

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

MARTIN MENOUSEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Menoušek

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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 pro dopravu cihlové drti

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for transport of brick chippings

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

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

Technické parametry:

- dopravní výkon 125 000kg.h-1
- osová vzdálenost 65m
- výškový rozdíl 12m

Cíle bakalářské práce:

Proved'te:

- funkční výpočet a určení hlavních rozměrů, návrh pohonu
- pevnostní výpočet hřídele napínacího bubnu

Nakreslete:

- sestavný výkres dopravníku

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.

Děkan fakulty

Anotace

Cílem této bakalářské práce je navrhnout šikmý pásový dopravník na dopravu cihlové drti. Zadanými parametry je dopravní délka 65 m, výška 12 m a dopravní výkon 125 t/hod. Práce obsahuje funkční výpočet pásového dopravníku, návrh napínací stanice, návrh pružiny napínání, výpočet hřídele hnaného bubnu a výpočet napínací tyče.

Klíčová slova

Pásový dopravník, dopravní pás, cihlová drť, válečková stolice, napínací zařízení

Annotation

The aim of this bachelor thesis is to design a sloped conveyor belt to transport the crushed brick. Entered parameters are the transporting length 65 m, height 12 m and transporting capacity 125 t/hr. The thesis includes functional calculation conveyor belt, design tensioning station, design spring tension, the calculation of the drum shaft and design tensioning rod.

Keywords

Belt conveyer, conveyor belt, brick chippings, idler, tension system

Bibliografická citace

MENOUŠEK, M. *Pásový dopravník pro dopravu cihlové drti*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 28 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Maláček, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a použitím níže uvedené literatury a konzultací.

V Brně dne 28.5.2010

Menoušek Martin

.....

Poděkování

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady, které mi pomohly k dokončení této práce.

Obsah

1. Úvod	1
1.1. Rozdělení pásových dopravníků dle literatury [1]	1
1.2. Základní části pásového dopravníku	2
2. Konstrukce pásového dopravníku	2
3. Volba komponent	4
3.1. Pás	4
3.2. Válečkové stolice	4
3.2.1. Nosná větev	4
3.2.2. Vratná větev	5
3.3. Poháněcí stanice	5
3.3.1. Čistič pásu	6
4. Výpočet pásového dopravníku	7
4.1. Sklon transportéru	7
4.2. Volba rychlosti pásu	7
4.3. Teoreticky průřez náplně pásu	7
4.4. Volba pásu	7
4.5. Průřez náplně pásu	8
4.5.1. Ložná šířka pásu	8
4.5.2. Průmět b na vodorovnou rovinu	8
4.5.3. Průřez vrchlíku náplně pásu	8
4.5.4. Průřez spodní části náplně pásu pro $\beta=20^0$	8
4.5.5. Průřez náplně pásu	9
4.6. Teoretické objemové množství V_1 (m^3/h) při $v = 1$ m/s	9
4.7. Skutečné dopravované množství	9
4.8. Kontrola šířky pásu	9
4.9. Odpory	9
4.9.1. Hlavní odpory O_H	10
4.9.2. Vedlejší odpory O_v	11
4.9.3. Přídavné odpory O_P	12
4.10. Výkon poháněného motoru	13
4.11. Výpočet jednobubnového pohonu	13
5. Napínací zařízení	15

6.	Pevnostní výpočty	16
6.1.	Hřídel hnaného bubnu	16
6.2.	Napínací tyč.....	18
6.3.	Pružina napínacího zařízení	20
7.	Závěr.....	24
8.	Seznam použitých symbolů.....	25
9.	Zdroje	28
9.1.	Použitá literatura	28
9.2.	Internetové odkazy	28
9.3.	Použité normy	28
10.	Přílohy	28

1. Úvod

Pásový dopravník je zařízení, které umožňuje dopravu sypkého nebo také kusového materiálu. Materiál lze dopravovat jak ve vodorovném, tak i v šikmém směru při téměř vysokém dopravním výkonu na velké dopravní vzdálenosti. Výhodou je nízká spotřeba energie, jednoduchá údržba a jednoduchý přesun materiálu.

1.1. Rozdělení pásových dopravníků dle literatury [1]

a) Podle tažného elementu :

- dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s ocelogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva

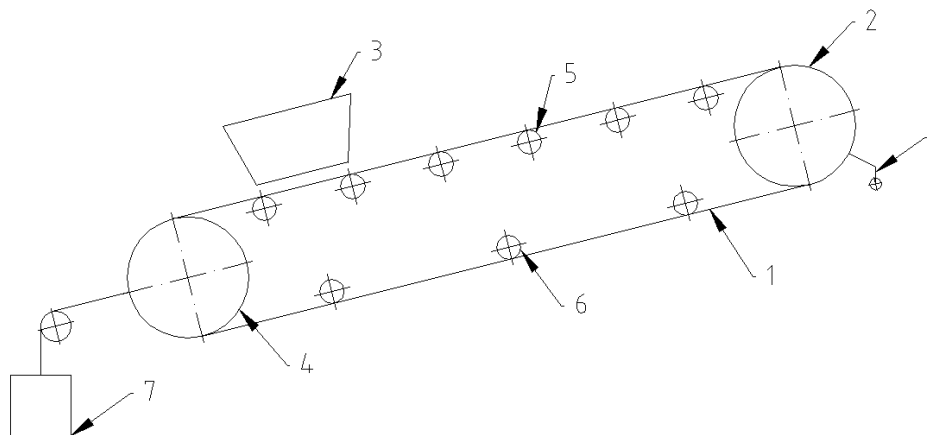
b) Podle tvaru dopravníku:

- dopravníky vodorovné
- dopravníky šikmé
- dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- dopravníky kombinované

c) Podle provedení nosné konstrukce

- dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
- dopravníky pojízdné a přenosné – pro mala dopravní množství a mále dopravní délky
- dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní – vysoké dopravní rychlosti, malé dopravované vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech

1.2. Základní části pásového dopravníku

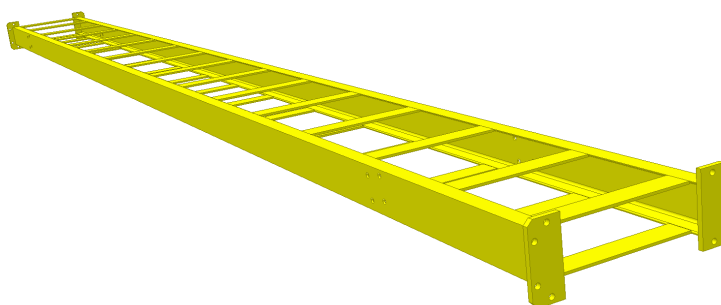


Obr.1 Schéma pásového dopravníku

- | | |
|---------------------|---------------------------|
| 1. Pás | 5. Horní (Nosné) válečky |
| 2. Poháněcí stanice | 6. Dolní (Vratné) válečky |
| 3. Násypka | 7. Napínací závaží |
| 4. Vratná stanice | 8. Čistič pásu |

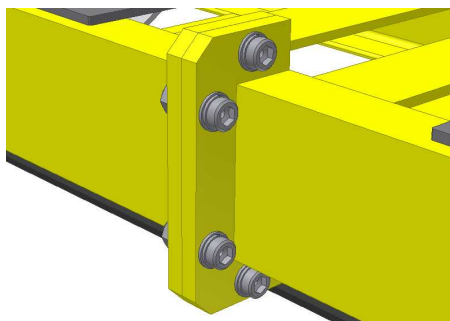
2. Konstrukce pásového dopravníku

Konstrukce pásového dopravníku je řešena jako svařovací sestava. Hlavní nosnou konstrukcí je profil U180 ČSN 42 5570. Jako výztuha je použit pás oceli 100x10 – 560. Výztuha zároveň vymezí vzdálenost mezi U-profilů. Na koncích profilu jsou navařeny patky pro spojení jednotlivých segmentů. Konstrukce segmentu je uvedena na obr. 2.



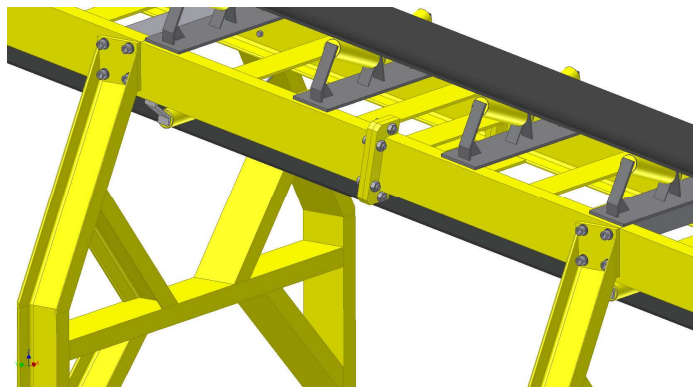
Obr.2 Řešení segmentu konstrukce

Jednotlivé segmenty jsou spojeny pomocí šroubového spojení. Celková délka se skládá ze dvou krajních segmentů o délce 5,5 metru a ze šesti vnitřních segmentů o délce 9 metru. Řešení spojení je uvedeno na obr. 3.



Obr.3 Spojení segmentů

Stojiny pásového dopravníku jsou řešeny jako svařovací sestava z profilů U160 ČSN 42 5570. Jsou umístěny před a za šroubové spojení segmentů, aby nebyl tolik namáhán šroubový spoj. Pro větší stabilitu transportéru jsou stojiny rozšířeny a pro tuhost vyztuženy. V horní části jsou přivařeny patky pro uchycení k dopravníku a na spodní části jsou přivařeny patky pro uchycení například do betonové konstrukce. Řešení stojin viz. obr. 4.



Obr.4 Uchycení stojin

3. Volba komponent

3.1. Pás

Zvolen pryžový pás EP400/3 od firmy Gumex

- odolný proti opotřebení a vhodný pro přepravu abrazivního objemného materiálu
- pevnost pásu: 400 N/mm
- šířka pásu: 400 mm
- pracovní teplota : -60 °C - 60 °C



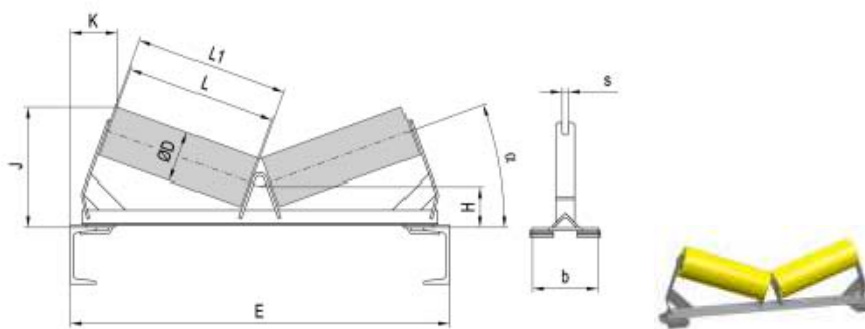
Obr.5 Pás [5]

3.2. Válečkové stolice

Zvoleny válečkové stolice od firmy Tranza.

- Vhodné pro konstrukce vyrobené z U-Profilů. Jsou upevněny na konstrukci pomocí držáků a nemusí se vrtat do konstrukce.

3.2.1. Nosná větev

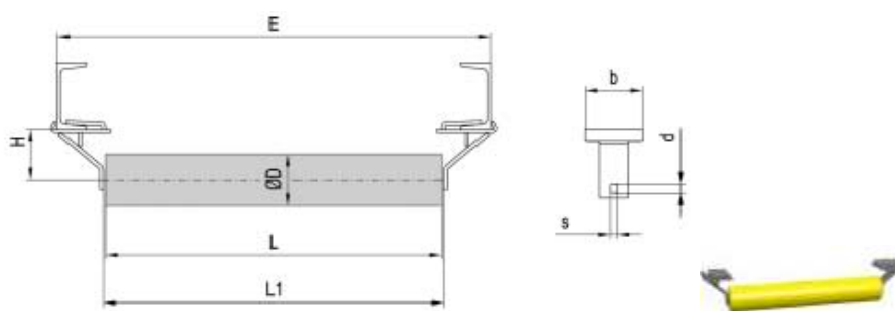


Obr.6 Válečková stolice – nosná větev [4]

Tab.1 Rozměry válečkové stolice

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]										Váha [kg]
	α	E	D	L	L1	H	J	K	b	s	
400	20°	700	63	250	258	88	223	110	140	14	5

3.2.2. Vratná větev



Obr.7 Válečková stolice – vratná větev [4]

Tab.2 Rozměry válečkové stolice

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]								Váha [kg]
	E	D	L	L1	H	b	d	s	
400-800	700-1150	63	500-950	508-958	84	100	20	14	1,4

3.3. Poháněcí stanice

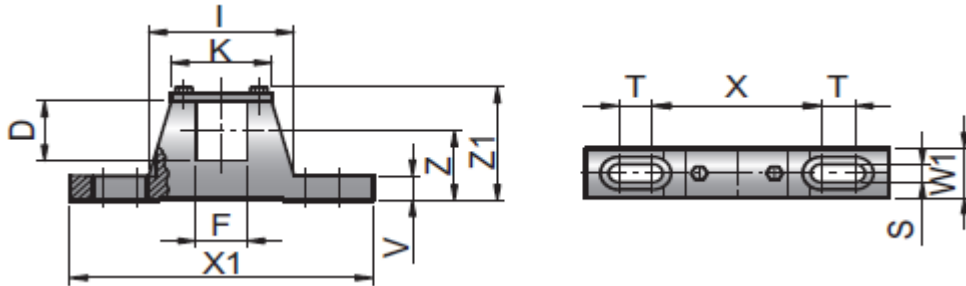
Zvolen motorový buben 400M od firmy Rulmeca.

- Výkon: 7,5 kW
- Průměr: 400 mm



Obr.8 Motorový buben 400M [6]

Pro připevnění motorového bubnu ke konstrukci jsou použity montážní podpěry



Obr.9 Montážní podpěra [6]

Tab.3 Rozměry montážní podpěry

Typ motorového bubnu	Rozměry [mm]											Váha [kg]	
	D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z		Z1
400M	60	45	132	90	18	30	25	50	150	270	70	115	4,8

3.3.1. Čistič pásu

Zvolen čistič pásu CJ 1.1 od firmy abtech

- Vhodný pro těžký provoz a abrazivní materiál

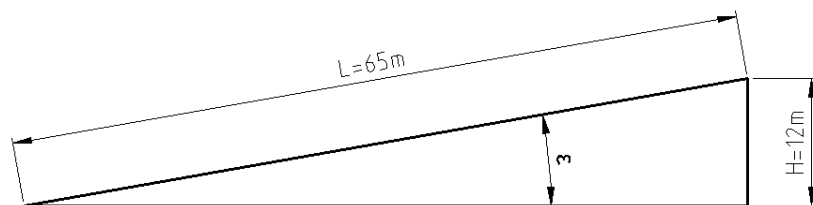


Obr.10 Čistič pásu [7]

4. Výpočet pásového dopravníku

- výpočet pásového dopravníku proveden podle literatury [2]
- uvedené číslování tabulek se vztahuje k literatuře [2]
- vzorce upraveny pro výslednou jednotku N

4.1. Sklon transportéru



Obr.11 Sklon transportéru

$$\sin \varepsilon = \frac{H}{L} \Rightarrow \varepsilon = \arcsin \frac{H}{L} \quad (1)$$

$$\sin \varepsilon = \frac{12}{65} \Rightarrow \varepsilon = \arcsin \frac{12}{65}$$

$$\varepsilon = 10^{\circ}$$

4.2. Volba rychlosti pásu

- dle Tab.1 zvolena rychlost pásu $v = 1,5 \text{ m/s}$

4.3. Teoreticky průřez náplně pásu

- objemová sytná hmotnost ζ zvolena dle Tab.2

$$Q = 3600 \cdot \zeta \cdot S \cdot v \Rightarrow S = \frac{Q}{3600 \cdot \zeta \cdot v} \quad (2)$$

$$S = \frac{125}{3600 \cdot 1,5 \cdot 1,5}$$

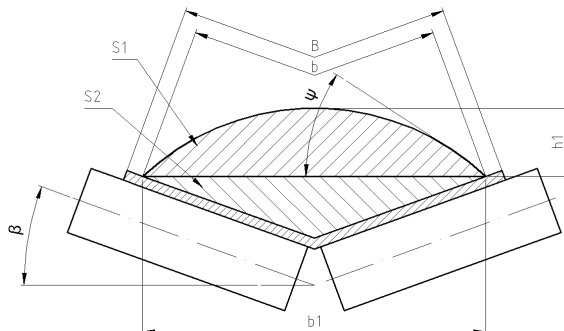
$$S = 0,015 \text{ m}^2$$

4.4. Volba pásu

- dle Tab. 3 zvolen pás o šířce $B = 400 \text{ mm}$
- sklon bočních válečků podle vybrané válečkové stolice $\beta = 20^{\circ}$

4.5. Průřez náplně pásu

- zvolen pás korýtkový



Obr.12 Korýtkový pás

4.5.1. Ložná šířka pásu

$$b = 0,8 \cdot B \quad (3)$$

$$b = 0,8 \cdot 400 = 320 \text{ mm}$$

4.5.2. Průmět b na vodorovnou rovinu

$$b_1 = b \cdot \cos \beta \quad (4)$$

$$b_1 = 320 \cdot \cos 20$$

$$b_1 = 300,7 \text{ mm}$$

4.5.3. Průřez vrchlíku náplně pásu

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \tan \psi \cdot 10^{-6} \quad (5)$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot 300,7^2 \cdot \tan 30 \cdot 10^{-6}$$

$$S_1 = 0,0087 \text{ m}^2$$

4.5.4. Průřez spodní části náplně pásu pro $\beta=20^\circ$

$$S_2 = 0,08 \cdot b^2 \quad (6)$$

$$S_2 = 0,08 \cdot 320^2$$

$$S_2 = 0,00819 \text{ m}^2$$

4.5.5. Průřez náplně pásu

$$S = S_1 + S_2 \quad (7)$$

$$S = 0,0087 + 0,00819$$

$$S = 0,016m^2$$

4.6. Teoretické objemové množství V_1 (m^3/h) při $v = 1$ m/s

- dle Tab.4 zvoleno objemové množství $V_1 = 57$ m^3/h

4.7. Skutečné dopravované množství

- z Tab.5 podle sklonu transportéru $\varepsilon = 10^0$ zvoleno $k = 0,97$

$$Q_{skut} = 3600 \cdot \zeta \cdot S \cdot v \cdot k \quad (8)$$

$$Q_{skut} = 3600 \cdot 1,5 \cdot 0,016 \cdot 1,5 \cdot 0,97$$

$$Q_{skut} = 125712kg / h$$

4.8. Kontrola šířky pásu

- pro největší hrany materiálu do 100 mm dle Tab.6 šířka pásu $B = 400$ mm vyhovuje

4.9. Odpory

a) Hmotnost a tíhová síla dopravovaného materiálu připadající na 1 m délky pásu

$$m_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = 1000 \cdot \zeta \cdot S \quad (9)$$

$$m_1 = 1000 \cdot 1,5 \cdot 0,016 = 24kg / m^2$$

$$q_1 = m_1 \cdot g \quad (10)$$

$$q_1 = 24 \cdot 9,81$$

$$q_1 = 235,44N$$

b) Hmotnost a tíhová síla 1 m^2 pryžového pásu

- dle zvoleného pásu firmy Gumex

$$m_2 = 4,84kg / m^2$$

$$q_2 = m_2 \cdot g \quad (11)$$

$$q_2 = 4,84 \cdot 9,81$$

$$q_2 = 47,5N$$

4.9.1. Hlavní odpory O_H

$$O_H = f \cdot L[(q_1 + 2 \cdot q_2) \cdot \cos \varepsilon + q_{rh} + q_{rd}] \quad (12)$$

$$O_H = 0,0234 \cdot 65[(235,44 + 2 \cdot 47,5) \cdot \cos 10 + 55 + 12,7]$$

$$O_H = 598N$$

Globální součinitel tření:

$$f = f_1 \cdot k_2 = 0,02 \cdot 1,17 = 0,0234 \quad (13)$$

- uvažována teplota do: $t = -10 \text{ }^\circ\text{C}$
- z diagramu 1: $k_2 = 1,17$
- běžně vyrobené transportéry: $f_1 = 0,02$ ()

Tíhové síly od rotujících částí válečků:

a) Horní větev transportéru

- dle tab.10 $G_r = 1,7$

$$q_{rh} = \frac{G_r \cdot n_h \cdot g}{t_h} \quad (14)$$

$$q_{rh} = \frac{1,7 \cdot 2 \cdot 9,81}{0,6}$$

$$q_{rh} = 55N / m$$

b) Dolní větev transportéru

- dle tab.10 $G_r = 2,6$

$$q_{rd} = \frac{G_r \cdot n_d \cdot g}{t_d} \quad (15)$$

$$q_{rd} = \frac{2,6 \cdot 1 \cdot 9,81}{2}$$

$$q_{rd} = 12,7N / m$$

4.9.2. Vedlejší odpory O_v

$$O_v = S_N + S_{OC} + S_{LC} \quad (16)$$

$$O_v = 63,6 + 200 + 100$$

$$O_v = 364N$$

Odpor v násypce:

-Šířka násypky zvolena 300 mm

$$S_N = \frac{q_1 \cdot v}{g} \cdot (v - v_0) \cdot \left[1 + \frac{1000 \cdot q_1}{\zeta \cdot b_n^2 \cdot g} \cdot \left(1 + \frac{v_0}{v} \right) \right] \quad (17)$$

$$S_N = \frac{235,44 \cdot 1,5}{9,81} \cdot (1,5 - 0) \cdot \left[1 + \frac{1000 \cdot 235,44}{1,5 \cdot 300^2 \cdot 9,81} \cdot \left(1 + \frac{0}{1,5} \right) \right]$$

$$S_N = 63,6N$$

Ohybový odpor:

- zvolen ohybový odpor z rozmezí (98,1N – 245N) $S_o = 200N$

Výsledný ohybový odpor:

- v transportéru je jeden nepoháněný buben

$$S_{OC} = z_b \cdot S_o \quad (18)$$

$$S_{OC} = 1 \cdot 200$$

$$S_{OC} = 200N$$

Odpor v ložiskách nepoháněných bubnů:

- zvolen odpor v ložiskách nepoháněných bubnu z rozmezí (49N-147N) $S_L = 100N$

Výsledný odpor v ložiskách:

$$S_{LC} = z_b \cdot S_L \quad (19)$$

$$S_{LC} = 1 \cdot 100$$

$$S_{LC} = 100N$$

4.9.3. Přídavné odpory O_p

$$O_p = S_z + S_{vv} + S_c + S_{sp} + S_s + S_{bv} \quad (20)$$

$$O_p = 2825 + 0 + 80 + 0 + 0 + 0$$

$$O_p = 2905N$$

Odpor pro překonání dopravní výšky:

$$S_z = q_1 \cdot H \quad (21)$$

$$S_z = 235,44 \cdot 12 = 2825N$$

$$S_z = 235,44 \cdot 12 = 2825N$$

Odpor vychýlených válečků:

Nejsou vychýlené válečky $\Rightarrow S_{vv} = 0$

Odpor čističů pásu:

- zvolen jeden čistič pásu

$$S_c = z_c \cdot (0,02 - 0,04) \cdot B \cdot g \quad (22)$$

$$S_c = 1 \cdot 0,02 \cdot 400 \cdot 9,81$$

$$S_c = 80N$$

Odpor shrnovače materiálu:

Není shrnovač materiálu $\Rightarrow S_s = 0$

Odpor tření o boční vedení:

Není boční vedení $\Rightarrow S_{bv} = 0$

Celkový odpor:

$$P = O_v + O_H + O_p \quad (23)$$

$$P = 598 + 364 + 2905$$

$$P = 3867N$$

4.10. Výkon poháněného motoru

- zvolena účinnost $\eta=0,8$

$$N = \frac{P \cdot v}{\eta} \quad (24)$$

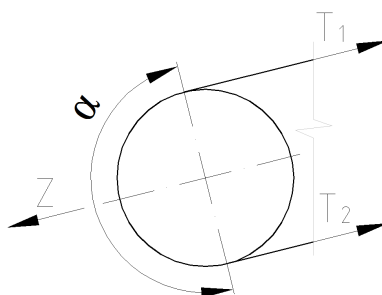
$$N = \frac{3867 \cdot 1,5}{0,8}$$

$$N = 7,25 \text{ kW}$$

4.11. Výpočet jednobubnového pohonu

Poměr sil v horní a dolní větvi při úhlu opásání α a tření μ dle Tab.11 :

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\alpha \cdot \mu} = 2,566 \quad (25)$$



Obr.13 Silové působení

- zvoleno tření mezi bubnem a pásem $\mu = 0,3$

- úhel opásání $\alpha = 180^0$

- hodnota $e^{\alpha \cdot \mu}$ odečtena z Tab.11

- hodnota $\frac{1}{e^{\alpha \cdot \mu} - 1}$ odečtena z Tab.12

Síla v horní větvi:

$$T_1 = P \cdot \frac{e^{\alpha \cdot \mu}}{e^{\alpha \cdot \mu} - 1} = P \cdot \left[1 + \frac{1}{e^{\alpha \cdot \mu} - 1} \right] \quad (26)$$

$$T_1 = 3867 \cdot [1 + 0,639]$$

$$T_1 = 6338 \text{ N}$$

Síla v dolní větvi:

$$T_2 = P \cdot \frac{1}{e^{\alpha \cdot \mu} - 1} \quad (27)$$

$$T_2 = 3867 \cdot 0,639$$

$$T_2 = 2471N$$

Velikost napínací síly pro pohon na přepadávacím konci:

$$Z = 2 \cdot (T_2 - q_2 \cdot H) \quad (28)$$

$$Z = 2 \cdot (2471 - 47,5 \cdot 12)$$

$$Z = 3802N$$

Zvětšení napínací síly o 10% proti prokluzu:

$$Z_{(+10\%)} = Z \cdot 1,1 \quad (29)$$

$$Z_{(+10\%)} = 3802 \cdot 1,1$$

$$Z_{(+10\%)} = 4182N$$

Zpětné určení velikosti tahů v pásu:

- skloněný pás, doprava nahoru, pohon na přepadávacím konci

Síla v horní větvi:

$$T_1 = \frac{Z}{2} + P + q_2 \cdot H \quad (30)$$

$$T_1 = \frac{4182}{2} + 3867 + 47,5 \cdot 12$$

$$T_1 = 6528N$$

Síla v dolní větvi:

$$T_2 = \frac{Z}{2} + q_2 \cdot H \quad (31)$$

$$T_2 = \frac{4182}{2} + 47,5 \cdot 12$$

$$T_2 = 2661N$$

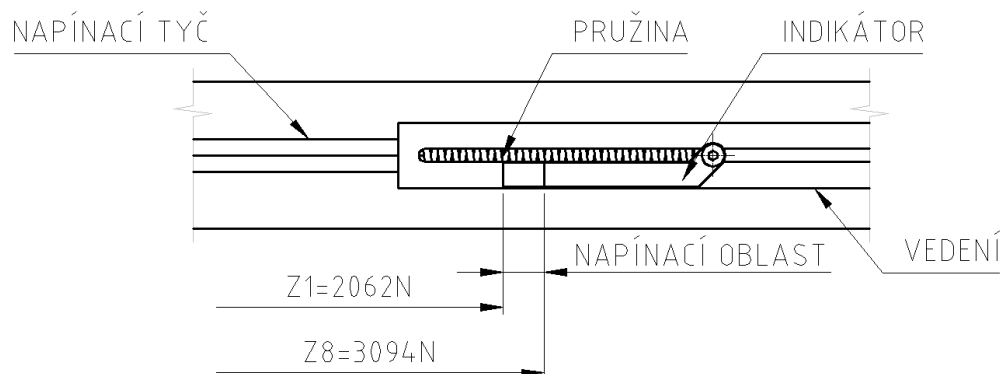
5. Napínací zařízení

Aby nedocházelo ke skluzu mezi bubnem a pásem a aby byla přenesena tažná síla v pásu je nutné dostatečné napínání pásu. Napínání pásu umožňuje vhodně navržené napínací zařízení, které jednou z hlavních částí pásového dopravníku.

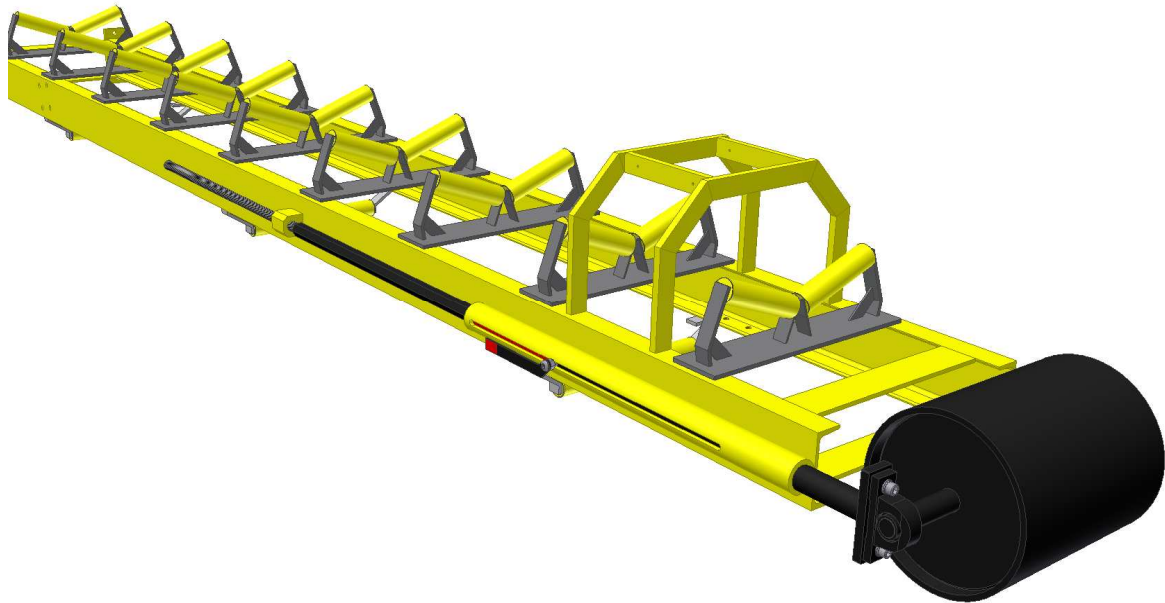
Dle literatury [1] se podle způsobu vyvození napínací síly napínací zařízení dělí na:

- tuhá napínací zařízení (napínací šrouby, napínáky...)
- samočinná napínací zařízení se závažím
- samočinná nebo ručně regulovaná napínací zařízení (pneumatická, elektrická, elektrohydraulická)

V tomto případě bylo zvoleno napínání šroubem s pružinou. Pomocí šroubu se nastaví přepětí pružiny, která neustále napíná pás. Pružina má zvolenou pracovní oblast, ve které je pás dostatečně napínán. Pro viditelnost pracovní oblasti je na napínacím zařízení umístěn indikátor, podle kterého lze poznat v jaké části pracovní oblasti se stlačení pružiny nachází. Pracovní oblast je označena červenou barvou a přiblíží-li se konec pružiny na okraj této oblasti, je nutné pružinu pomocí šroubu předepnout.



Obr.14 Napínací oblast (nezatížený stav)



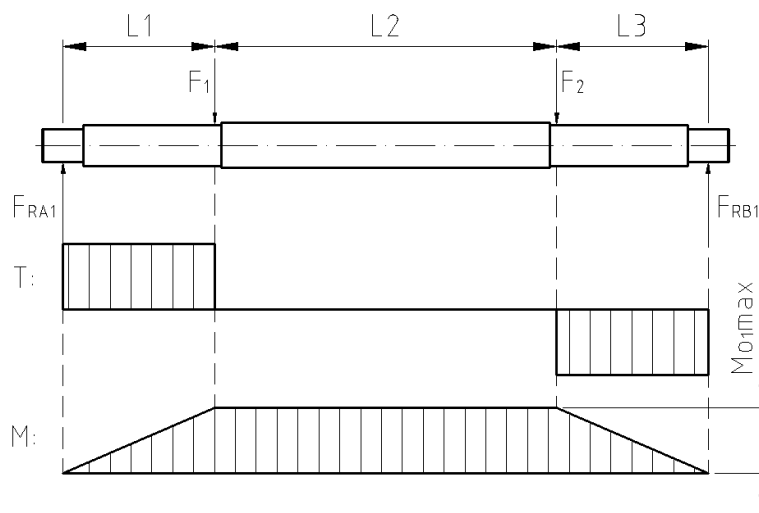
Obr.15 Napínací zařízení

- výpočet pružiny řešen v kapitole 6.4

6. Pevnostní výpočty

6.1. Hřídel hnaného bubnu

- materiál hřídele zvolen 11 373
- dle literatury [2] pro material 11 373 a míjivý ohyb $\sigma_{DO} = 95 \text{ MPa}$
- $L1 = 182.5 \text{ mm}$
- $L2 = 420 \text{ mm}$
- $L3 = 182.5 \text{ mm}$
- $d_1 = 50 \text{ mm}$ (průměr v místě maximálního ohybového momentu)



Obr.16 VVÚ – Hřídel hnaného bubnu

Síla působící na bubnu:

$$T = T_1 + T_2 \quad (32)$$

$$T = 6528 + 2661$$

$$T = 9189 \text{ N}$$

Síly působící na hřídel:

- uložení je symetrické, síly a reakce budou stejné a jejich hodnota bude poloviční:

$$F_1 = F_2 = \frac{T}{2} \quad (33)$$

$$F_1 = \frac{9189}{2}$$

$$F_1 = 4594,5 \text{ N}$$

Reakce působící na hřídel:

$$F_{RA1} = F_{RB1} = F_1 = F_2 \quad (34)$$

$$F_{RA1} = F_{RB1} = 4594,5 \text{ N}$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{O1\max} = \frac{32 \cdot 4594,5 \cdot 0,1825}{\pi \cdot 0,05^3} \quad (35)$$

$$\sigma_{O1\max} = 68,4 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{01\max}} \quad (36)$$

$$k = \frac{95}{68,4}$$

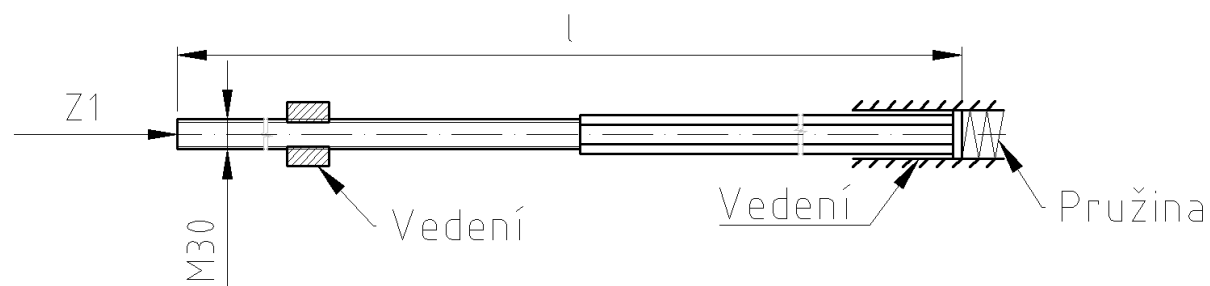
$$k = 1,4$$

Zhodnocení:

$k \geq 1 \Rightarrow$ Hřídel vyhovuje

Hřídel bubnu uložena v ložiskových naklápěcích tělesech typ UCP od firmy **tea technik**.

6.2. Napínací tyč



Obr.17 Napínací tyč - uložení

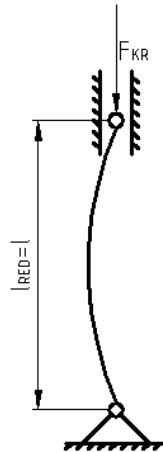
$$l = 2\,000 \text{ mm}$$

$$Z1 = 2\,062,55 \text{ N}$$

$$\text{Závit } M36 \Rightarrow \phi d_3 = 31,093 \text{ mm}$$

$\lambda_{kr} = 99-105$ – zvoleno dle literatury [2]

$l_{RED} = 1$ – zvoleno dle literatury [2] podle způsobu uložení obou konců (zvolen typ b)



Obr.18 Způsob uložení b

Kvadratický moment průřezu:

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad (37)$$

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot 31,093^4}{64}$$

$$J_{\min} = 45856 \text{ mm}^4$$

Plocha nejmenšího průměru závitu:

$$S1 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (38)$$

$$S1 = \frac{\pi \cdot 31,093^2}{4}$$

$$S1 = 759 \text{ mm}^2$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S1}} \quad (39)$$

$$i = \sqrt{\frac{45845}{759}}$$

$$i = 7,77 \text{ mm}$$

Štíhlost:

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (40)$$

$$\lambda = \frac{2000}{7,77}$$

$$\lambda = 257$$

$\lambda \geq \lambda_{krit} \Rightarrow$ Platí Eulerův vztah pro vzpěrnou pevnost

Síla na mezi pevnosti:

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_{RED}^2} \quad (41)$$

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 45856}{2000^2}$$

$$F_{KR} = 23736N$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{F_{KR}}{Z1} \quad (42)$$

$$k = \frac{23736}{2062,55}$$

$$k = 11,5$$

Zhodnocení:

$k \geq 1 \Rightarrow$ Napínací tyč vyhovuje

6.3. Pružina napínacího zařízení

- Materiál: 12 071

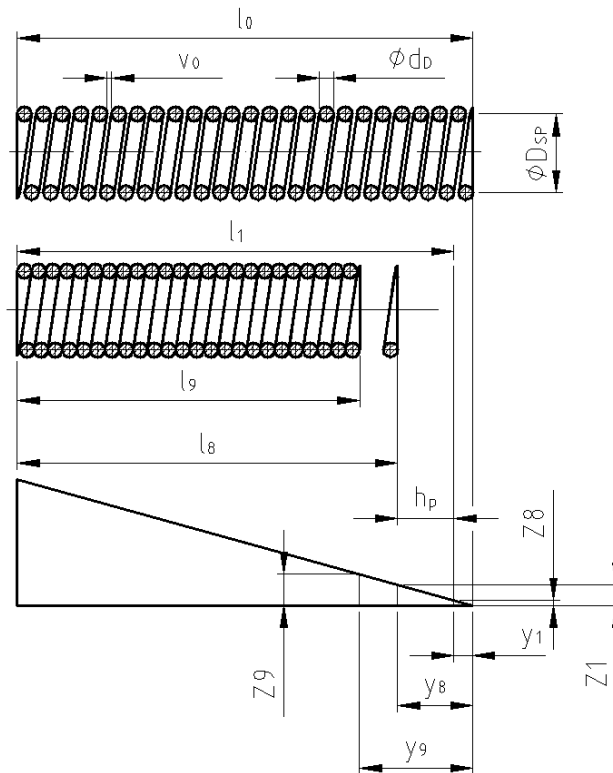
- $\tau_{Dm} = 750$ MPa – Zvoleno dle literatury [3]

- $Z1 = 2062,5$ N

- $D_{SP} = 50$ mm

- $i_p = 6$

- $h_p = 50$ mm



Obr.19 Pracovní diagram tlačné pružiny

Tuhost pružiny:

$$C = \frac{Z_1}{y_1} \quad (43)$$

$$C = \frac{2062,5}{100}$$

$$C = 20,6N \cdot mm^{-1}$$

Poměr vinutí:

$$i_p = \frac{D}{d} = 6 - \text{předběžně zvoleno} \quad (44)$$

Stlačení při předpružení:

$$y_1 = (2 \div 5) \cdot h_p \quad (45)$$

$$y_1 = 2 \cdot 50$$

$$y_1 = 100mm$$

Stlačení plně zatížená pružina:

$$y_8 = y_1 + h_p \quad (46)$$

$$y_8 = 100 + 50$$

$$y_8 = 150 \text{ mm}$$

Síla plně zatížená pružina:

$$\frac{Z1}{y_1} = \frac{Z8}{y_8} \Rightarrow Z8 = Z1 \cdot \frac{y_8}{y_1} \quad (47)$$

$$Z8 = 2062,5 \cdot \frac{150}{100}$$

$$Z8 = 3094 \text{ N}$$

Určení průměru drátu:

$$\tau_K = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Z8 \cdot \frac{D_{SP}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{16}} = \frac{8 \cdot Z8 \cdot D_{SP} \cdot K_s}{\pi \cdot d_D^3} \leq \tau_{Dm} \Rightarrow d_D \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot Z8 \cdot D_{SP} \cdot K_s}{\pi \cdot \tau_{Dm}}} \quad (48)$$

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 3094 \cdot 50 \cdot 1,24}{\pi \cdot 750}}$$

$$d_D \geq 8,6 \text{ mm}$$

Zvolen průměr $d_D = 9 \text{ mm}$

Korekční součinitel:

$$K = \frac{i_p + 0,2}{i_p - 1} \quad (49)$$

$$K = \frac{6 + 0,2}{6 - 1}$$

$$K = 1,24$$

Potřebný počet činných závitů:

$$n = \frac{y_8 \cdot G \cdot d_D^4}{8 \cdot Z_8 \cdot D_{SP}^3} \quad (50)$$

$$n = \frac{150 \cdot \frac{3}{8} \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 9^4}{8 \cdot 3094 \cdot 50^3}$$

$$n = 25$$

Celkový počet závitů:

$$z = n + n_z \quad (51)$$

$$z = 25 + 2$$

$$z = 27$$

Vůle mezi závitů:

$$v_{zo} \approx 0,3 \cdot d_D \quad (52)$$

$$v_{zo} \approx 0,3 \cdot 9$$

$$v_{zo} \approx 2,7 \text{ mm}$$

Délka volné pružiny:

$$l_0 = l_8 + h_p + y_1 \quad (53)$$

$$l_0 = 266,4 + 50 + 100$$

$$l_0 = 416,4 \text{ mm}$$

Délka plně zatížené pružiny:

$$l_8 = l_9 + (z - 1) \cdot v_{\min} \quad (54)$$

$$l_8 = 243 + (27 - 1) \cdot 0,9$$

$$l_8 = 266,4 \text{ mm}$$

Délka stlačené pružiny:

$$l_0 = z \cdot d_D \quad (55)$$

$$l_0 = 27 \cdot 9$$

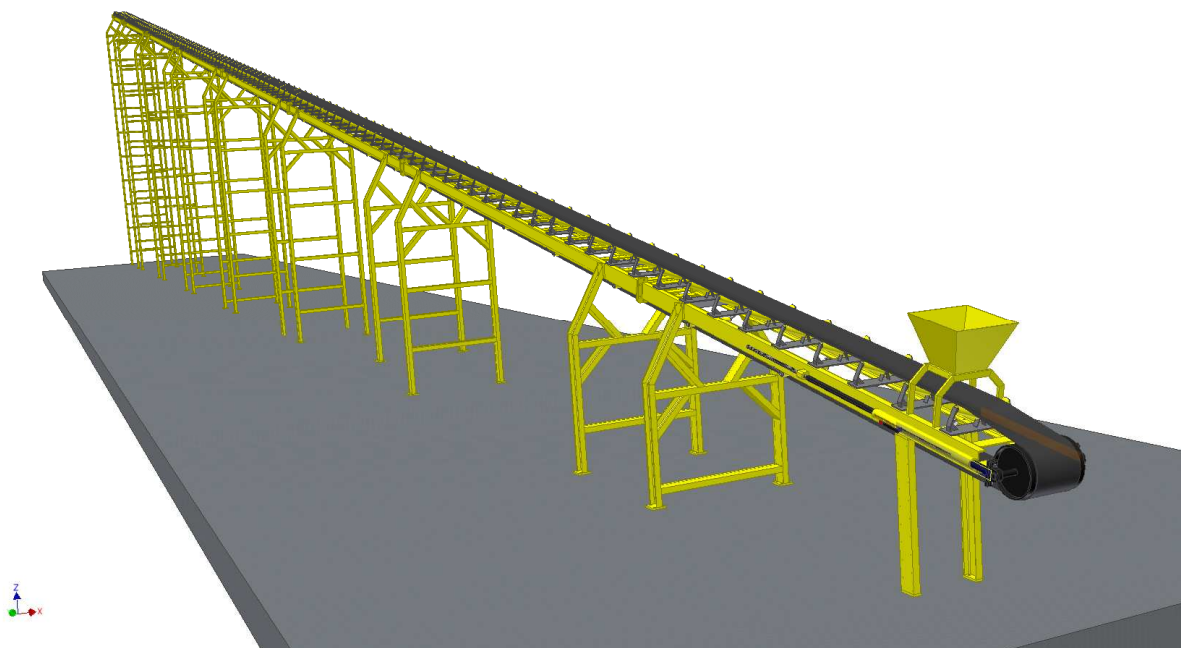
$$l_0 = 243 \text{ mm}$$

7. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout pásový dopravník pro dopravu cihlové drti. Většina hlavních komponent byla volena z dostupných katalogů od různých dodavatelů pro snížení výrobních nákladů a zvýšení jednoduchosti výroby.

Podle uvedené normy byl proveden funkční výpočet pásového dopravníku, ze kterého byly určeny síly v tažné i vratné větvi, napínací síla a výkon poháněného motoru. Mezi pevnostní výpočty patří návrh hřídele namáhaného ohybem a pláště hnaného bubnu namáhaného tlakem způsobeným od pásu. Dále byl proveden výpočet vzpěrné stability napínací tyče a kompletní návrh šroubové tlačné pružiny.

Pro jednoduchost byl jako pohon dopravníku zvolen motorový buben. Výhodou použití motorového bubnu nejsou jen výrobní náklady, ale také jednodušší montáž. Motorový buben je uložen v montážních podpěrách a pomocí šroubů připevněn k základní konstrukci. Není tak zapotřebí převodového motoru se spojku spojenou s hnacím bubnem. Hnaný buben byl řešen jako svařovaná sestava a uložen v ložiskových naklápěcích tělesech. Výhodou naklápění je vymezení výrobních nepřesností na hnaném bubnu a tím zvýšení životnosti ložisek.



Obr.20 Pásový dopravník

8. Seznam použitých symbolů

ZNAČKA	NÁZEV	JEDNOTKA
μ	Součinitel tření	[-]
B	Šířka pásu	[mm]
b	Ložná šířka pásu	[mm]
b_1	Průmět b na vodorovnou rovinu	[mm]
b_n	Šířka násypky	[mm]
C	Tuhost pružiny	[N.mm ⁻¹]
d_1	Průměr hřídele v místě maximálního ohybového momentu	[mm]
d_3	Nejmenší průměr závitů	[mm]
d_D	Průměr drátu	[mm]
D_{SP}	Střední průměr pružiny	[mm]
e	Základ přirozených logaritmů	[-]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
f	Globální součinitel tření	[-]
f_1	Globální součinitel tření při teplotě 20°C	[-]
F_1	Síla působící na hřídel v místě podpory	[N]
F_2	Síla působící na hřídel v místě podpory	[N]
F_{KR}	Síla na mezi pevnosti	[N]
F_{RA1}	Reakční síla působící na ložisko	[N]
F_{RB1}	Reakční síla působící na ložisko	[N]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
G_r	Tíhová síla od rotujících částí jednoho válečku	[N]
H	Dopravní výška	[m]
h_1	Výška průřezu vrchlíku pásu	[m]
h_p	Pracovní oblast	[mm]
i	Poloměr setrvačnosti	[mm]
i_p	Poměr vnutí	[-]
J_{min}	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
k	Součinitel korekce průřezu náplně pásu	[-]
k	Bezpečnost	[-]
K	Korekční součinitel	[-]
k_2	Teplotní součinitel	[-]
L	Dopravní délka	[m]
l	Délka napínací tyče	[mm]
l_0	Délka volné pružiny	[mm]
L1	Vzdálenost ložiska k podpoře	[mm]
L2	Vzdálenost mezi podporami	[mm]
L3	Vzdálenost ložiska k podpoře	[mm]
l_8	Délka plně zatížené pružiny	[mm]
l_9	Délka stlačené pružiny	[mm]
l_{RED}	Redukovaná délka prutu	[mm]
m_1	Hmotnost dopravovaného materiálu připadající na 1m délky pásu	[kg]
m_2	Hmotnost 1m ² pryžového pásu	[kg]
M_k	Kroutící moment	[N.mm]

M_{olmax}	Maximální ohybový moment	[N.m]
N	Výkon poháněného motoru	[kW]
n	Počet činných závitů	[-]
n_d	Počet válečků v dolní stolici	[-]
n_h	Počet válečků v horní stolici	[-]
n_z	Závěrné závity	[-]
O_H	Hlavní odpory	[N]
O_P	Přídavné odpory	[N]
O_v	Vedlejší odpory	[N]
P	Výsledná odporová síla	[N]
Q	Dopravované množství	[kg/h]
q_1	Tíhová dopravovaného materiálu připadající na 1m délky pásu	[N]
q_2	Tíhová síla 1m ² pryžového pásu	[N]
q_{rd}	Tíhové síly od rotujících částí válečků dolní větev	[N]
q_{rh}	Tíhové síly od rotujících částí válečků horní větev	[N]
Q_{skut}	Skutečné dopravované množství	[kg/h]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
S	Průřez náplně pásu	[m ²]
S_0	Ohybový odpor	[N]
S_1	Průřez vrchlíku pásu	[m ²]
S_1	Plocha nejmenšího průměru závitů	[mm ²]
S_2	Průřez spodní části náplně pásu	[m ²]
S_{BV}	Odpor tření dopravovaného materiálu o boční vedení	[N]
S_C	Odpor čističů pásu	[N]
S_L	Odpor ložisek nepoháněných bubnů	[N]
S_{LC}	Odpor ložisek všech nepoháněných bubnů	[N]
S_N	Odpor v násypce	[N]
S_{OC}	Odpor ohybem pásu celkový	[N]
S_S	Odpor shazovacího vozu	[N]
S_{SP}	Odpor shrnovače materiálu	[N]
S_{VV}	Odpor vychýlených válečků	[N]
S_Z	Odpor pro překonání dopravní výšky	[N]
T	Síla působící na buben	[N]
T_1	Tah v pásu ve větvi nabíhající na poháněný buben	[N]
T_2	Tah v pásu ve větvi sbíhající k bubnu	[N]
t_d	Rozteč dolních válečkových stolic	[m]
t_h	Rozteč horních válečkových stolic	[m]
v	Rychlost pásu	[m/s]
v_0	Složka rychlosti přiváděného materiálu ve směru dopravy	[m/s]
V_1	Teoretické objemové množství	[m ³ /h]
v_{min}	Minimální průměr mezi závity	[mm]
v_{zo}	Vůle mezi závity	[mm]
W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
y_1	Stlačení při předpružení	[mm]
y_8	Stlačení plně zatížené pružiny	[mm]
Z	Napínací síla	[N]
z	Celkový počet závitů	[-]

$Z1$	Poloviční napínací síla	[N]
$Z8$	Síla plně zatížené pružiny	[N]
z_b	Počet všech nepoháněných bubnů transportéru	[-]
α	Úhel opásání	[°]
β	Sklon bočních válečků	[°]
ε	Úhel sklonu transportéru	[°]
η	Účinnost poháněcí stanice	[-]
λ	Štíhlost	[-]
λ_{kr}	Mezní štíhlost	[-]
π	Poissonovo číslo	[-]
ζ	Objemová sypná hmotnost	[t/m ³]
σ_{DO}	Dovolené napětí	[MPa]
σ_{o1max}	Maximální ohybové napětí	[MPa]
σ_{Pd}	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
τ_{Dm}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
ψ	Sypný úhel	[°]

9. Zdroje

9.1. Použitá literatura

[1] KAŠPÁREK, Jaroslav. Dopravní a manipulační zařízení, Pro posluchače bakalářského studia VUT FSI v Brně.

[2] LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky, druhé doplněné vydání, Úvaly: ALBRA, 2005 ISBN 80-7361-011-6

[3] ZELENÝ, Jiří. Stavba strojů strojní součásti, učebnice pro střední průmyslové školy druhé vydání, COMPUTER PRESS BRNO 2003 ISBN 80-7226-311-0

9.2. Internetové odkazy

[4] www.tranza.cz

[5] www.gumex.cz

[6] www.rulmeca.com

[7] www.abtech-cz.cz

[8] www.teatechnik.cz

9.3. Použité normy

[9] ČSN 26 3102 Dopravní zařízení. Pásové dopravníky. Zásady výpočtu, schválené 14.7.1988 s účinností od 1.7.1989

10. Přílohy

Výkres sestavy:

1-A01

Výkres podsestavy napínací stanice:

2-P01

CD: Bakalářská práce