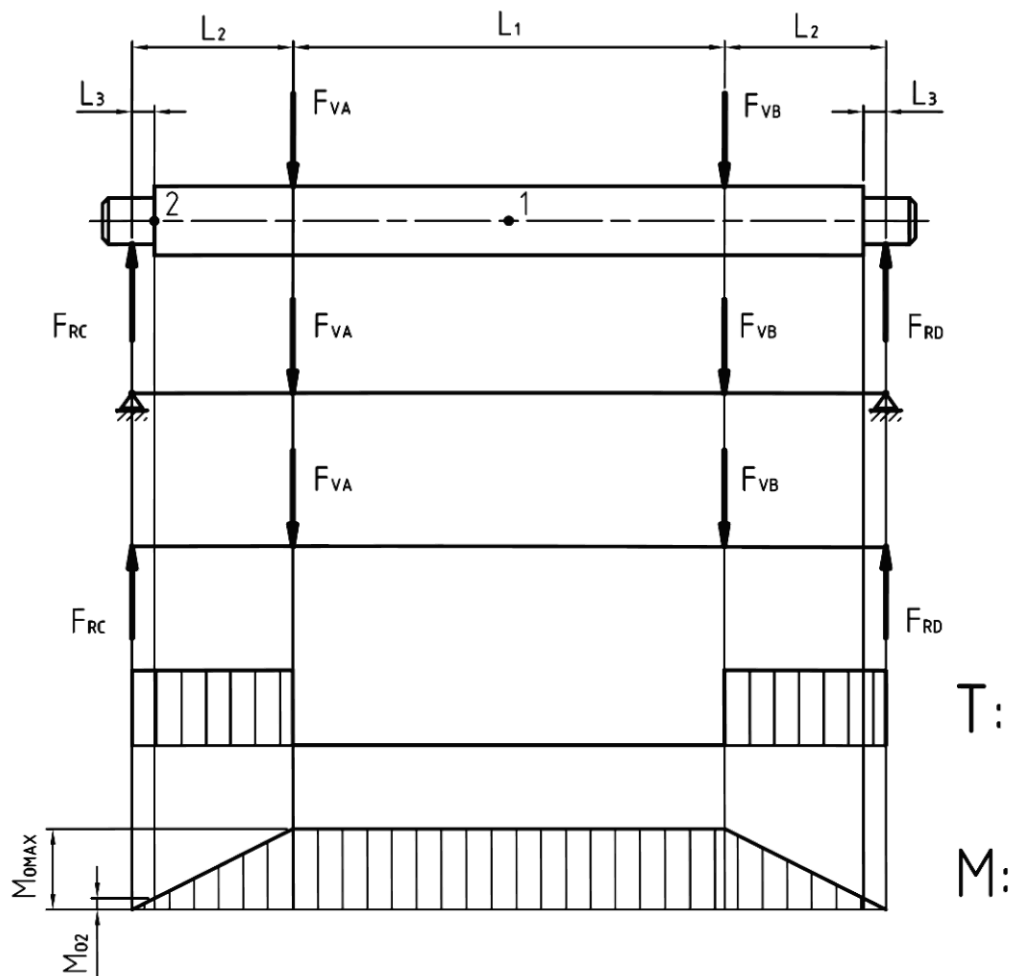
### 6.1.1.6 OBJEM BOČNICE HNANÉHO BUBNU

$$V_{bočnice} = \frac{\pi \cdot (D_b^2 - d_H^2) \cdot t_B}{4}$$

$$V_{bočnice} = \frac{\pi \cdot (0,31^2 - 0,06^2) \cdot 0,01}{4} \quad (55)$$

$$V_{bočnice} = 7,216 \cdot 10^{-4} m^3$$

### 6.1.2 ZATÍŽENÍ HŘÍDELE HNANÉHO BUBNU S PRŮBĚHEM VVÚ



Obr.22 Zatížení hřídele hnaného bubnu s průběhem VVÚ





**Rozměry:**

$$L_1 = 470mm$$

$$L_2 = 135mm$$

$$L_3 = 18mm$$

### 6.1.3 VOLBA MATERIÁLU HŘÍDELE HANÉHO BUBNU

Pro hřídel hnaného bubnu byl dle literatury [3] zvolen materiál 11 373. Pro tento materiál je dovolené napětí v ohybu 70 – 105MPa. Pro náš případ volím  $\sigma_{ODOV} = 70MPa$ .

### 6.1.4 URČENÍ SILOVÝCH REAKCÍ V PODPORÁCH

$$F_{VA} = F_{VB} = \frac{F_V}{2}$$

$$F_{VA} = F_{VB} = \frac{15133,9}{2} \quad (56)$$

$$F_{VA} = F_{VB} = 7566,95N$$

**Silová podmínka:**

$$\sum T = 0$$

$$F_{RC} + F_{RD} - F_{VA} - F_{VB} = 0 \Rightarrow F_{RD}$$

$$F_{RD} = F_{VA} + F_{VB} - F_{RC}$$

$$F_{RD} = 7566,95 + 7566,95 - 7566,95 \quad (57)$$

$$F_{RD} = 7566,95N$$

**Momentová podmínka:**

$$\sum M_{OD} = 0$$

$$F_{RC} \cdot (2 \cdot L_2 + L_1) - F_{VB} \cdot (L_2 + L_1) - F_{VA} \cdot L_2 = 0 \Rightarrow F_{RC}$$

$$F_{RC} = \frac{F_{VB} \cdot (L_2 + L_1) + F_{VA} \cdot L_2}{2 \cdot (L_2 + L_1)}$$

$$F_{RC} = \frac{7566,95 \cdot (0,135 + 0,47) + 7566,95 \cdot 0,135}{2 \cdot (0,135 + 0,47)} \quad (58)$$

$$F_{RC} = 7566,95N$$



### 6.1.5 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Z průběhu VVÚ je patrné, že maximální ohybový moment se nachází mezi působišti sil  $F_{VA}$  a  $F_{VB}$ . Z tohoto důvodu je výpočet proveden pro zvolený bod 1. dle Obr.22.

$$M_{Omax} = F_{RD} \cdot \left( \frac{L_1}{2} + L_2 \right) - F_{VB} \cdot \frac{L_1}{2}$$

$$M_{Omax} = 7566,95 \cdot \left( \frac{0,47}{2} + 0,135 \right) - 7566,95 \cdot \frac{0,47}{2} \quad (59)$$

$$M_{Omax} = 1021,5Nm$$

### 6.1.6 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V BODĚ 1.

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot d_H^3}{32}$$

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{32} \quad (60)$$

$$W_{O1} = 2,1 \cdot 10^{-5}m^3$$

### 6.1.7 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_{O1}}$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{1021,5}{2,1 \cdot 10^{-5}} \quad (61)$$

$$\sigma_{Omax} = 48642857Pa \cong 48,6MPa$$

### 6.1.8 BEZPEČNOST V OHYBU V BODĚ 1.

$$k_1 = \frac{\sigma_{ODOV}}{\sigma_{Omax}}$$

$$k_1 = \frac{70}{48,6} \quad (62)$$

$k_1 = 1,44 \Rightarrow$  Navržený průměr hřídele bubnu vzhledem k ohybovému napětí VYHOVUJE.

### 6.1.9 OHYBOVÝ MOMENT V BODĚ 2

$$M_{O2} = F_{RC} \cdot L_3$$

$$M_{O2} = 7566,95 \cdot 0,018 \quad (63)$$

$$M_{O2} = 136,2Nm$$



### 6.1.10 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V BODĚ 2

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot d_{H1}^3}{32}$$

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32} \quad (64)$$

$$W_{O2} = 1,23 \cdot 10^{-5} m^3$$

### 6.1.11 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ 2

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}}$$

$$\sigma_{O2} = \frac{136,2}{1,23 \cdot 10^{-5}} \quad (65)$$

$$\sigma_{O2} = 11073170 Pa \cong 11,1 MPa$$

### 6.1.12 BEZPEČNOST V OHYBU V MÍSTĚ 2

$$k_2 = \frac{\sigma_{ODOV}}{\sigma_{O2}}$$

$$k_2 = \frac{70}{11,1} \quad (66)$$

$k_2 = 6,3 \Rightarrow$  Navržený průměr hřídele bubnu vzhledem k ohybovému napětí VYHOVUJE.

## 6.2 KONTROLA NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA VZPĚR

### 6.2.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA NAPÍNACÍ ŠROUB

$$F_Z = \frac{F_C}{2}$$

$$F_Z = \frac{15252,7}{2} \quad (67)$$

$$F_Z = 7626,4 N$$

### 6.2.2 POLOMĚR SETRVAČNOSTI NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_{ZT}}}$$

$$i = \sqrt{\frac{21434,2}{519}} \quad (68)$$

$$i = 6,4 mm$$



### 6.2.2.1 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}$$

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot 25,706^4}{64} \quad (69)$$

$$J_{min} = 21434,2 \text{ mm}^4$$

- Pro závit M30 napínacího šroubu byl dle lit. [4] zvolen malý průměr závitu  $d_3 = 25,706 \text{ mm}$

### 6.2.2.2 PLOCHA PRŮŘEZU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$S_{ZT} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$$

$$S_{ZT} = \frac{\pi \cdot 25,706^2}{4} \quad (70)$$

$$S_{ZT} = 519 \text{ mm}^2$$

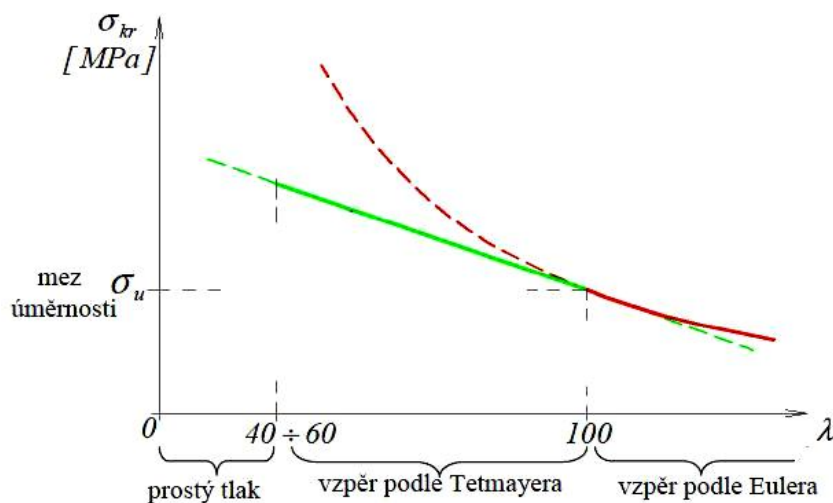
### 6.2.3 ŠTÍHLOST NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i}$$

$$\lambda = \frac{1000}{6,4} \quad (71)$$

$\lambda = 156,3$        $\lambda > 100 \Rightarrow$  dle Obr.23 se jedná o oblast pružného vzpěru podle Eulera.

- Pro použitý způsob uložení konců napínacího šroubu se redukovaná délka rovná délce skutečné  $l_{red} = l = 1000 \text{ mm}$ .



Obr.23 Rozlišení namáhání štíhlých prutů tlakovou silou.

**6.2.4 KRITICKÁ SÍLA DLE EULERA**

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}^2}$$
$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 21434,2}{1000^2} \quad (72)$$

$$F_{kr} = 44424,9N$$

- Modul pružnosti oceli v tlaku byl dle literatury [3] zvolen  $E = 2,1 \cdot 10^5 MPa$ .

**6.2.5 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY**

$$k_{VS} = \frac{F_{kr}}{F_Z}$$
$$k_{VS} = \frac{44424,9}{7626,4} \quad (73)$$

$k_{VS} = 5,8 \Rightarrow$  Navržený napínací šroub VYHOVUJE.



## ZÁVĚR

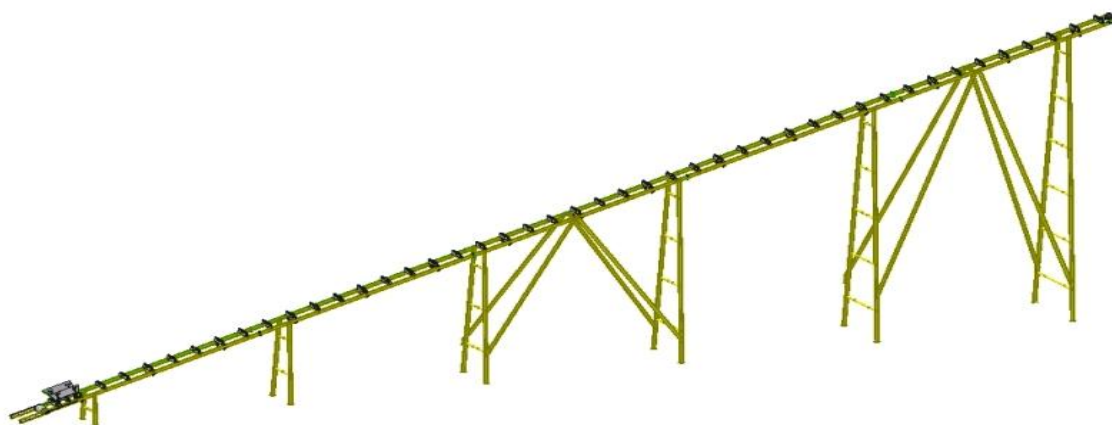
Úkolem této práce bylo navrhnout šikmý pásový dopravník pro dopravu cihlové drti. Funkční výpočet byl proveden na základě zadaných parametrů a byl vypracován dle normy ČSN ISO 5048 z roku 1994. Nosná konstrukce dopravníku byla navržena jako kompletně rozebíratelná, složená s pěti segmentů a šesti stojin vzájemně spojených šroubovými spoji.

Dle vypočtených hodnot byl pro pohon dopravníku použit elektrobuben typu 320M od firmy Rulmeca o výkonu 7,5kW, který je ke konstrukci připevněn pomocí montážních konzol od stejného výrobce. Toto řešení pomohlo k celkovému zjednodušení poháněcí stanice a umožňuje snadnou a rychlou montáž v porovnání se standardním řešením pohonu pomocí elektromotoru a převodovky. Další použité komponenty, jako například válečkové stolice nebo dopravní pás, byly vybrány z katalogů jednotlivých výrobců.

Pro napínání dopravního pásu bylo navrženo tuhé napínání pomocí šroubu. Toto řešení má hlavní výhodu ve své jednoduchosti a minimální údržbě. Poháněný buben, který zároveň slouží i jako napínací, byl navržen jako svarek a pro jeho hřídel byl proveden pevnostní výpočet, kterému vyhověl, a tudíž je schopen odolávat provoznímu zatížení. Taktéž vyhověl i napínací šroub napínacího zařízení, který byl kontrolován na vzpěr.

Obsahem práce je i charakteristika dopravovaného materiálu, tedy cihlové drti, včetně technických parametrů, způsobů její výroby a využití.

V příložené výkresové dokumentaci jsou obsaženy požadované výkresy, celý dopravník byl také sestaven ve 3D modeláři. Pro vyhotovení této práce jsem použil níže uvedené zdroje a odborné rady získané od mého vedoucího práce.



*Obr.24 Pásový dopravník sestaven ve 3D modeláři.*



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

### LITERATURA:

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. První vydání, Brno: VUT v Brně, 1988. 277s. ISBN 1524
- [2] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení: pro uchazeče bakalářského studia FSI VUT v Brně*. 126s.
- [3] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1.vyd. Úvaly: Albra, 2003. 865s. ISBN 80-86490-74-2.
- [4] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Výběry z norem: pro konstrukční cvičení*. 2.vyd. Brno: CERM. 2007. 223s. ISBN 978-80-7204-534-1.
- [5] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Základy konstruování*. Brno: CERM. 2008 234s. ISBN 978-80-7204-584-6.
- [6] DRAŽAN, František. VOŠTOVÁ, Věra, JEŘÁBEK, Karel, BRAND, Milan. *Teorie a stavba dopravníků*. Praha:Editační středisko ČVUT. 1983. 290s. ISBN 217169.

### NORMY:

- [7] Norma ČSN ISO 5048: 1994. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16s

### WEBOVÉ STRÁNKY:

- [8] GUMEX [online]. 2009 [cit. 2012-02-07]. Dopravníkové pásy. Dostupné z WWW: <<http://www.gumex.cz/ep400-3-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-24770.html>>.
- [9] TRANZA [online]. 2010 [cit. 2012-02-07]. Katalog pražců. Dostupné z WWW: <[http://www.transroll.cz/download/TRANZA\\_IdlersEn.pdf](http://www.transroll.cz/download/TRANZA_IdlersEn.pdf)>.
- [10] TRANSROLL [online]. 2010 [cit. 2012-02-07]. Katalog válečků. Dostupné z WWW: <[http://www.transroll.cz/download/TRANSROLL\\_RollersEn.pdf](http://www.transroll.cz/download/TRANSROLL_RollersEn.pdf)>.
- [11] RULMECA [online]. 2007 [cit. 2012-02-07]. Motorized pulleys. Dostupné z WWW: <<http://www.rulmeca.com/modules/cms/prcatpage.php?cc=3&pc=30>>.
- [12] RULMECA [online]. 2010 [cit. 2012-02-07]. Mounting brackets. Dostupné z WWW: <<http://www.rulmeca.com/download/cms/products/320drawings.pdf>>.
- [13] AB TECHNOLOGY [online]. 2008 [cit. 2012-02-07]. Čelní stěrač. Dostupné z WWW: <<http://www.abtech-cz.cz/sterace-dopravnich-pasu/celni-sterace/cj-1-1/>>.



- [14] *NYPRO* [online]. [cit. 2012-02-25]. Katalog hutních materiálů. Dostupné z WWW: <[http://www.nyprohutni.cz/download/sortiment\\_komplet.pdf](http://www.nyprohutni.cz/download/sortiment_komplet.pdf)>.
- [15] *FERONA* [online]. 2012 [cit. 2012-02-25]. Katalog trubek. Dostupné z WWW: <[http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?search\\_type=0&searchtext=&material=0&druh=319&typ\\_normy=0&norma=&r1=&r2=&r3=&r4=&only\\_name=0&exact\\_norm=0&from=100](http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?search_type=0&searchtext=&material=0&druh=319&typ_normy=0&norma=&r1=&r2=&r3=&r4=&only_name=0&exact_norm=0&from=100)>.
- [16] *SKF* [online]. 2007 [cit. 2012-03-10]. Ložisková jednotka. Dostupné z WWW: <<http://zbozi.arkov.cz/i/76037-tu-50-fm-kompletni-jednotka-skf.html>>.
- [17] *WIKIPEDIA* [online]. 2012 [cit. 2012-03-10]. Cihla. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Cihla>>.
- [18] *ETEXT* [online]. 2012 [cit. 2012-03-10]. Nekovový odpad. Dostupné z WWW: <[http://etext.czu.cz/img/skripta/64/tf\\_43a-1.pdf](http://etext.czu.cz/img/skripta/64/tf_43a-1.pdf)>.
- [19] *CIHELNA BRATRONICE* [online]. 2012 [cit. 2012-03-10]. Recyklace stavebních odpadů. Dostupné z WWW: <<http://www.cihelnabratronice.cz/index.php?nid=2679&lid=cs&oid=308200>>.
- [20] *CIVAS* [online]. 2002 [cit. 2012-03-10]. Antuka. Dostupné z WWW: <[http://www.antuka.com/editor/image/stranky3\\_soubory/antukacs1.pdf](http://www.antuka.com/editor/image/stranky3_soubory/antukacs1.pdf)>.
- [21] *ENVIWEB* [online]. 2012 [cit. 2012-03-10]. Katalog odpadů. Dostupné z WWW: <<http://www.enviweb.cz/katalog/?id=750>>.
- [22] *FASVOBODA* [online]. 2012 [cit. 2012-03-10]. Recykláty. Dostupné z WWW: <[http://www.fasvoboda.cz/recyklaty/#recyklat\\_podsitni](http://www.fasvoboda.cz/recyklaty/#recyklat_podsitni)>.





## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ZNAČKA	JEDNOTKA	VELIČINA
A	[m <sup>2</sup> ]	Dotyková plocha mezi pásem a stěračem pásu
B	[m]	Šířka dopravního pásu
b	[m]	Ložná šířka pásu
C	[-]	Součinitel (vedlejší odpory)
d	[m]	Síla pásu
e	[-]	Základ přirozeného logaritmu
E	[MPa]	Modul pružnosti oceli v tlaku
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
g	[m/s <sup>2</sup> ]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Dopravní výška
I	[mm]	Poloměr setrvačnosti napínacího šroubu
k	[-]	Součinitel sklonu
l	[m]	Délka bočního vedení
L	[m]	Délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)
p	[N/m <sup>2</sup> ]	Tlak mezi stěračem pásu a pásem
Q	[kg/h]	Dopravní výkon
S	[m <sup>2</sup> ]	Průřez náplně dopravníku
v	[m/s]	rychlost dopravního pásu
$D_B$	[m]	Průměr bubnu
$F_1$	[N]	Tah v pásu v nosné větvi
$F_2$	[N]	Tah v pásu ve vratné větvi
$F_{2min}$	[N]	Minimální obvodová síla na hnacím bubnu
$F_{hmin}$	[N]	Min. tahová síla pro horní větev s ohledem na průvěs pásu
$F_C$	[N]	Výsledná síla namáhající buben
$F_{DP}$	[N]	Dovolená síla v pásu
$F_H$	[N]	Hlavní odpory
$F_N$	[N]	Vedlejší odpory
$F_O$	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
$F_{RC}$	[N]	Reakce v bodě C
$F_{RD}$	[N]	Reakce v bodě D



$F_{S1}$	[N]	Přídavné hlavní odpory
$F_{S2}$	[N]	Přídavné vedlejší odpory
$F_{St}$	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
$F_U$	[N]	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
$F_{UP}$	[N]	Teoretická obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
$F_{Umax}$	[N]	Maximální obvodová hnací síla
$F_V$	[N]	Výsledná síla zatěžující hřídel hnaného bubnu
$F_{VA}$	[N]	Výsledná síla působící na hřídel v bodě A
$F_{VB}$	[N]	Výsledná síla působící na hřídel v bodě B
$F_{Vx}$	[N]	Výsledná síla zatěžující hřídel v ose x
$F_{Vy}$	[N]	Výsledná síla zatěžující hřídel v ose y
$F_Z$	[N]	Síla působící na napínací šroub
$F_a$	[N]	Odpor shrnovače pásu
$F_{bA}$	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládky a oblasti urychlování
$F_{dmin}$	[N]	Min. tahová síla pro dolní větev s ohledem na průvės pásu
$F_f$	[N]	Odpor tření mezi dop. hm. a boč. ved. v oblasti urychlování
$F_{gL}$	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$F_{kr}$	[N]	Kritická síla dle Eulera
$F_{max}$	[N]	Největší tahová síla v pásu
$F_r$	[N]	Odpor stěrače pásu
$F_t$	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
$F_\epsilon$	[N]	Odpor vychýlení bočních válečků
$G_B$	[N]	Tíhová síla bubnu
$(h/a_o)_{adm}$	[m]	Největší dovolený průvės pásu v horní větvi
$(h/a_u)_{adm}$	[m]	Největší dovolený průvės pásu v dolní větvi
$I_V$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový výkon
$I_m$	[kg/h]	Hmotnostní výkon
$J_{min}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu napínacího šroubu
$L_1$	[m]	Délka mezi bočnicemi hnaného bubnu
$L_2$	[m]	Vzdálenost od středu nap. ložiska k působišti síly $F_{VA}$
$L_3$	[m]	Vzdálenost od středu nap. ložiska k bodu 2
$L_B$	[m]	Délka bubnu
$L_Z$	[m]	Hloubka zahloubení



$M_{O2}$	[Nm]	Ohybový moment v bodě 2
$M_{Omax}$	[Nm]	Maximální ohybový moment
$P_1$	[-]	Počet řad válečků v horní větvi
$P_2$	[-]	Počet řad válečků v dolní větvi
$P_A$	[W]	Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
$P_M$	[W]	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru
$R_{mp}$	[MPa]	Pevnost pásu
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu náplně $S_1$
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu náplně $S_2$
$S_K$	[m <sup>3</sup> ]	Skutečná plocha průřezu náplně
$S_T$	[m <sup>3</sup> ]	Teoreticky potřebná plocha průřezu náplně
$S_{ZT}$	[mm]	Plocha průřezu napínacího šroubu
$V_B$	[m <sup>3</sup> ]	Objem materiálu bubnu
$V_{bočnice}$	[m <sup>3</sup> ]	Objem bočnice bubnu
$V_{plášť}$	[m <sup>3</sup> ]	Objem pláště bubnu
$W_{O1}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu v bodě 1
$W_{O2}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu v bodě 2
$a_o$	[m]	Rozteč válečkových stolic v horní větvi
$a_u$	[m]	Rozteč válečkových stolic v dolní větvi
$b_1$	[m]	Světlá šířka bočního vedení
$d_3$	[mm]	Malý průměr závitu závitové tyče
$d_{H1}$	[m]	Průměr hřídele v ložisku hnaného bubnu
$k_1$	[-]	Bezpečnost v ohybu v bodě 1
$k_2$	[-]	Bezpečnost v ohybu v bodě 1
$k_{VS}$	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability
$k_v$	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
$l_b$	[m]	Urychlovací délka
$l_{red}$	[mm]	Redukovaná délka napínacího šroubu
$q_1$	[kg]	Váha rotující části válečku v horní větvi
$q_2$	[kg]	Váha rotující části válečku v dolní větvi
$q_B$	[kg/m]	Hmotnost 1 m dopravního pásu
$q_G$	[kg/m]	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
$q_{RO}$	[kg/m]	Hmotnost rotující části válečku na 1m horní větve dopravníku



$q_{RU}$	[kg/m]	Hmotnost rotující části válečku na 1m dolní větve dopravníku
$t_B$	[m]	Šířka bočnice
$t_C$	[m]	Dotyková plocha mezi pásem a stěračem pásu
$v_0$	[m/s]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
$z_d$	[-]	Počet přidávaných válečkových stolic v horní větvi
$\mu_0$	[-]	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 stěračem pásu
$\rho_0$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota oceli
$\sigma_{O2}$	[MPa]	Ohybové napětí v bodě 2
$\sigma_{ODOV}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{Omax}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí
$\varnothing D_B$	[m]	Vnější průměr bubnu
$\varnothing D_b$	[m]	Vnitřní průměr zahloubení bubnu
$\varnothing d_B$	[m]	Vnitřní průměr bubnu
$\varnothing d_H$	[m]	Průměr hřídele
$\alpha$	[°]	Sypný úhel
$\beta$	[°]	Úhel sklonu válečků ve válečkové stoličce
$\delta$	[°]	Úhel sklonu dopravníku
$\eta$	[-]	Celková účinnost pohonu
$\theta$	[°]	Dynamický sypný úhel (doprovázané hmoty)
$\lambda$	[-]	Štíhlost napínacího šroubu
$\mu$	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
$\xi$	[-]	Součinitel rozběhu
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Sypná hmotnost dopravované hmoty
$\varphi$	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu



## **SEZNAM PŘÍLOH**

Sestavný výkres dopravníku:

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK: PD 00/00

Podsestava napínací stanice:

NAPÍNACÍ STANICE: PD 01/00

Podsestava napínacího zařízení:

NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ: PD 01/01-00

CD:

Pásový dopravník cihlové drti