



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 BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR  
VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

JOSEF GURA  
doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Akademický rok: 2014/15

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Josef Gura

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

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

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

### **Pásový dopravník**

v anglickém jazyce:

### **Belt conveyor**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro písky různých zrnitostí a vlastností.

Dopravní výkon 100 000 kg.h-1.

Osová vzdálenost přesypů 22 m.

Výškový rozdíl 4 m.

Dopravovaný materiál: písek různé zrnitosti.

Cíle bakalářské práce:

Proved'te funkční výpočet dopravníku, určení hlavních rozměrů, navrhnete pohon dopravníku.

Vyhodnot'ete funkci stroje pro různé zrnitosti i vlhkosti písků.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku, svarek stojiny.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P., Kuřka J., Kopas M., Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. 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 2014/15.

V Brně, dne 20.11.2014



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katoľický, Ph.D.  
Děkan



## **ABSTRAKT**

Cílem této bakalářské práce spočívá navrhnutí pásového dopravníku pro písky různých zrnitostí a vlastností, dle zadaných parametrů. Úvod práce se zabývá hlavními částmi pásového dopravníku a jejich výběrem. Druhá část obsahuje konstrukční výpočet provedený dle normy ČSN ISO 5048 a k celé práci je dodána výkresová dokumentace.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Pásový dopravník, dopravní pás, válečková stolice, vratný buben, napínací zařízení.

## **ABSTRACT**

The aim of this bachelor thesis is to design a belt conveyor for sand grit sizes and different qualities, according to specified parameters. The introduction covers the main parts of the belt conveyor and their selection. The second part contains design calculation performed according to ČSN ISO 5048 and the whole work is supplied drawings.

## **KEYWORDS**

Belt conveyor, conveyor belt, roller stool, reversing drum, tension system.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

GURA, J. *Pásový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 50 s. Vedoucí diplomové 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 29. května 2015

.....

Josef Gura



## PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D., za cenné rady. Také děkuji mé rodině za podporu při studiu.



## OBSAH

Úvod.....	10
<b>1 Cíle práce.....</b>	<b>12</b>
<b>2 Zvolené součásti dopravníku .....</b>	<b>13</b>
2.1 Dopravní pás .....	13
2.2 Válečkové stolice .....	14
2.2.1 Horní válečková stolice .....	14
2.2.2 Spodní válečková stolice .....	16
2.3 Pohon dopravníku .....	17
2.4 Vratný buben.....	19
2.5 Čistič pásu.....	20
<b>3 Řešení konstrukce dopravníku.....</b>	<b>22</b>
3.1 Rám dopravníku.....	22
3.2 Napínací zařízení .....	22
<b>4 Funkční výpočet.....</b>	<b>23</b>
4.1 Sklon dopravníku .....	23
4.2 Volba jmenovité dopravní rychlosti .....	23
4.3 Teoretický průřez náplně pásu .....	23
4.4 Volba válečkových stolic a šíře pásu .....	24
4.5 Průřez náplně dopravovaného materiálu.....	24
4.5.1 Průřez náplně vrchlíku.....	25
4.5.2 Průřez náplně v korýtku.....	25
4.6 Skutečný průřez náplně pásu .....	25
4.6.1 Součinitel sklonu .....	26
4.7 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	26
4.8 Oběmový dopravní výkon .....	27
4.9 Hmotnostní dopravní výkon .....	27
4.10 Kontrola dopravovaného množství .....	27
4.11 Výpočet odporů .....	27
4.11.1 Hlavní odpory.....	28
4.11.2 Vedlejší odpory .....	30
4.11.3 Přídavné vedlejší odpory .....	32
4.12 Provozní výkon poháněcího motoru .....	34
4.12.1 Provozní výkon na poháněcím bubnu .....	34
4.13 Síly v pásu .....	34
4.13.1 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu .....	34



4.13.2	Nejmenší tahová síla s ohledem na omezení průvěsu pásu .....	35
4.13.3	Největší tahová síla v pásu .....	36
4.13.4	Kontrola pevnosti pásu .....	36
4.13.5	Tahová síla v horní větvi .....	36
4.13.6	Tahová síla ve vratné větvi .....	36
4.13.7	Napínací síla .....	37
4.13.8	Celková síla namáhající buben .....	37
<b>5</b>	<b>Pevnostní výpočet osy vratného bubnu .....</b>	<b>38</b>
5.1	Materiál osy vratného bubnu .....	38
5.2	Výpočet silových reakcí .....	38
5.2.1	Síly působící na osu přes bočnice .....	39
5.2.2	Silové reakce v ložiscích osy .....	39
5.3	Kontrola místa 1 na ose .....	40
5.3.1	Maximální ohybový moment .....	40
5.3.2	Modul průřezu v ohybu .....	40
5.3.3	Ohybové napětí .....	40
5.3.4	Bezpečnost v místě ohybu .....	40
5.4	Kontrola místa 2 na ose .....	41
5.4.1	Maximální ohybový moment .....	41
5.4.2	Modul průřezu v ohybu .....	41
5.4.3	Ohybové napětí .....	41
5.4.4	Bezpečnost v místě ohybu .....	41
<b>6</b>	<b>Trvanlivost ložisek vratného bubnu .....</b>	<b>42</b>
6.1	Základní trvanlivost ložisek .....	42
6.2	Trvanlivost ložisek v hodinách .....	42
6.2.1	Otáčky vratného bubnu .....	42
6.2.2	Úhlová rychlost vratného bubnu .....	43
<b>Závěr</b>	.....	<b>44</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b>	.....	<b>46</b>
<b>Seznam příloh</b>	.....	<b>50</b>



## ÚVOD

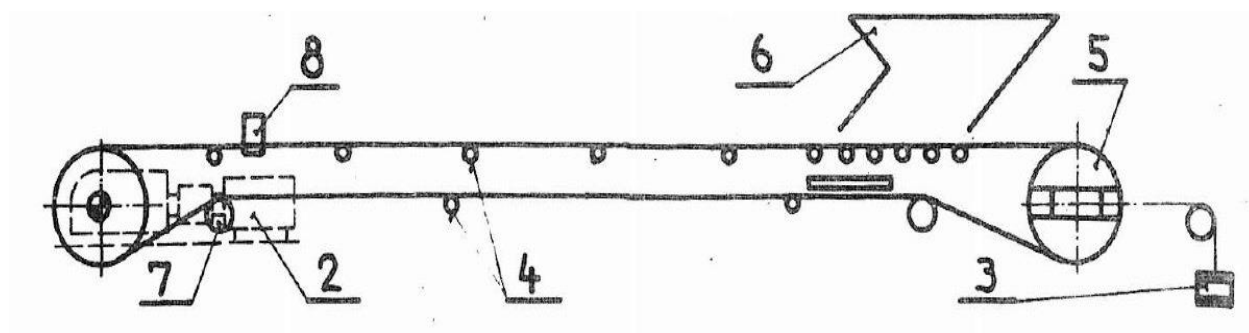
Pásové dopravníky jsou stroje, dnes hojně používané v závodech pro dopravu sypkých materiálů, či kusové dopravě. Hlavní konstrukci tvoří poháněcí stanice a vratný buben, podpůrné válečky a jako tažný i nosný element je zde použit nekonečný pás. Mezi hlavní výhody patří plynulost dopravy za velkých dopravních výkonů, nenáročná konstrukce a téměř žádná údržba.

### Hlavní rozdělení pásových dopravníků dle literatury [3]:

- 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 konvexního a konkávního)
- c) Podle provedení nosné konstrukce
  - Dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojená se základem
  - Dopravníky pojízdné a přenosné – pro malá dopravní množství a malé dopr. délky
  - Dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní – vysoké dopravní rychlosti, velké dopr. vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech



## Hlavní části pásového dopravníku



Obr. 1 Charakteristická konstrukce a základní části pásového transportéru [3]

1. Dopravní pás
2. Poháněcí stanice
3. Napínací zařízení
4. Nosné válečky (horní a dolní válečková stolice)
5. Vratná stanice
6. Násypka
7. Čistič pásu
8. Strážní váleček



# 1 CÍLE PRÁCE

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadané parametry:

- Dopravní výkon:  $100 \text{ t.h}^{-1}$  (1)
- Osová vzdálenost přesypů: 22 m
- Výškový rozdíl: 4 m
- Dopravovaný materiál: písek různé zrnitosti

Textová část:

- Funkční výpočet dopravníku
- Určení hlavních rozměrů dopravníku
- Navržení pohonu dopravníku
- Vyhodnocení funkce stroje pro různé zrnitosti i vlhkosti písků

Výkresová část:

- Sestavný výkres dopravníku
- Svarek stojiny



## 2 ZVOLENÉ SOUČÁSTI DOPRAVNÍKU

### 2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je jednou z nejdůležitějších částí zařízení, který svou funkcí tvoří nosný element pro dopravovaný materiál. Pás je tvořen vrchní vrstvou, která je obvykle silnější než spodní, a to z důvodu ochrany pásu proti abrazivním účinkům dopravovaného materiálu. Spodní část je slabší, neboť odolává jen účinkům nosných válečků a bubnů. Celkový povrch dopravního pásu tak chrání textilní vložky, které se při montáži i s povrchem pásu spojí v tzv. nekonečný pás.

#### Druhy spojení pásu [3]:

- a) Vulkanizací za tepla
- b) Vulkanizací za studena
- c) Mechanicky

#### Volba dopravního pásu

Pro konstruovaný dopravník, který má za úkol dopravit písek různé zrnitosti, byl navrhnout pás dle katalogu [5] společnosti GUMEX, s.r.o. Pás bude spojen pomocí spojek pro pryžové pásy také od firmy GUMEX, s.r.o.

#### EP250/2 – PRYŽOVÉ PÁSY PRO VŠEOBECNÉ POUŽITÍ [5]

- Pracovní teplota: -40 °C/+60 °C (materiál maximálně +70 °C)
- Počet vložek: 2, pevnost: 250 N/mm
- Síla krycích vrstev: 3+2 mm
- Okraje řezané nebo balené



Obr. 2 Pryžový pás EP250/2 s. 400/3+2/AA [5]



Označení pásu: EP250/2 š. 400 / 3+2 / AA [5]



Obr. 3 Značení parametrů pásu [5]

Tab. 1 Parametry dopravního pásu [5]

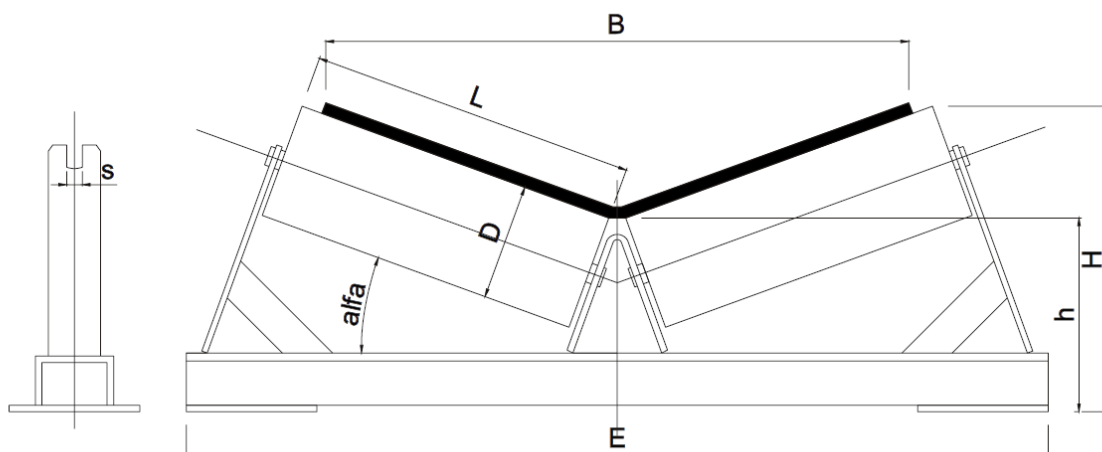
Typ/počet vložek	Šířka [mm] / krycí vrstvy [mm] / kategorie	Síla [mm]	Minimální průměr hnacího bubnu [mm]	Hmotnost [kg/m]
EP250/2	400 / 3+2 / AA	6,8	200	3,7

## 2.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečkové stolice slouží k připevnění dopravních válečků, které slouží jako vedení naloženého pásu. Ve vratné větvi stolice s válečky slouží jen jako podpěra nenaloženého pásu, aby nedocházelo k průvěsu pásu.

### 2.2.1 HORNÍ VÁLEČKOVÁ STOLICE

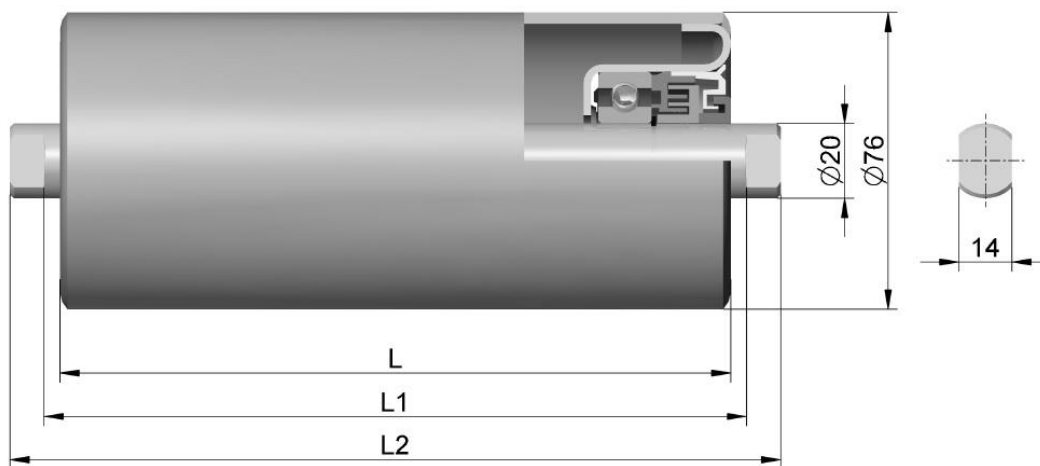
Stolice je připevněna k rámu dopravníku celkově čtyřmi šrouby. Válečky jsou vloženy do drážky uzpůsobené pro tvar hřídele válečku. Válečky jsou pod úhlem  $\alpha = 20^\circ$ . Stolice jsou od sebe vzdáleny o 1 m a voleny od firmy AMG, Karel Pícha, s.r.o. dle katalogu [6]. Válečky jsou voleny hladké z ocelové trubky o síle stěny 3 mm, voleny z katalogu firmy TRANSROLL [7]. Hlavní parametry stolice a vložených válečků jsou uvedeny v tabulce 2 a 3.



Obr. 4 Horní stolice dvouválečková [6]

Tab. 2 Parametry horní stolice[6]

Pro šíři pásu [mm]	D [mm]	L [mm]	s [mm]	E [mm]	H [mm]	h [mm]	Hmotnost [kg]
400	76	250	14	700	213	125	5



Obr. 5 Nosný váleček horní větve[7]

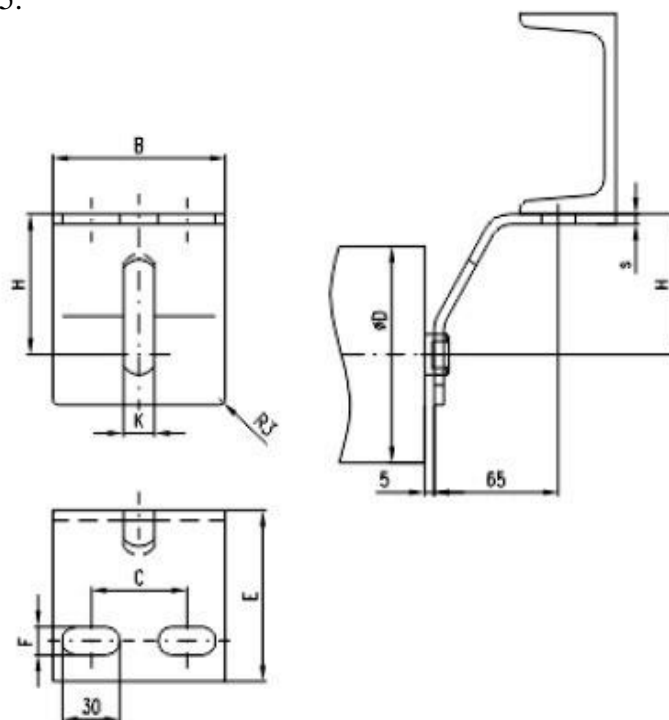
Tab. 3 Parametry nosného válečku horní větve [7]

Šířka pásu	Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
	L	L1	L2	rot. dílů	celková
400	250	258	276	1,7	2,5



### 2.2.2 SPODNÍ VÁLEČKOVÁ STOLICE

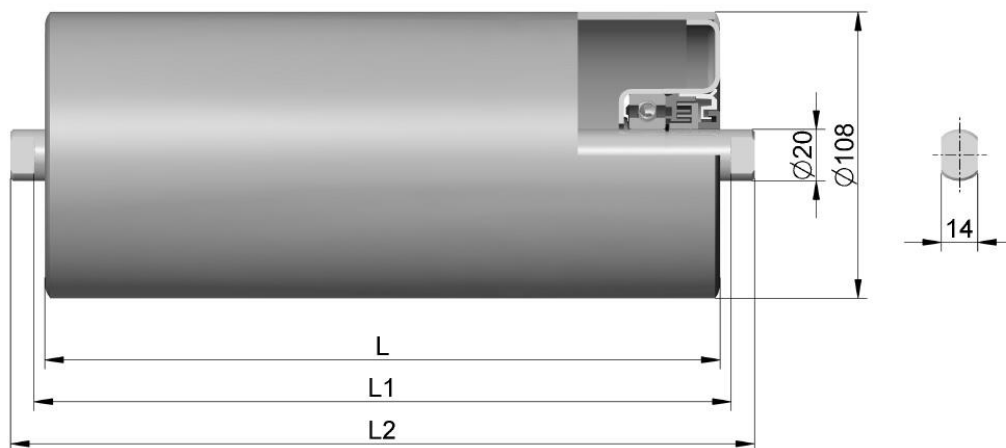
Konstrukce vratné válečkové stolice je řešena tvarovými plocháči, mezi které je váleček zasunut do drážky. Úchyt je přišroubován dvěma šrouby k rámu dopravníku. Jsou voleny od firmy GTK, s.r.o., dle katalogu [8]. Hlavní parametry vratné stolice a válečku jsou uvedeny v tabulce 4 a 5.



Obr. 6 Válečková stolice vratné větve [8]

Tab. 4 Parametry vratné válečkové stolice [8]

B [mm]	s [mm]	F [mm]	E [mm]	H [mm]	C [mm]	D [mm]	K [mm]
90	5	14	85	70	50	63,5 - 108	16



Obr. 7 Váleček vratné stolice [7]



Tab. 5 Parametry válečku vratné válečkové stolice [7]

Šířka pásu	Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
	L	L1	L2	rot. dílů	celková
400	500	508	546	4,3	5,8

## 2.3 POHON DOPRAVNÍKU

Mezi důležitou část patří řešení pohonu dopravníku, které se dělí:

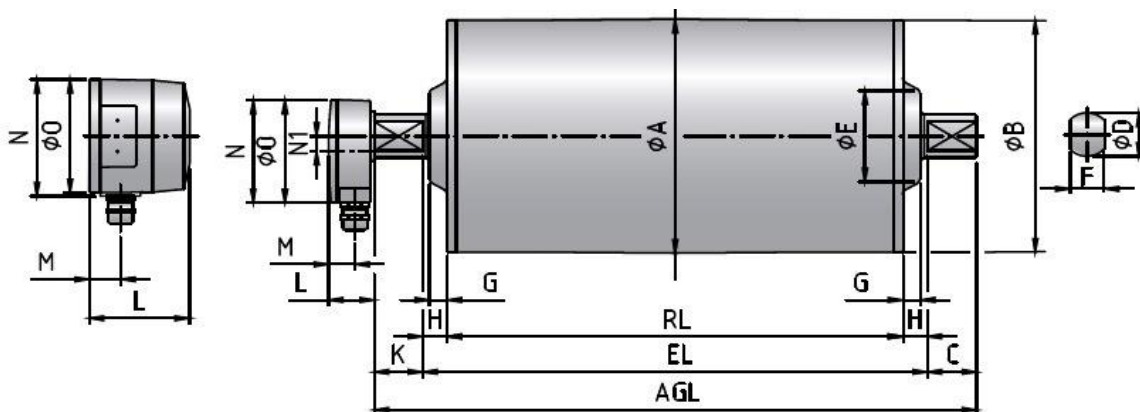
- a) Pohon elektrobubnem
- b) Pohon bubnu, který je spojkou přes převodovku spojen s asynchronním elektromotorem

Pohon elektrobubnem má v těle bubnu asynchronní elektromotor, jehož převodovka je mazána a zároveň chlazena olejem. Přenos kroutícího momentu z bubnu na pás je řešen pogumovaným povrchem elektrobubnu. Výhoda tohoto řešení oproti možnosti „b“ spočívá v jednoduchosti konstrukce upevnění pohonu na rám dopravníku a nižší spotřeba energie. Nevýhodou je špatné chlazení a vysoká pořizovací cena.

Hnací buben je umístěn na konci dopravníku, kde dochází k přepadu materiálu, čímž je zajištěn stálý průběh tahové síly v pásu.

### Volba pohonu dopravníku

Dle konstrukčního výpočtu pohonu je volen elektrobuben o výkonu 4 kW firmy RULMECA dle katalogu [9]. Hnací buben má uložení dané výrobcem elektrobubnu. Buben je s tímto uložení přišroubován k rámu dopravníku. Parametry hnacího bubnu a uložení jsou uvedeny v tabulce 6 a 7.

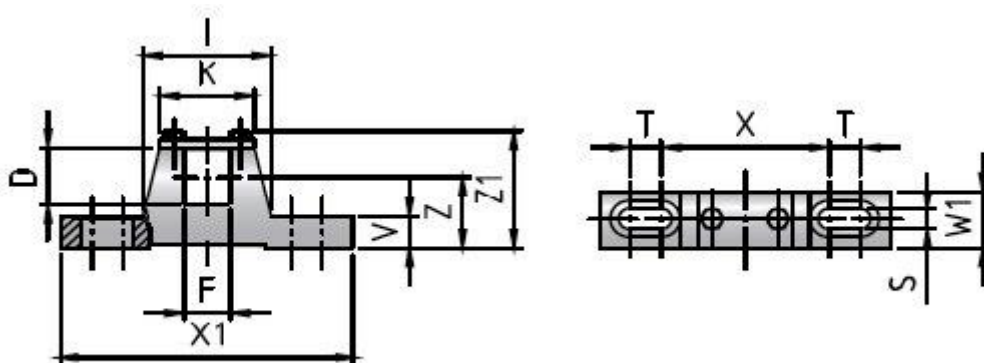


Obr.8 Elektrobuben RULMECA [9]

Tab. 6 Parametry elektrobubnu [9]

Průměr [mm]	V provedení	Výkony [mm]	Šíře [mm]	Rychlost [m/s]
220	lehkém, stř. těžkém a těžkém	0,37 - 5,5	min. 400	0,13 - 2,5

Podrobnější parametry elektrobubnu viz. [9]



Obr. 9 Uložení hnacího bubnu [9]

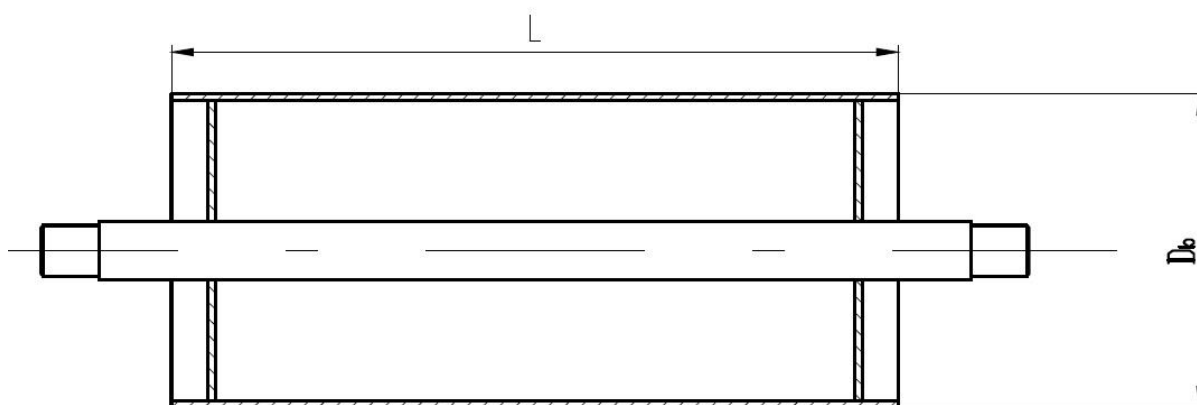
Tab. 7 Parametry uložení hnacího bubnu[9]

Rozměry [mm]											Hmotnost [kg]	
D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z		Z1
40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2.1



## 2.4 VRATNÝ BUBEN

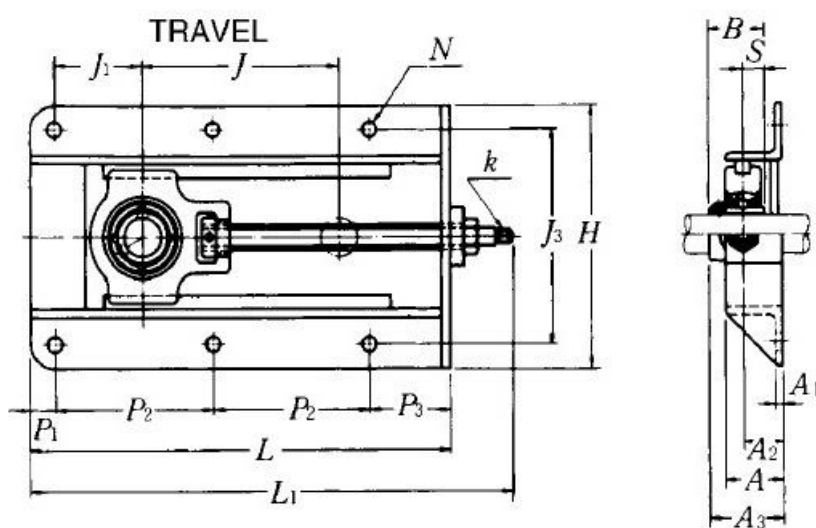
Konstrukce vratného bubnu je tvořena z ocelové trubky, která je na jejích koncích uzavřena plechem, přivařeným jak k hřídeli, tak i k plášti bubnu. Buben je uchycen v ložiskových domcích, které jsou součástí napínacího zařízení. Parametry bubnu a ložiskové jednotky jsou upřesněny v tabulce 8 a 9.



Obr. 10 Vratný buben

Tab. 8 Parametry vratného bubnu

Rozměry	
L [mm]	$D_b$ [mm]
500	220



Obr. 11 Napínací ložisková jednotka s litinovým tělesem [11]



Tab. 9 Parametry napínací ložiskové jednotky[11]

Průměr hřídele [mm]	Označení	Základní rozměry [mm]						
		L	H	J	J1	J3	A1	A2
35	UCT 207-23	639	212	440	105	166	6	32

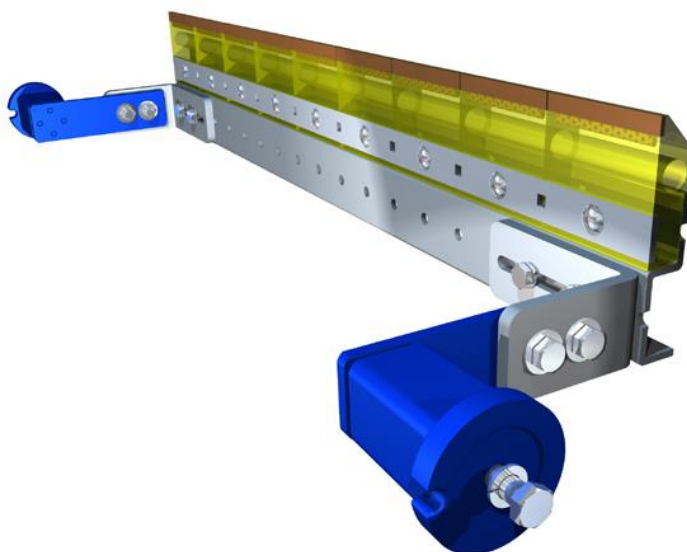
A	P1	P2	P3	N	L1	A3	B	S	k
50	34	225	155	12	682	57,4	42,9	17,5	10

## 2.5 ČISTIČ PÁSU

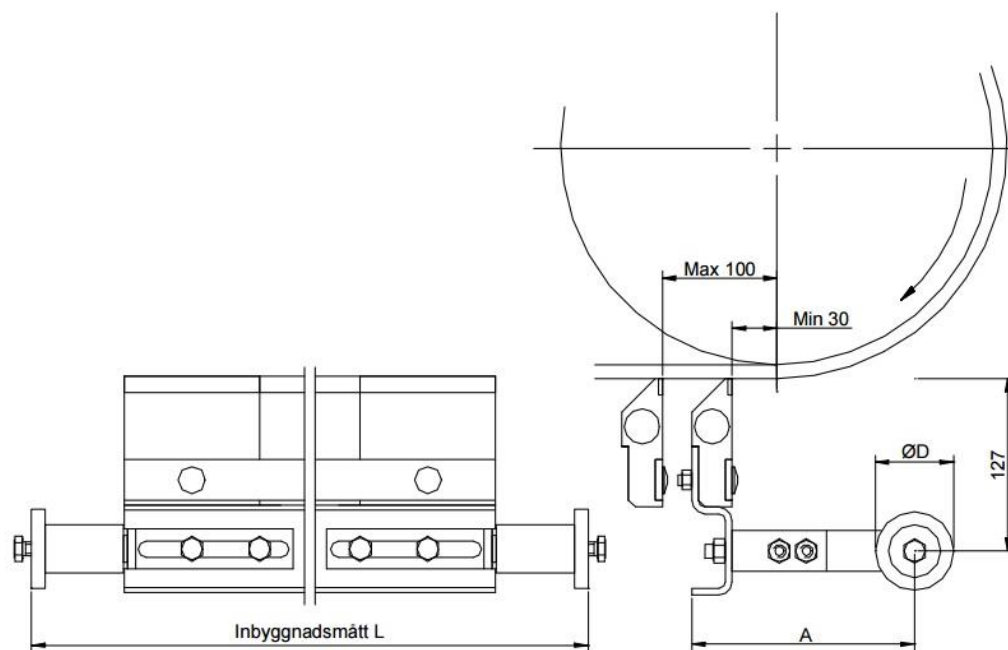
Čistič pásu slouží jako stírací element dopravního pásu, aby nedocházelo k zanesení ložisek válečků ve vratné větvi, což by způsobilo zvětšení odporů dopravníku a zároveň snížení životnosti ložisek.

### Volba čističe pásu

Čistič je volen od firmy Vendig AB [10]. Škrabka je tvořena segmenty z tvrdého kovu, na nichž je upnuta čepel z polyuretanu. Tlak čepele na pás je realizován pomocí dvou předepjatých torzních pružin. Čistič je nastavitelný, avšak nelze stěrač použít ve zpětném chodu dopravníku.



Obr. 12 Čistič pásu Hampus Finskrapa 9200 [10]



Obr. 13 Čistič pásu [10]

Tab. 10 Parametry čističe pásu [10]

Základní rozměry [mm]				Přítlačná síla [Nm]
Šířka B	L	ØD	A	
500	682	58	166	49



## 3 ŘEŠENÍ KONSTRUKCE DOPRAVNÍKU

### 3.1 RÁM DOPRAVNÍKU

Rám dopravníku je sestaven z tyče průřezu U 180/B ČSN 42 5570 – 11 373. Materiál tyče je volen záměrně pro zaručenou svařitelnost. Pro jednoduchost a rozebíratelnost konstrukce jsou tyče k sobě přišroubovány. Jako zpevnění celé konstrukce jsou mezi U profily navařeny tenkostěnné profily ocelové uzavřené – obdélníkové TR OBD 80 x 35 x 3 – 684 – ČSN 42 6936.1 – 11373.

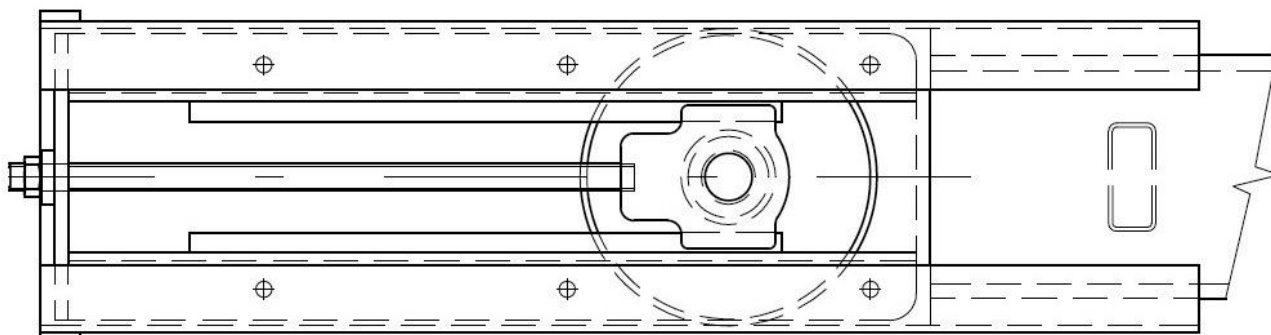
### 3.2 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

S vratným bubnem je potřeba manipulovat a to ve směru dráhy dopravníku z důvodu napnutí dopravního pásu. Bez předepnutí dopravního pásu by nebylo možné přenést krouticí moment z bubnu hnacího na dopravní pás.

#### Volba napínacího zařízení

Uložení vratného bubnu je řešeno napínací ložiskovou jednotkou s litinovým tělesem, firmy ELO Toman [11]. Z pravidla u pryžových pásu je napínací dráha daná 2% z celkové délky pásového dopravníku, což v tomto případě konstrukčního řešení je 440mm.

Napínací zařízení viz. kapitola 2.4, obr. 11. Tato ložisková jednotka s litinovým tělesem je přišroubována na tyče průřezu rovnoramenného L 50 x 5 – ČSN 42 5541.1 – 11 373.0. Tyto tyče jsou přivařeny k rámu dopravníku a na jejich koncích zpevněny navařeným plocháčem 30 x 8 x 710 mm.



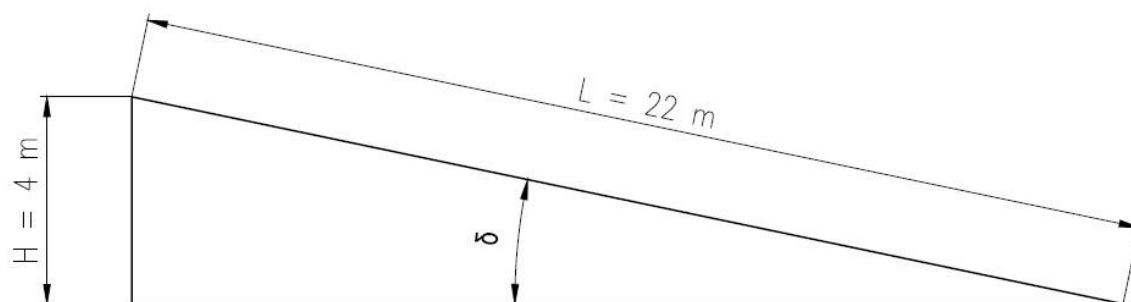
Obr. 14 Konstrukční řešení napínacího zařízení



## 4 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet je proveden dle normy ČSN ISO 5048 [2] a skript Teorie dopravních a manipulačních zařízení [3].

### 4.1 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 15 Úhel sklonu dopravníku

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

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

$$\delta = \arcsin \frac{4}{22} = 10,475$$

$$\delta = 10,5^\circ$$

- dopravní výška -  $H = 4 \text{ m}$  dáno (1)

- dopravní délka -  $L = 22 \text{ m}$  dáno (1)

### 4.2 VOLBA JMENOVITÉ DOPRAVNÍ RYCHLOSTI

Dle literatury [3], str. 148, tab. 8.3 je stanovena dopravní rychlost pro písek  $v = 1,6 \div 3,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Voleno  $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . (3)

### 4.3 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

Dle literatury [4], str. 21, tab. 3.1 sypná hmotnost písku  $\rho = (1400 \div 1600) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . Voleno  $\rho = 1450 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . (4)



$$Q = 3600 \cdot \rho \cdot S_T \cdot v \Rightarrow S_T \quad (5)$$

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

$$S_T = \frac{100000}{3600 \cdot 1450 \cdot 2} = 0,00958$$

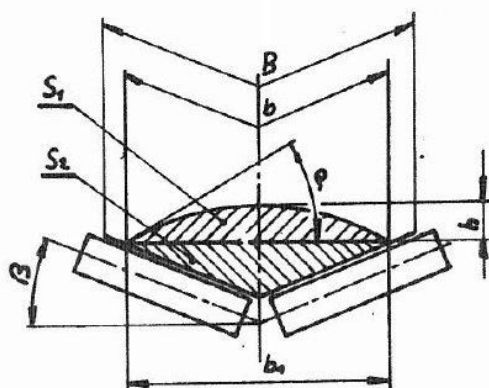
$$S_T = 0,0096 \text{ m}^2$$

- dopravní výkon -  $Q = 100000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$       dáno (1)
- objemová sypná hmotnost -  $\rho = 1450 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$       voleno (4)
- dopravní rychlost -  $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$       voleno (3)

#### 4.4 VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC A ŠÍŘE PÁSU

Dle literatury [3], str. 149, tab. 8.4 je volena šířka pásu  $B = 0,4 \text{ m}$ . Válečková stolice je volena korýtková se sklonem válečků  $\alpha = 20^\circ$  [6].

#### 4.5 PRŮŘEZ NÁPLNĚ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU



Obr. 16 Průřez náplně dopravovaného materiálu pro dvouválečkovou stolici [3]

$$S = S_1 + S_2 \quad (6)$$

$$S = 0,00348 + 0,00823 = 0,0117$$

$$S = 0,0117 \text{ m}^2$$

- průřez náplně vrchlíku -  $S_1 = 0,00348 \text{ m}^2$       vypočteno (7)
- průřez náplně v korýtku -  $S_2 = 0,00823 \text{ m}^2$       vypočteno (9)

**4.5.1 PRŮŘEZ NÁPLNĚ VRCHLÍKU**

Dle literatury [4], str. 21, tab. 3.1 dynamický sypaný úhel  $\theta = (10 - 15)^\circ$ . Voleno  $\theta = 13^\circ$ .

$$S_1 = [b \cdot \cos\alpha]^2 \cdot \frac{tg\theta}{6} \quad (7)$$

$$S_1 = [0,32 \cdot \cos 20^\circ]^2 \cdot \frac{tg 13^\circ}{6} = 0,00348$$

$$S_1 = 0,00348 m^2$$

- využitá ložná šířka pásu -  $b = 0,32 m$  vypočteno (8)
- úhel sklonu válečků -  $\alpha = 20^\circ$  voleno v kap. 2.2.1
- dynamický sypaný úhel -  $\theta = 13^\circ$  voleno v kap. 4.5.1

- **Využitá ložná šířka pásu**

$$b = 0,8 \cdot B \quad (8)$$

$$b = 0,8 \cdot 0,4 = 0,32$$

$$b = 0,32 m$$

- Šířka pásu -  $B = 0,4 m$  voleno v kap. 4.4

**4.5.2 PRŮŘEZ NÁPLNĚ V KORÝTKU** (9)

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

$$S_2 = \left[ \frac{0,32}{2} \cdot \cos 20^\circ \right] \cdot \left[ \frac{0,32}{2} \cdot \sin 20^\circ \right] = 0,00823$$

$$S_2 = 0,00823 m^2$$

**4.6 SKUTEČNÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU**

$$S_K = S \cdot k \quad (10)$$

$$S_K = 0,0117 \cdot 0,877 = 0,0103$$

$$S_K = 0,0103 m^2$$



- průřez náplně dop. materiálu –  $S = 0,0117 \text{ m}^2$  vypočteno (6)
- součinitel sklonu –  $k = 0,877$  vypočteno (11)

#### 4.6.1 SOUČINITEL SKLONU (11)

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1)$$

$$k = 1 - \frac{0,0035}{0,0117} \cdot (1 - 0,5884) = 0,877$$

$$k = 0,877$$

- Souč. korekce vrchlíku náplně pásu –  $k_1 = 0,5884$  vypočteno (12)

#### - Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu (12)

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}}$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 10,48^\circ - \cos^2 13^\circ}{1 - \cos^2 13^\circ}} = 0,5884$$

$$k_1 = 0,5884$$

- sklon dopravníku –  $\delta = 10,48^\circ$  vypočteno (2)

#### 4.7 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR (13)

Podmínka:  $S_K > S_T$

$0,0103 \text{ m}^2 > 0,00958 \text{ m}^2 \Rightarrow$  Zvolený pás vyhovuje.

- skutečný průřez náplně pásu -  $S_K = 0,0103 \text{ m}^2$  vypočteno (10)
- teoretický průřez náplně pásu -  $S_T = 0,00958 \text{ m}^2$  vypočteno (5)



#### 4.8 OBĚMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON (14)

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

$$I_V = 0,0117 \cdot 2 \cdot 0,877 = 0,0205$$

$$I_V = 0,0205 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

- průřez náplně doprav. materiálu –  $S = 0,0117 \text{ m}^2$  vypočteno (6)
- dopravní rychlost –  $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  voleno (3)
- součinitel sklonu –  $k = 0,877$  vypočteno (11)

#### 4.9 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho \cdot 3600 \quad (15)$$

$$I_m = 0,0205 \cdot 1450 \cdot 3600 = 107010$$

$$I_m = 107010 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

- objemový dopravní výkon –  $I_V = 0,0205 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  vypočteno (14)
- objemová sypaná hmotnost –  $\rho = 1450 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  voleno (4)

#### 4.10 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ (16)

Podmínka:  $I_m \geq Q$

$107010 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 100000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \Rightarrow$  Množství přepravovaného materiálu vyhovuje.

- hmotnostní dopravní výkon -  $I_m = 107010 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  vypočteno (15)
- dopravní výkon –  $Q = 100000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  dáno (1)

#### 4.11 VÝPOČET ODPORŮ

$$F_{U1} = F_H + F_N + F_S \quad (17)$$

$$F_{U1} = 116,4 + 460,8 + 249 = 826,2$$

$$F_{U1} = 826,2 \text{ N}$$



- hlavní odpory -  $F_H = 116,4 N$  vypočteno (19)
- vedlejší odpory -  $F_N = 460,8 N$  vypočteno (27)
- přídavné vedlejší odpory -  $F_S = 249 N$  vypočteno (34)

Z důvodu možného zvětšení síly při přetížení dopravníku je síla  $F_U$  zvětšena o 20%.

$$F_U = F_{U1} \cdot 1,2 \quad (18)$$

$$F_U = 826,2 \cdot 1,2 = 991,44$$

$$F_U = 991,44 N$$

#### 4.11.1 HLAVNÍ ODPORY (19)

Dle literatury [2] je stanovena hodnota globálního součinitele tření pro pásové dopravníky  $f = 0,02$ .

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

$$F_H = 0,02 \cdot 22 \cdot 9,81 \cdot [3,7 + 1,368 + (14,86 + 2 \cdot 3,7) \cdot \cos 10,48^\circ] = 116,36 N$$

$$F_H = 116,4 N$$

- gravitační zrychlení –  $g = 9,81 m \cdot s^{-2}$
- dopravní délka –  $L = 22 m$  dáno (1)
- hmotnost rot. částí válečku na 1 m horní větve -  $q_{RO}$  vypočteno (20)
- hmotnost rot. částí válečku na 1 m vratné větve -  $q_{RU}$  vypočteno (23)
- hmotnost doprav. mat. na 1 m dopravního pásu -  $q_G$  vypočteno (26)
- hmotnost 1 m dopravního pásu -  $q_B$  dáno viz kap. 2.1

#### Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr horní větve (20)

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_O \cdot n_O + 2 \cdot q_D \cdot n_D}{L}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,7 \cdot 20 + 2 \cdot 1,7 \cdot 4}{22} = 3,7$$

$$q_{RO} = 3,7 kg \cdot m^{-1}$$



- hmotnost rot. částí válečku horní větve -  $q_o$                       dáno viz. kap. 2.2.1
  - počet válečkových stolic v horní větvi -  $n_o$                       vypočteno (21)
  - hmotnost rot. částí dopadových válečků -  $q_D$                       dáno viz. kap. 2.2.1
  - počet válečkových stolic s dopadovými válečky -  $n_D$               vypočteno (22)
- **Počet válečkových stolic horní větve dopravníku**                      (21)

$$n_o = \frac{L - L_D}{a_o} - 1$$

$$n_o = \frac{22 - 1}{1} - 1 = 20$$

$n_o = 20 \Rightarrow$  Voleno 20 válečkových stolic.

- vzdálenost os krajních dopadových válečků -  $L_D$                       dáno dle konstrukce
- rozteč stolic horní větve -  $a_o = 1 \text{ m}$                                       dáno dle konstrukce

- **Počet válečkových stolic dopadových**                                      (22)

$$n_D = \frac{L_D}{a_D} + 1$$

$$n_D = \frac{1}{0,3} + 1 = 4,33$$

$n_D = 4,33 \Rightarrow$  Voleny 4 válečkové stolice dopadové.

- rozteč stolic dopadových -  $a_D = 0,3 \text{ m}$                                       dáno dle konstrukce

**Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr vratné větve**                      (23)

$$q_{RU} = \frac{q_u \cdot n_u}{L}$$

$$q_{RU} = \frac{4,3 \cdot 7}{22} = 1,368$$

$$q_{RU} = 1,368 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$



- hmotnost rot. částí válečku vratné větve –  $q_u$  dáno viz. kap. 2.2.2
- počet válečkových stolic vratné větve dopravníku -  $n_u$  vypočteno (24)

$$\text{- Počet válečkových stolic vratné větve dopravníku} \quad (24)$$

$$n_u = \frac{L}{a_u}$$

$$n_u = \frac{22}{3} = 7,33$$

$n_u = 7,33 \Rightarrow$  Voleno 7 válečkových stolic.

- rozteč stolic vratné větve -  $a_u = 3 \text{ m}$  dáno dle konstrukce

### Hmotnost 1 m dopravního pásu

Hmotnost 1 m dopravního pásu je dána dle výrobce [5],  $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$  (25)

### Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m dopravního pásu (26)

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

$$q_G = \frac{0,0205 \cdot 1450}{2} = 14,86$$

$$q_G = 14,86 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

- oběmový dopravní výkon -  $I_v = 0,0205 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  vypočteno (14)
- oběmová sypná hmotnost -  $\rho = 1450 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  voleno (4)
- jmenovitá dopravní rychlost -  $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  voleno (3)

#### 4.11.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (27)$$

$$F_N = 59,45 + 1,38 + 300 + 100 = 460,83$$

$$F_N = 460,8 \text{ N}$$



### Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_o) \quad (28)$$

$$F_{bA} = 0,0205 \cdot 1450 \cdot (2 - 0) = 59,45$$

$$F_{bA} = 59,45 \text{ N}$$

- složka rychlosti dop. hmoty ve směru pohybu pásu -  $v_o = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

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

(29)

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot l_{b \min}}{\left(\frac{v + v_o}{2}\right)^2 \cdot b_1^2}$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0205^2 \cdot 1450 \cdot 0,3398}{\left(\frac{2 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,3^2} = 1,38$$

$$F_f = 1,38 \text{ N}$$

Dle literatury [2] součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi  $\mu_2 = (0,5 \div 0,7)$

$\Rightarrow$  voleno  $\mu_2 = 0,6$

- světlá šířka bočního vedení -  $b_1 = 0,3 \text{ m}$  vypočteno (31)
- minimální urychlovací délka -  $l_{b \min} = 0,3398 \text{ m}$  vypočteno (30)

- **Minimální urychlovací délka** (30)

$$l_{b \min} = \frac{v^2 - v_o^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1}$$

$$l_{b \min} = \frac{2^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,3398$$

$$l_{b \min} = 0,3398 \text{ m}$$



Dle literatury [2] součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem  $\mu_1 = (0,5 \div 0,7)$ .  
Voleno  $\mu_1 = 0,6$ .

- **Světlá šířka bočního vedení**

$$b_1 = b \cdot \cos\alpha \quad (31)$$

$$b_1 = 0,32 \cdot \cos 20^\circ = 0,3$$

$$b_1 = 0,3 \text{ m}$$

**Odpor ohybu pásu na bubnech**

$$F_l = 2 \cdot O_{v2} \quad (32)$$

$$F_l = 2 \cdot 150 = 300$$

$$F_l = 300 \text{ N}$$

Dle skript [3], str. 154 odpor ohybu pásu pro jeden buben  $O_{v2} = (100 \div 250)N$ . Voleno  $O_{v2} = 150 \text{ N}$ .

**Odpor v ložiscích vratného bubnu**

$$F_t = O_{v3} = 100 \quad (33)$$

$$F_t = 100 \text{ N}$$

Dle skript [3], str. 154 odpor v ložiscích vratného bubnu  $O_{v3} = (50 \div 150)N$  – pro jeden buben. Voleno  $O_{v3} = 100 \text{ N}$ .

**4.11.3 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY**

$$F_S = F_{gl} + F_r \quad (34)$$

$$F_S = 14,9 + 234 = 248,9$$

$$F_S = 249 \text{ N}$$



### Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením (35)

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

$$F_{gl} = \frac{0,6 \cdot 0,0205^2 \cdot 1450 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{2^2 \cdot 0,3^2} = 14,94$$

$$F_{gl} = 14,9 \text{ N}$$

### Odpor čističe pásu

Dle literatury [2] tlak mezi čističem pásu a pásem  $p = (3 \cdot 10^4 \div 10 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{m}^2$ . Voleno  $p = 6,5 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ .

Dle literatury [1] součinitel tření mezi čističem pásu a pásem  $\mu_3 = 0,6$ .

$$F_R = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (36)$$

$$F_R = 0,006 \cdot 6,5 \cdot 10^4 \cdot 0,6 = 234$$

$$F_R = 234 \text{ N}$$

- dotyková plocha mezi čističem pásu a pásem –  $A = 0,006 \text{ m}^2$   
vypočteno (37)

- **Dotyková plocha mezi čističem pásu a pásem**

$$A = B \cdot t_c \quad (37)$$

$$A = 0,4 \cdot 0,015 = 0,006$$

$$A = 0,006 \text{ m}^2$$

- tloušťka čističe pásu -  $t_c = 0,015 \text{ m}$  dáno viz. kap. 2.5



## 4.12 PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU (38)

$$P_{M1} = \frac{P_A}{\eta}$$

$$P_{M1} = \frac{1983}{0,9} = 2203,33$$

$$P_{M1} = 2203,33 \text{ W}$$

Dle literatury [2] účinnost pohonu  $\eta = 0,85 \div 0,95 \Rightarrow$  voleno  $\eta = 0,9$ .

Z důvodu rozběhu naloženého pásu se provozní výkon poháněcího elektromotoru zvyšuje o 50%.

$$P_M = P_{M1} \cdot 1,5 \quad (39)$$

$$P_M = 2203,33 \cdot 1,5 = 3304,995$$

$$P_M = 3305 \text{ W}$$

### 4.12.1 PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (40)$$

$$P_A = 991,44 \cdot 2 = 1982,88$$

$$P_A = 1983 \text{ W}$$

- obvodová síla na poháněcím bubnu -  $F_U = 991,44 \text{ N}$  vypočteno (18)

## 4.13 SÍLY V PÁSU

### 4.13.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU (41)

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

$$F_{2 \min} \geq 1685,5 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot \pi} - 1} = 841,56$$

$$F_{2 \min} \geq 841,6 \text{ N}$$



Dle literatury [2] součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem  $\mu = 0,35 \div 0,4$ . Voleno  $\mu = 0,35$ .

- úhel opásání hnacího bubnu –  $\varphi = \pi \text{ rad}$  dle konstrukce

### Maximální obvodová hnací síla

Dle literatury [2] součinitel rozběhu dopravníku  $\xi = 1,3 \div 2$ . Voleno  $\xi = 1,7$ .

$$F_{U \max} = \xi \cdot F_U \quad (42)$$

$$F_{U \max} = 1,7 \cdot 991,44 = 1685,45$$

$$F_{U \max} = 1685,5 \text{ N}$$

- obvodová síla potřebná na hnacím bubnu -  $F_U = 991,44 \text{ N}$   
vypočteno (18)

### 4.13.2 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

#### Horní větev (43)

$$F_{h \min} = \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}$$

$$F_{h \min} = \frac{1 \cdot (3,7 + 14,86) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} = 1896,6$$

$$F_{h \min} = 1896,6 \text{ N}$$

Dle literatury [2] největší dovolený průvės pásu  $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,005 \div 0,02$  . Voleno

$$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,012.$$



**Vratná větev** (44)

$$F_{d \min} = \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}$$

$$F_{d \min} = \frac{3 \cdot 3,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} = 1134,28$$

$$F_{d \min} = 1134,3 \text{ N}$$

**4.13.3 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU** (45)

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

$$F_{max} = 991,44 \cdot 1,7 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,35 \cdot \pi} - 1} + 1 \right) = 2526,98$$

$$F_{max} = 2527 \text{ N}$$

**4.13.4 KONTROLA PEVNOSTI PÁSU**

$$F_{Dp} \geq F_{max} \quad (46)$$

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

$$250 \cdot 400 \geq 2527$$

$100000 \text{ N} \geq 2706,8 \text{ N} \Rightarrow$  Navržený pás konstrukčnímu řešení vyhovuje.

**4.13.5 TAHOVÁ SÍLA V HORNÍ VĚTVI**

$$F_1 \approx F_{max} \quad (47)$$

$$F_1 \approx 2527 \text{ N}$$

**4.13.6 TAHOVÁ SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI** (48)

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

$$F_2 = \frac{2527}{e^{0,35 \cdot \pi}} = 841,54$$



$$F_2 = 841,54 \text{ N}$$

#### 4.13.7 NAPÍNACÍ SÍLA

$$F_{3,1} = 2 \cdot (F_2 - q_B \cdot H_1 \cdot g) \quad (49)$$

$$F_{3,1} = 2 \cdot (841,54 - 3,7 \cdot 23 \cdot 9,81) = 13,4$$

$$F_{3,1} = 13,4 \text{ N}$$

- délka dopravníku -  $H_1 = 23 \text{ m}$  dáno dle konstrukce

Z důvodu zabezpečení stavu, kdy pás může prokluzovat, zvětšuje se vypočtená napínací síla o 20%.

$$F_3 = 1,2 \cdot F_{3,1} \quad (50)$$

$$F_3 = 1,2 \cdot 13,4 = 16,08$$

$$F_3 = 16,1 \text{ N}$$

#### 4.13.8 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (51)$$

$$F_C = 2527 + 841,54 = 3368,54$$

$$F_C = 3368,54 \text{ N}$$

- tahová síla v horní větvi -  $F_1 = 2527 \text{ N}$  vypočteno (47)
- tahová síla ve vratné větvi -  $F_2 = 841,54 \text{ N}$  vypočteno (48)

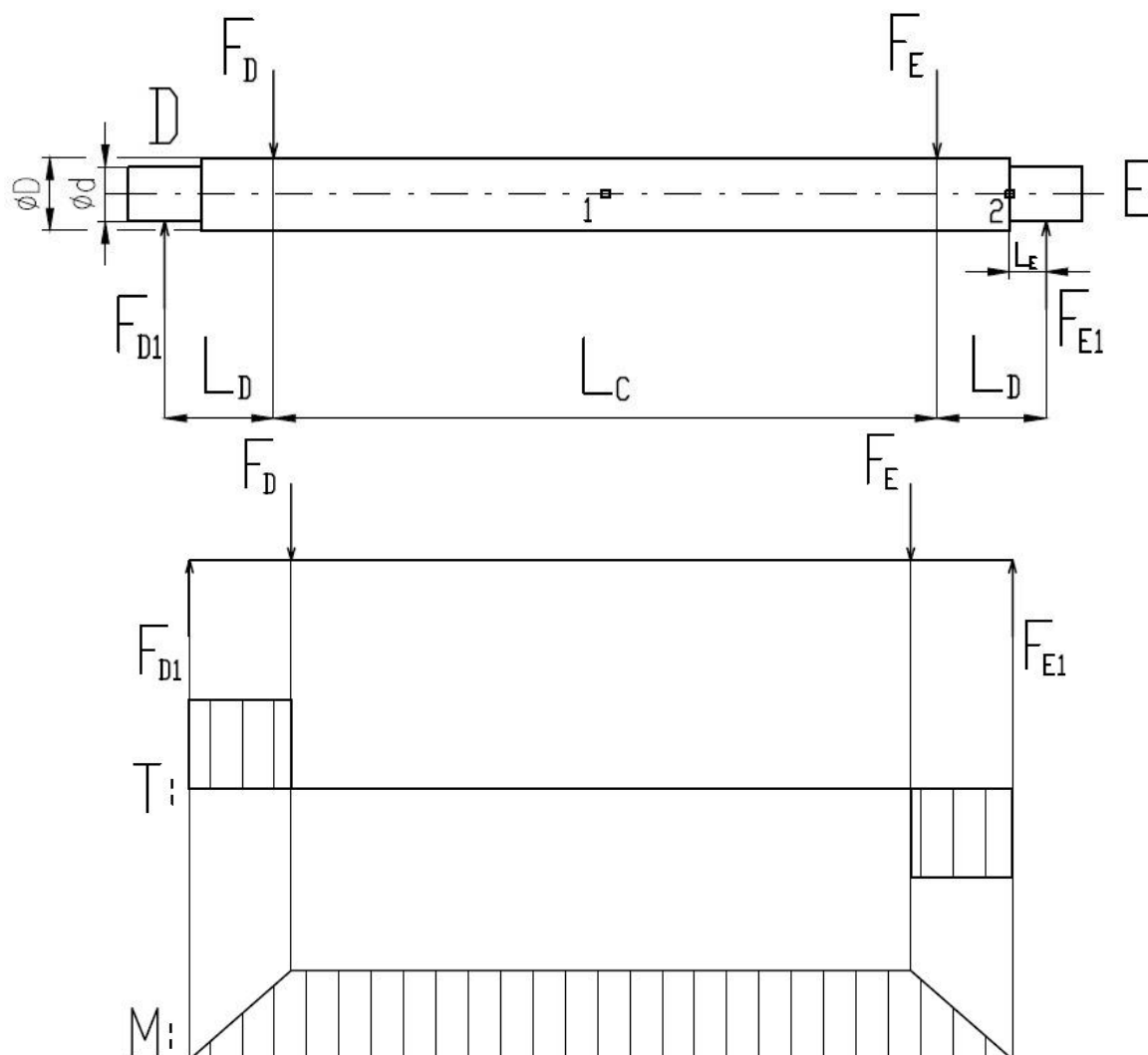


## 5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY VRATNÉHO BUBNU

### 5.1 MATERIÁL OSY VRATNÉHO BUBNU

Materiál je volen 11 373, pro zaručenou svažitelnost bočnic vratného bubnu. Osa je namáhána střídavým ohybem. Dle literatury [1], str. 54 dovolené napětí pro střídavý ohyb  $\sigma_{DOV} = 50 \div 75 \text{ MPa}$ . Voleno  $\sigma_{DOV} = 50 \text{ MPa}$ .

### 5.2 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ



Obr. 17 Průběh VVÚ osy vratného bubnu

Tab. 12 Parametry osy vratného bubnu

Základní parametry [mm]				
$L_D$	$L_C$	$L_E$	$\varnothing D$	$\varnothing d$
90,8	445	30,3	40	35

**5.2.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OSU PŘES BOČNICE** (52)

$$F_D = F_E = \frac{F_C}{2}$$

$$F_D = F_E = \frac{3368,54}{2} = 1684,27$$

$$F_D = F_E = 1684,27 \text{ N}$$

- celková síla namáhající buben -  $F_c = 3368,54$  vypočteno (51)

**5.2.2 SILOVÉ REAKCE V LOŽISCÍCH OSY**

Momentová podmínka k bodu E:

$$\Sigma M_{oE} = 0 \quad (53)$$

$$F_{D1} \cdot (2 \cdot L_D + L_C) - F_D \cdot (L_C + L_D) - F_E \cdot L_D = 0 \Rightarrow F_{D1}$$

$$F_{D1} = \frac{F_D \cdot (L_C + L_D) + F_E \cdot L_D}{2 \cdot L_D + L_C}$$

$$F_{D1} = \frac{1684,27 \cdot (445 + 90,8) + 1684,27 \cdot 90,8}{2 \cdot 90,8 + 445} = 1684,27$$

$$F_{D1} = 1684,27 \text{ N}$$

Silová podmínka:

$$\Sigma T = 0 \quad (54)$$

$$F_{D1} - F_D - F_E + F_{E1} = 0 \Rightarrow F_{E1}$$

$$F_{E1} = F_D + F_E - F_{D1}$$

$$F_{E1} = 1684,27 + 1684,27 - 1684,27 = 1684,27$$

$$F_{E1} = 1684,27 \text{ N}$$



### 5.3 KONTROLA MÍSTA 1 NA OSE

#### 5.3.1 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT (55)

$$M_{o\ max1} = F_{D1} \cdot \left( \frac{L_C}{2} + L_D \right) - F_D \cdot \frac{L_C}{2}$$

$$M_{o\ max1} = 1684,27 \cdot \left( \frac{0,445}{2} + 0,0908 \right) - 1684,27 \cdot \frac{0,445}{2} = 152,93$$

$$M_{o\ max1} = 153\ N \cdot m$$

#### 5.3.2 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU (56)

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32} = 0,0000123$$

$$W_{o1} = 1,23 \cdot 10^{-5}\ m^3$$

#### 5.3.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ (57)

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o\ max1}}{W_{o1}} \leq \sigma_{o\ DOV}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{153}{1,23 \cdot 10^{-5}} = 12439024,39 \leq \sigma_{o\ DOV}$$

$$\sigma_{o1} = 12,44\ MPa \leq 50\ MPa$$

#### 5.3.4 BEZPEČNOST V MÍSTĚ OHYBU (58)

$$k_1 = \frac{\sigma_{o\ DOV}}{\sigma_{o1}}$$

$$k_1 = \frac{50}{12,44} = 4,02$$

$$k_1 = 4$$

Bezpečnost v místě 1 vyhovuje.



## 5.4 KONTROLA MÍSTA 2 NA OSE

### 5.4.1 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o \max 2} = F_{E1} \cdot L_E \quad (59)$$

$$M_{o \max 2} = 1684,27 \cdot 0,0303 = 51,03$$

$$M_{o \max 2} = 51 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 5.4.2 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

(60)

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 0,035^3}{32} = 0,00000421$$

$$W_{o2} = 4,21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

### 5.4.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

(61)

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o \max 2}}{W_{o2}} \cdot \alpha$$

$$\sigma_{o2} = \frac{51}{4,21 \cdot 10^{-6}} \cdot 2 = 24228028,5$$

$$\sigma_{o2} = 24,23 \text{ MPa}$$

Dle literatury [1], str. 51 tvarový součinitel  $\alpha = 2$ .

### 5.4.4 BEZPEČNOST V MÍSTĚ OHYBU

(62)

$$k_2 = \frac{\sigma_{o \text{ DOV}}}{\sigma_{o2}}$$

$$k_2 = \frac{50}{24,23} = 2,06$$

$$k_2 = 2$$

Bezpečnost v místě 2 vyhovuje.



## 6 TRVANLIVOST LOŽISEK VRATNÉHO BUBNU

Pro vratný buben jsou voleny ložiskové tělesa typu UCT 207 a ložiska typu UC 207 od firmy A-bel J&M s.r.o. [12]. Výpočet byl proveden dle literatury [1], str. 506.

### 6.1 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISEK (63)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3$$

$$L_{10} = \left(\frac{20100}{1684,3}\right)^3 = 1699,53$$

$$L_{10} = 1699,53 \times 10^6 \text{ ot.}$$

- dynamická únosnost ložiska –  $C = 20100 \text{ N}$  dáno [11]
- radiální dynamické ekvivalentní zatížení  $-P_r = F_{D1} = F_{E1}$

### 6.2 TRVANLIVOST LOŽISEK V HODINÁCH (64)

$$L_{10 h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10}$$

$$L_{10 h} = \frac{10^6}{60 \cdot 173,4} \cdot 1699,53 = 163353,52$$

$$L_{10 h} = 163353,5 \text{ h}$$

- základní trvanlivost ložisek –  $L_{10}$  vypočteno (63)
- otáčky vratného bubnu –  $n = 173,4 \text{ ot.} \cdot \text{min}^{-1}$  vypočteno (65)

#### 6.2.1 OTÁČKY VRATNÉHO BUBNU (65)

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$$

$$n = \frac{18,18}{2 \cdot \pi} = 2,89$$

$$n = 2,89 \text{ ot.} \cdot \text{s}^{-1} = 173,4 \text{ ot.} \cdot \text{min}^{-1}$$

- úhlová rychlost vratného bubnu –  $\omega = 18,18 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$

vypočteno (66)

**6.2.2 ÚHLOVÁ RYCHLOST VRATNÉHO BUBNU**

(66)

$$\omega = \frac{r \cdot v}{r^2}$$

$$\omega = \frac{0,11 \cdot 2}{0,11^2} 18,18$$

$$\omega = 18,18 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

- poloměr vratného bubnu –  $r = 0,11 \text{ m}$       dáno dle konstrukce



## ZÁVĚR

Bakalářská práce obsahuje konstrukci pásového dopravníku pro písky různých zrnitostí a vlastností. Při hodnocení dopravy písku různých vlastností, např. vlhkého písku s jemnými zrny by bylo možné materiál dopravovat pod větším úhlem. Stírací segment by musel být také vyměněn, neboť vlhký písek by se lepil na pás a jeho čištění by bylo obtížnější.

Při uvažování dopravy písku, který je suchý a má velké zrna, by se muselo zase předejít velkému úhlu dopravy, kvůli samovolnému sesuvu písku po pásu při dopravě. Mohlo by se také uvažovat během dopravy, u dlouhých dopravníků, tvarovat během dopravy pás do „uzavřeného potrubí“, kvůli prašnosti, která by svými částicemi zanášela ložiska dopravních válečků a to by mělo velký vliv jak na životnost ložisek, tak na celkové dopravní odpory.

V první části jsou voleny komponenty dopravníku. V druhé části je řešen konstrukční výpočet dle normy ČSN ISO 5048, návrh pohonu dopravníku a napínacího zařízení. Ve výpočtech byla i zkontrolována osa vratného bubnu na střídavý ohyb a následně kontrola životnosti ložisek osy vratného bubnu, kdy výpočty vyhovovaly předepsaným hodnotám.

Model dopravníku a svarku stojiny byl vytvořen ve 2D programu AutoCAD 2015.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Praha: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [2] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. [online]. [cit. 2015-3-15]. Dostupné z: <http://www.ulozto.cz/xsi8Cdt/teorie-dopravnich-a-manipulacnich-zarizeni-1988-pdf>
- [4] POLÁK, Jaromír, PAVLISKA, Jiří a SLÍVA Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení I* [online]. [cit. 2015-3-15]. Dostupné z: [http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak\\_DaMZ\\_1\\_NP.pdf](http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf)
- [5] Katalog dopravníkových pásů. *Gumex* [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: [http://www.gumex.cz/katalogy/Katalog\\_2015\\_CZ/FLASH/index.html](http://www.gumex.cz/katalogy/Katalog_2015_CZ/FLASH/index.html)
- [6] Katalog horního pražce. *AMG, Karel Pícha, s.r.o.* [online]. [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: <http://www.amgpicha.cz/files/technicke-listy-amg.pdf>
- [7] Katalog dopravních válečků. *Transroll* [online]. [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: [http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog\\_cz\\_novy-6faca.pdf?redir](http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog_cz_novy-6faca.pdf?redir)
- [8] Spodní válečková stolice. *GTK, s.r.o.* [online]. [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: <http://www.gtktupesy.cz/index.php?page=stanicka&skupina=UB1&language=cz>
- [9] Pohon dopravníku. *Rulmeca* [online]. [cit. 2015-04-22]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/3%20Drawings\\_220M%20&%20220H.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/3%20Drawings_220M%20&%20220H.pdf)
- [10] Stěrač pásu. *Vendig AB* [online]. [cit. 2015-04-24]. Dostupné z: <http://vendig.se/website1/50.0.1.0/100/MONTERING%209200%20-%20ny.pdf>
- [11] Napínací ložisková jednotka. *ELO Toman* [online]. [cit. 2015-04-22]. Dostupné z: <http://www.loziska.com/store/uct.pdf>
- [12] Ložisková tělesa a ložiska. *A-bel J&M s.r.o.* [online]. [cit. 2015-04-22]. Dostupné z: [http://www.abeltechnik.cz/loziska/loziskova\\_telesa.pdf](http://www.abeltechnik.cz/loziska/loziskova_telesa.pdf)



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(h/a)_{\text{adm}}$	[-]	Největší dovolený průvės pásu
A	[m <sup>2</sup> ]	Dotyková plocha mezi čističem pásu a pásem
$a_D$	[m]	Rozteč stolic dopadových
$a_o$	[m]	Rozteč stolic horní větve
$a_u$	[m]	Rozteč stolic vratné větve
B	[m]	Šířka pásu
b	[m]	Využitá ložná šířka pásu
$b_1$	[m]	Světlá šířka bočního vedení
C	[N]	Dynamická únosnost ložisek
D	[m]	Průměr osy vratného bubnu
d	[m]	Průměr osy vratného bubnu zmenšený na průměr ložiska
e	[-]	Základ přirozeného logaritmu
f	[-]	Globální součinitel tření
$F_1$	[N]	Tahová síla v horní větvi
$F_2$	[N]	Tahová síla ve vratné větvi
$F_{2 \text{ min}}$	[N]	Nejmenší tahová síla v pásu
$F_3$	[N]	Napínací síla
$F_{3,1}$	[N]	Předběžná napínací síla
$F_{bA}$	[N]	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblastí urychlování
$F_C$	[N]	Celková síla namáhající buben
$F_{d \text{ min}}$	[N]	Nejmenší tah. síla s ohledem na omezení průvěsu pásu pro vratnou větvev
$F_D, F_E$	[N]	Síly v bočnicích působící na osu vratného bubnu
$F_{D1}, F_{E1}$	[N]	Silové reakce v ložiscích osy vratného bubnu
$F_{Dp}$	[N]	Dovolená tahová síla v pásu
$F_f$	[N]	Odpor tření mezi dopr. hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
$F_{gl}$	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$F_H$	[N]	Hlavní odpory
$F_{h \text{ min}}$	[N]	Nejmenší tahová síla s ohledem na omezení průvěsu pásu pro horní větvev
$F_l$	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
$F_{\text{max}}$	[N]	Největší tahová síla v pásu
$F_N$	[N]	Vedlejší odpory
$F_p$	[N]	Přídavné vedlejší odpory



$F_R$	[N]	Odpor čističe pásu
$F_S$	[N]	Přídavné vedlejší odpory
$F_t$	[N]	Odpor v ložiscích vratného bubnu
$F_U$	[N]	Obvodová síla na poháněcím bubnu
$F_{U_{max}}$	[N]	Maximální obvodová hnací síla
$F_{U1}$	[N]	Předběžná síla celkového odporu
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
$H$	[m]	Dopravní výška
$H_1$	[m]	Délka dopravníku
$I_m$	$[kg \cdot h^{-1}]$	Hmotnostní dopravní výkon
$I_v$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
$k$	[-]	Součinitel sklonu
$k_1$	[-]	Bezpečnost v místě ohybu 1
$k_1$	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
$k_2$	[-]	Bezpečnost v místě ohybu 2
$L$	[m]	Dopravní délka
$L_{10}$	$[10^6 \text{ ot}]$	Základní trvanlivost ložisek
$L_{10h}$	[hod.]	Trvanlivost ložisek v hodinách
$l_{b \text{ min}}$	[m]	Minimální urychlovací délka
$L_C$	[m]	Vzdálenost působících sil $F_D$ a $F_E$
$L_D$	[m]	Vzdálenost os krajních dopadových válečků
$L_D$	[m]	Vzdálenost působících sil $F_D$ , $F_{D1}$ a sil $F_E$ , $F_{E1}$
$L_E$	[m]	Vzdálenost působíště síly $F_{E1}$ od místa 2 na ose vratného bubnu
$M_{o \text{ max}1}$	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment v místě 1 na ose vratného bubnu
$M_{o \text{ max}2}$	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment v místě 2 na ose vratného bubnu
$M_{oE}$	$[N \cdot m]$	Moment k bodu E
$n$	$[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$	Otáčky vratného bubnu
$n_D$	[-]	Počet válečkových stolic s dopadovými válečky
$n_o$	[-]	Počet válečkových stolic v horní větvi dopravníku
$n_u$	[-]	Počet válečkových stolic vratné větve dopravníku
$O_{v2}$	[N]	Odpor ohybu pásu pro jeden buben
$O_{v3}$	[N]	Odpor v ložiscích vratného bubnu
$p$	$[N \cdot m^2]$	Tlak mezi čističem pásu a pásem



$P_A$	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
$P_M$	[W]	Provozní výkon poháněcího motoru
$P_{M1}$	[W]	Předběžný provozní výkon poháněcího motoru
$P_r$	[N]	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení
$Q$	[kg·h <sup>-1</sup> ]	Dopravní výkon
$q_B$	[kg]	Hmotnost 1m dopravního pásu
$q_D$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku dopadového
$q_G$	[kg]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1m dopravního pásu
$q_o$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku horní větve
$q_{RO}$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku na 1m horní větve
$q_{RU}$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku na 1m vratné větve
$q_u$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku vratné větve
$r$	[m]	Poloměr vratného bubnu
$R_{mp}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Pevnost pásu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Průřez náplně dopravovaného materiálu
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Průřez náplně vrchlíku
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Průřez náplně v korýtku
$S_K$	[m <sup>2</sup> ]	Skutečný průřez náplně pásu
$S_T$	[m <sup>2</sup> ]	Teoretický průřez náplně pásu
$T$	[N]	Posouvající síly
$t_c$	[m]	Tloušťka čističe pásu
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Jmenovitá dopravní rychlost
$v_o$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
$W_{o1}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu v místě 1 na ose vratného bubnu
$W_{o2}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu v místě 2 na ose vratného bubnu
$\alpha$	[°]	Úhel sklonu válečků horní stolice
$\alpha$	[-]	Tvarový součinitel
$\Theta$	[°]	Dynamický sypný úhel
$\xi$	[-]	Součinitel rozběhu dopravníku
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\sigma_o$	[MPa]	Ohybové napětí
$\sigma_{o\text{ DOV}}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro zatěžovaný profil
$\sigma_{o1}$	[MPa]	Ohybové napětí v místě 1 na ose vratného bubnu



$\sigma_{o2}$	[MPa]	Ohybové napětí v místě 2 na ose vratného bubnu
$\delta$	[°]	Sklon dopravníku
$\eta$	[-]	Účinnost pohonu
$\mu$	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
$\mu_2$	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
$\mu_2$	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
$\mu_3$	[-]	Součinitel tření mezi čističem pásu a pásem
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Objemová sypná hmotnost
$\varphi$	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost vratného bubnu



## **SEZNAM PŘÍLOH**

Sestavný výkres dopravníku: 1-D4-34

Svarek stojiny: 2-D4-34

Kusovník: 1-D4-34-K