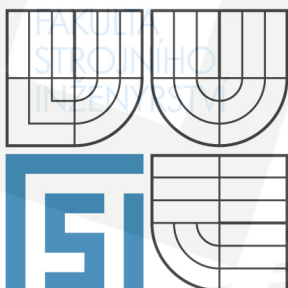


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VODOROVNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

HORIZONTAL BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JURAJ ŠMOTLÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ ŠPIČKA, CSc.

BRNO 2008

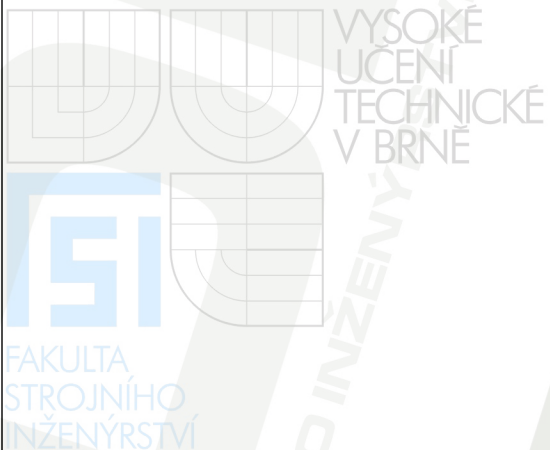


Anotácia

Cieľom tejto bakalárskej práce je návrh konštrukčný vodorovného pásového dopravníka dĺžky 50m s prepravnou kapacitou 160 t/hod. Prepravovaným materiálom je kamenivo. Táto práca obsahuje funkčný výpočet a určenie hlavných rozmerov dopravníka, návrh pohonu a pevnostný výpočet hnaného hriadeľa.

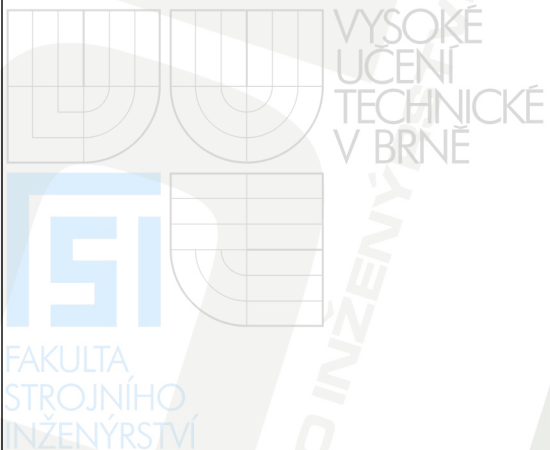
Annotation

The point of this bachelor's thesis is suggestion construction of horizontal belt conveyor 50 meters long with transport capacity 160 tons per hour. The rubble is transported material. This project contains functional calculation and conveyor main proportions determination, drive suggestion and driven shaft fortress calculation.



Bibliografická citácia mojej práce:

ŠMOTLÁK, J. *Vodorovný pásový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 26 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Špička, CSc.



Prehlasujem, že som túto bakalársku prácu vypracoval sám bez cudzej pomoci s použitím literatúry v nižšie uvedenom zozname.

V Brne 22.5. 2008

Juraj Šmotlák

.....
podpis



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Chcel by som sa poďakovať hlavne vedúcemu svojej bakalárskej práce Ing. Jiřímu Špičkovi, CSc. za pripomienky a rady ktoré mi pomohli pri realizácii práce a taktiež všetkým, ktorý mi poskytli cenné rady.

V Brne 22.5. 2008

Juraj Šmotlák

.....
podpis

Obsah:

1	Úvod	1
2	Konstrukčný návrh pásového dopravníku	2
2.1	Dopravný pás	3
2.2	Poháňacia stanica	4
2.3	Hnaný bubon	5
2.4	Nosná konštrukcia a pražce	5
2.5	Nosné valčeky	6
2.6	Čistič pásu	7
3	Výpočty	8
3.1	Funkčné výpočty	8
3.1.1	Voľba dopravnej rýchlosti	8
3.1.2	Určenie šírky pásu	8
3.1.3	Výpočet hlavných odporov	8
3.1.4	Výpočet vedľajších odporov	9
3.1.5	Prídavné odpory	10
3.1.6	Výsledný odpor	10
3.1.7	Výkon hnacieho elektromotoru	10
3.1.8	Korekcia výkonu motora	10
3.1.9	Sily v páse	11
3.2	Pevnostné výpočty	12
3.2.1	Kontrola pásu	12
3.2.2	Kontrola hriadeľa napínacieho bubna	12
3.2.3	Kontrola životnosti ložísk	16
4	Záver	17
5	Zoznam použitej literatúry	18
6	Zoznam použitých skratiek a symbolov	19
7	Zoznam príloh	21



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

1 Úvod

Cieľom mojej záverečnej bakalárskej práce je návrh vodorovného pásového dopravníka. Mám za úlohu navrhnuť pohon, hlavné rozmery dopravníka a spraviť funkčné a pevnostné výpočty. Podľa zadania je dopravník určený na prepravu kameniva o zrnitosti 0 – 63mm s dopravným výkonom 160 000 kg/hod na vzdialenosť 50m. Dopravník bude pracovať vo vonkajšom prostredí pravdepodobne v kameňolome.

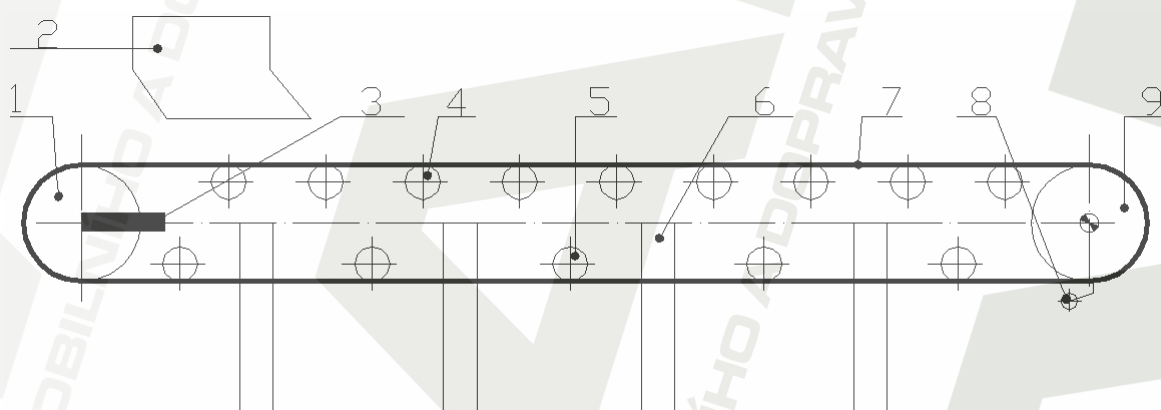
Dopravníky slúžia k preprave sypkých alebo kusových materiálov. Okrem vodorovných dopravníkov sa konštruujú aj šikmé dopravníky, ktoré sú vhodné na prekonanie klesania alebo stúpania v závislosti od druhu prepravovaného materiálu a použitého pásu. Konštrukcia pásového dopravníka zabezpečuje plynulý presun materiálu bez otrasov a vibrácií. Sú vhodné pre široký rozsah výkonov a vzdialeností.

2 Konštrukčný návrh pásového dopravníku

Základnou časťou pásového dopravníku je pás. Volím pogumovaný pás s textilnou vložkou. Pás je podopieraný valčekovými stolicami. Pre hornú vetvu je použitá rovná stolica s jedným valčekom. Vratná vetva je taktiež osadená stolicami s jedným valčekom. Na násypnom konci dopravníka je umiestnené napínacie zariadenie, ktoré zaistí dostatočné napnutie pásu. Na druhej strane dopravníka je umiestnená poháňacia stanica spolu s čističom pásu.

Keďže som si ako pohon zvolil elektrobubon, tak po dohode s vedúcim mojej bakalárskej práce sme pozmenili zadanie a namiesto kreslenia podzostavy pohonu a výkresu hnacieho hriadeľa urobím podzostavu napínacieho bubna a výkres hnaného hriadeľa.

Obr. 1 – schéma dopravníku



- 1 – Hnaný bubon
- 2 – Násypka
- 3 – Napínacie zariadenie
- 4 – Valčeky hornej stolice
- 5 – Valčeky dolnej stolice

- 6 – Nosná konštrukcia
- 7 – Dopravný pás
- 8 – Čistič pásu
- 9 – Hnací elektrobubon

2.1 Dopravn ps

Základnou časťou dopravníku je ps, preto požiadavky na kladen sú vysok. Ide hlavne o:

- odolnosť proti oteru
- vysok pozdlna tuhosť
- nízka hmotnosť
- vysok pevnosť
- dlh ivotnos

Ps je tvoren textilnou kostrou obalenou ochrannými vrstvami z gummy. Kostra je zloen z 2 až 14 textilných vloiek. Horn ochrann vrstva chráni ps pred abrazvnymi inkami prepravovaného materiálu prípadne počasia, prcom doln vrstva chráni ps pred inkami nosných valčekov a bubnov.

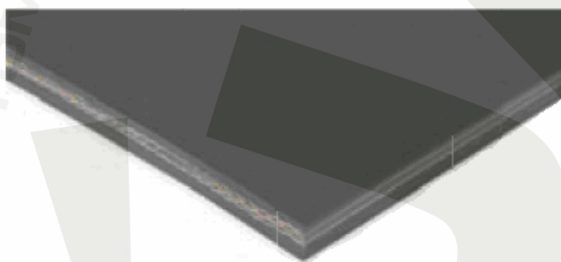
Pre navrhovan dopravník som zvolil ps od firmy GUMEX, s.r.o. :

- **typ:** EP400/3 – Priov pásy pre priemyseln použitie
- **pracovn teplota:** -60°C/+60°C
- **počet vloiek:** 3, sila pásu cca 10mm
- **rka pásu:** 500mm
- **krycie vrstvy:** 3mm horn vrstva, 1,5mm doln vrstva
- **kategória:** AA
- **min.  hnacieho bubna:** 315mm
- **hmotnosť:** 5,20kg

Označenie pásu:

EP 400/3 .500 3+1,5 AA podl'a [5]

Obr.2 – rez pásom



2.2 Poháňacia stanica

Ako pohon som zvolil elektrobubon. Je to vhodné riešenie na pohon pásových dopravníkov. Oproti použitiu motoru s prevodovkou je tento spôsob pohonu dopravníku lepší hlavne pre svoje minimálne rozmery.

Ďalšie výhody sú:

- chladenie a mazanie jednou olejovou náplňou
- jednoduchá zapúzdená konštrukcia s minimálnymi rozmermi
- riadenie rýchlosti vo veľkom rozsahu

Elektrobubon môže byť použitý v prerušovanom alebo nepretržitom chode. Výmena olejovej náplne je možná bez demontáže motoru a je zabezpečená pomocou výpustného ventilu. Potrebné množstvo oleja sa určuje na základe dĺžky a priemeru valca a je predpísaná výrobcom.

Povrch bubna je pogumovaný pre lepšie vedenie pásu.

Obr.3 – konštrukcia elektrobubna

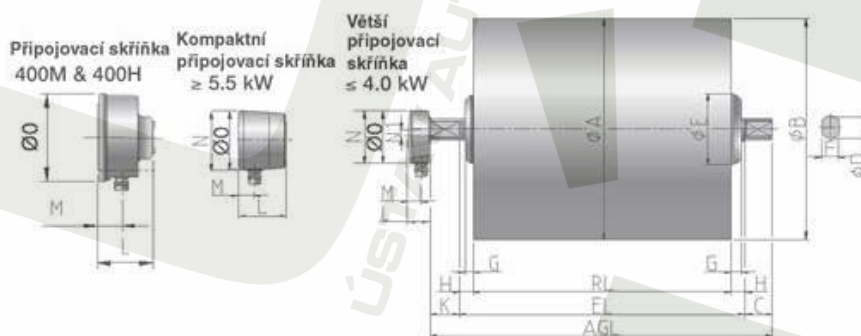


Na pohon dopravníku som si vybral elektrobubon od firmy Rulmeca, podľa [7]

Tab.1

Typ	Priemer (mm)	Prevedenie	Výkon (kW)	Šírka (mm)	Rýchlosť (m/s)	Max. radiálne zaťaženie (N)
400 L	404	Ľahké	3	600	0,8 – 2,5	20000

Obr. 4



2.3 Hnaný bubon

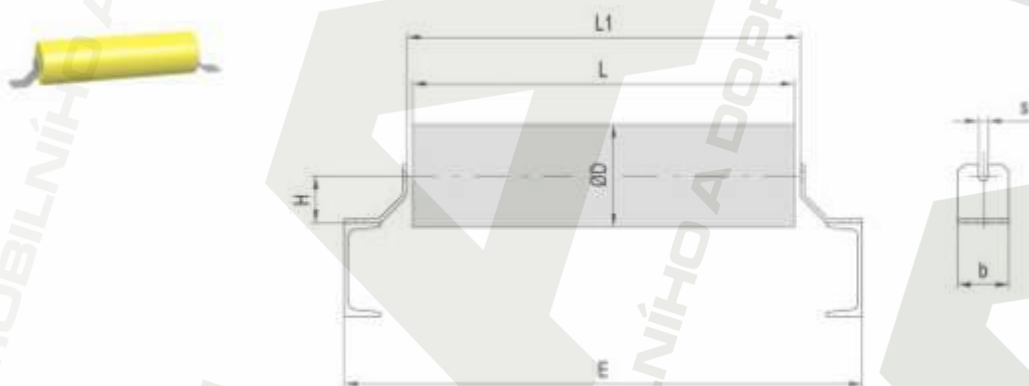
Hnaný bubon je zvarovaný z ocelevej rúry a plechu kruhového tvaru. . Povrch bubna je z vonkajšej strany pogumovaný, čo ovplyvní súčiniteľ trenia a je dosiahnuté lepšie vedenie pásu. V mojom prípade slúži hnaný bubon aj ako napínací. Napínanie je zabezpečené pomocou hydraulického valca.

2.4 Nosná konštrukcia a pražce

Nosná konštrukcia valčekových stolíc je zvarovaná z tyče profilu U 180 ČSN 42 5570 , materiál je oceľ triedy 11 373. Valčekové stolice sú na nosnú konštrukciu priskrutkované v rôznych vzdialenostiach pre hornú a dolnú vetvu. Na pražcoch sú prichytené valčeky

Pre hornú vetvu som zvolil jedno valčekovú stolicu s pražcami od firmy Tranza a.s. podľa [6]

Obr. 5

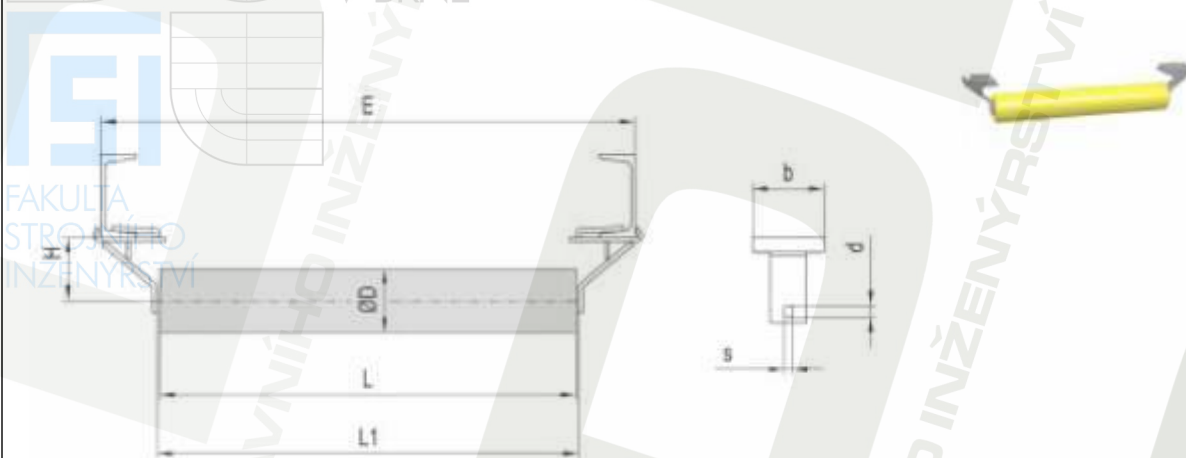


Tab. 2

Šírka pásu (mm)	Rozmery (mm)							
	E	D	L	L ₁	H	b	s	l
500	800	76	600	608	73	80	14	10 – 14

Pre dolnú vetvu som zvolil pražce taktiež od firmy Tranza a.s. podľa [6]

Obr. 6



Tab.3

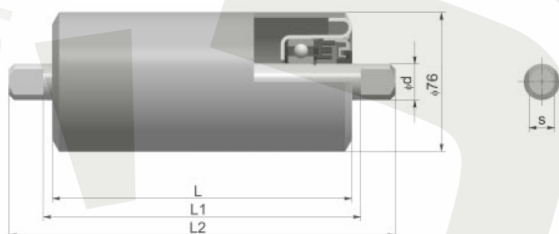
Šírka pásu (mm)	Rozmery (mm)									
	E	D	L	L ₁	H	b	d	s	[	
400-800	700-1150	76	500-950	508-958	84	100	20	14	10 – 14	

2.5 Nosné valčeky

Nosné valčeky som zvolil pre hornú aj dolnú vetvu rovnaké a vybral som ich z katalógu firmy Tranza a.s.

Označenie valčekov: F – 076x600 / 6204 / A / PP.1003 podľa [6]

Obr. 7



Tab.4

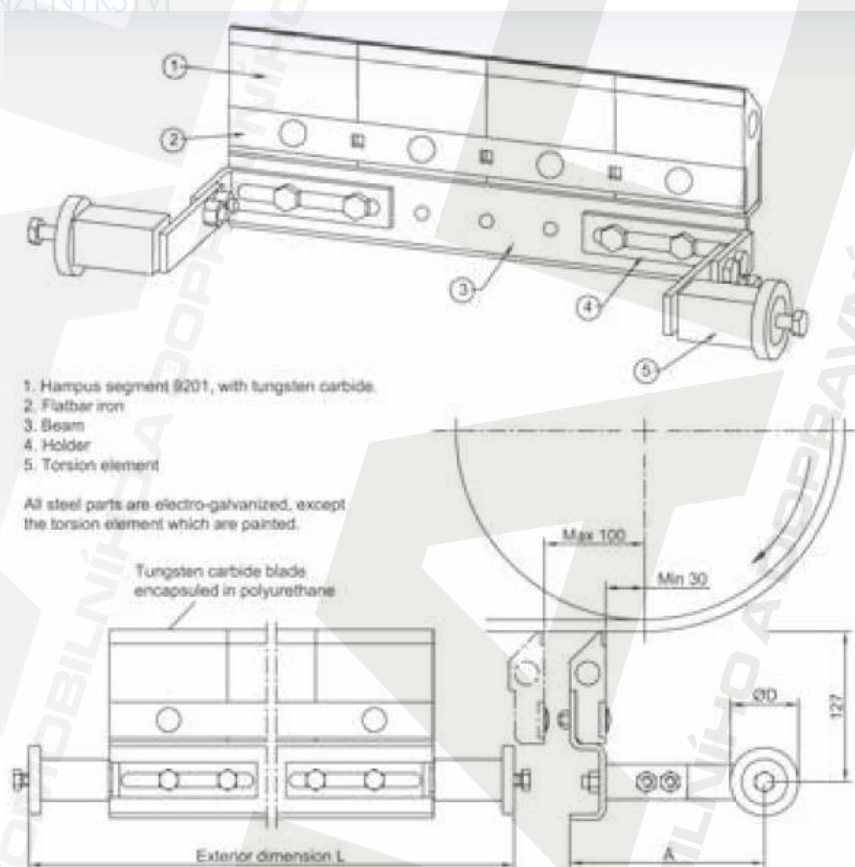
Rozmery (mm)			Hmotnosť (kg)		Šírka pásu (mm)
L ₁	L ₂	L ₃	rotačnej časti	celková	
600	608	626	3,3	5,0	500

2.6 Čistič pásu

Pri doprave materiálu a obzvlášť vlhkého a lepkavého sa dopravný pás znečisťuje. Keď znečistený pás prechádza po valčekoch spodnej vetvy, tak sa zväčšuje opotrebenie pásu a valčekov, ako aj narastajú odpory. Preto sa používajú čističe pásu. Najjednoduchšia forma čističa je z mäkkej gumy pritlačovanej k bubnu.

Rozhodol som sa použiť čistič od firmy Vendig AB Sweden [9]

Obr. 8 – čistič pásu



Tab.5

Typ	Šírka pásu [mm]	Poč. čistiacich segmentov	Šírka čističa [mm]	L [mm]	ØD [mm]	A [mm]	Hmotnosť [kg]
9205	500	5	500	582-682	58	166	4,8



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

3 Výpočty

3.1 Funkčné výpočty

3.1.1 Voľba dopravnej rýchlosti

Pre dopravu kameniva volím $v = 2 \text{ m/s}$ podľa [1] str.148, tab.8.3

3.1.2 Určenie šírky pásu

Teoretický prierez náplne materiálu

$$S = \frac{Q}{3600 * v * \rho} = \frac{160000}{3600 * 1750 * 2} = 0,01269 \text{ m}^2 \quad (1)$$

Q – dopravný výkon.....zadané

v – dopravná rýchlosť.....volené

ρ – objemová hmotnosť.....zadané

Z vypočítaného prierezu volím podľa [1] str.149, tab.8.4 šírku pásu

$B = 500 \text{ mm}$

Využitá ložná šírka pásu

$$b = 0,9 * B - 0,05 = 0,9 * 0,5 - 0,05 = 0,4 \text{ m} \quad (2)$$

3.1.3 Výpočet hlavných odporov

$$O_H = f * L * g * [(q_1 + 2 * q_2) * \cos \alpha + q_{rh} + q_{rd}]$$

$$O_H = 0,0214 * 9,81 * 50 * [(22,22 + 2 * 2,6) * \cos 0 + 3,3 + 1,32] \quad (3)$$

$$O_H = 336,337 \text{ N}$$

L – dĺžka dopravníkazadané

g – gravitačné zrýchlenie.....zadané

α – sklon dopravníka.....zadané

Globálny súčiniteľ odporu

$$f = f_1 * k_2 = 1,07 * 0,02 = 0,0214 \quad (4)$$

f_1 – globálny súčiniteľ trenia pri teplote 20°C.

k_2 – teplotný súčiniteľ volené podľa [1] str.152, obr.8.19

Tiažová sila dopravovaného materiálu na 1m dĺžky

$$q_1 = \frac{I_v * \rho}{v} = \frac{S * v * k * \rho}{v} = \frac{0,0126 * 2 * 1 * 1750}{2} = 22,222 \text{ kg / m} \quad (5)$$

v – dopravná rýchlosť.....volené
 ρ – objemová hmotnosť.....zadané
 S – teoretický prierez náplne materiálu.....vypočítané v (1)
 k – súčiniteľ sklonu dopravníka.....zadané

Tiažová sila od hmotnosti 1m pásu

$$q_2 = m_p * B = 5,2 * 0,5 = 2,6 \text{ kg / m} \quad (6)$$

m_p – hmotnosť pásu.....volené z [4]
 B – šírka pásu.....volené

Tiažová sila od rotujúcich častí horných valčekov na 1m dĺžky dopravníka

$$q_{rh} = \frac{G_r * n_h}{t_h} = \frac{3,3 * 1}{1} = 3,3 \text{ N / m} \quad (7)$$

G_r – tiažová sila od rotujúcich častí 1 valčeka.....volené z [5]
 n_h – počet valčekov v hornej vetve.....volené
 t_h – rozteč horných valčkových stolíc.....volené

Tiažová sila od rotujúcich častí dolných valčekov na 1m dĺžky dopravníka

$$q_{rd} = \frac{G_r * n_d}{t_d} = \frac{3,3 * 1}{2,5} = 1,32 \text{ N / m} \quad (8)$$

G_r – tiažová sila od rotujúcich častí 1 valčeka.....volené z [5]
 n_d – počet valčekov v dolnej vetve.....volené
 t_d – rozteč dolných valčkových stolíc.....volené

3.1.4 Výpočet vedľajších odporov

$$O_v = O_{v1} + O_{v2} + O_{v3} = 44,44 + 350 + 100 = 494,44 \text{ N} \quad (9)$$

Odpor v násypke vzniknutý zrýchlením materiálu dopadajúceho na pás

$$O_{v1} = I_v * \rho * (v - v_0) = 0,02539 * 1750 * (2 - 1) = 44,44 \text{ N} \quad (10)$$

v₀ – rýchlosť materiálu dopadajúceho na pás.....volené

Odpor pásu vplyvom ohybu cez bubny

$$O_{v2} = (100 \text{ až } 250) - \text{pre jeden bubon}$$

$$O_{v2} = 2 * 175 = 350 N \quad (11)$$

O_{v2}volené podľa [1] str.154

Odpor v ložiskách hnanych bubnov

$$O_{v3} = (50 \text{ až } 150) - \text{pre jeden bubon}$$

$$O_{v3} = 100 N \quad (12)$$

O_{v3}volené podľa [1] str.154

3.1.5 Prídavné odpory

Odpor čističa pásu

$$O_p = Z_c * (0,2 \approx 0,4) * B = 1 * 0,5 * 500 = 100 N \quad (13)$$

Z_c – počet čističov.....volené

B – šírka pásu.....volené

3.1.6 Výsledný odpor

$$F = O_H + O_v + O_p = 336,337 + 494,44 + 100 = 930,782 N \quad (14)$$

3.1.7 Výkon hnacieho elektromotoru

$$P = \frac{F * v}{\eta} = \frac{930,782 * 2}{0,8} = 2327 W = 2,3 kW \quad (15)$$

3.1.8 Korekcia výkonu motora

Pre prípad, že by sa zastavila dodávka elektrickej energie a dopravník by sa plne zaťažený zastavil, hrozilo by, že by sa nemusel zase rozbehnúť. Na prekonanie statických odporov preto zvýšim výkon elektromotoru o 20%.

$$P_k = 1,2 * P = 1,2 * 2327 = 2792 W = 2,8 kW \quad (16)$$

Podľa takto vypočítaného potrebného výkonu som zvolil elektrobubon firmy Rulmecavid'. v časti 2.2 Poháňacia stanica

3.1.9 Sily v páse

Prenos obvodovej sily na pohnacm bubne

$$F_{2\min} \geq F_{U\max} * \frac{1}{e^{\mu * \varphi} - 1} = F * \xi * \frac{1}{e^{\mu * \varphi} - 1}$$

$$F_{2\min} \geq 930,782 * 1,5 * \frac{1}{e^{0,35 * 3,14} - 1} = 697,097 N \quad (17)$$

μ – suinitel' trenia medzi hnacím bubnom a pásom.....volené z [3] tab. 4

φ – uhol opsania hnacieho bubnu v [rad].....zadan

ξ – suinitel' rozbehu.....volené z [3]

Obmedzenie podl'a previsu pásu

Pre horn vetvu:

$$F_{\min} \geq \frac{t_h (q_2 + q_1) * g}{8(h/a)_{adm}} = \frac{1 * (2,6 + 22,22) * 9,81}{0,012} = 20292,17 N \quad (18)$$

t_h –volené

q_1 –vypoitan (5)

q_2 –vypoitan (6)

$8(h/a)_{adm}$ –volené

Pre doln vetvu:

$$F_{\min} \geq \frac{t_d * q_2 * g}{8(h/a)_{adm}} = \frac{2,5 * 2,6 * 9,81}{0,012} = 5313,75 N \quad (19)$$

t_d –volené

Najväčšia ťahov sila v páse

$$F_{\max} \approx F_1 \approx F * \xi \left(\frac{1}{e^{\mu * \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (20)$$

$$F_{\max} = 930,782 * 1,5 \left(\frac{1}{e^{0,35 * 3,14} - 1} + 1 \right) = 2093,27 N$$

3.2 Pevnostné výpočty

3.2.1 Kontrola pásu

$$\begin{aligned} F_{dov} &> F_{\max} \\ F_p * B &> F_{\max} \\ 40 * 500 &> 2093 \\ 20000 &> 2093 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (21)$$

F_p – pevnosť pásu.....volené podľa z [4]

Určenie skutočného ťahu v páse namáhajúceho os bubna

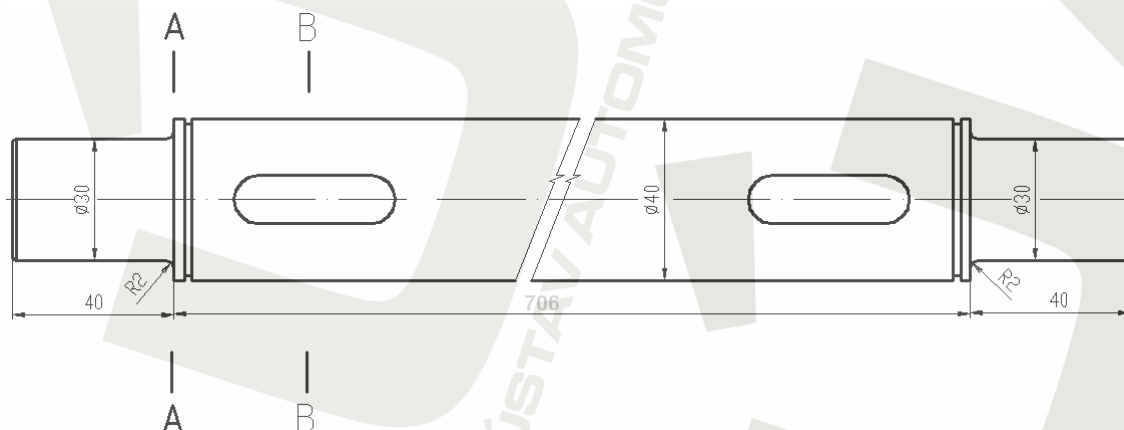
$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu * \varphi}} = \frac{2093,27}{e^{0,35 * 3,14}} = 697,097 N \quad (22)$$

$$F_s = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} = \sqrt{2093,27^2 + 697,097^2} = 2206,293 N \quad (23)$$

Z vypočítaného ťahu v páse vyplýva, že vybraný elektrobubon je navrhnutý z dostatočnou rezervou voči radiálnemu zaťaženiu.

3.2.2 Kontrola osi napínacieho bubna

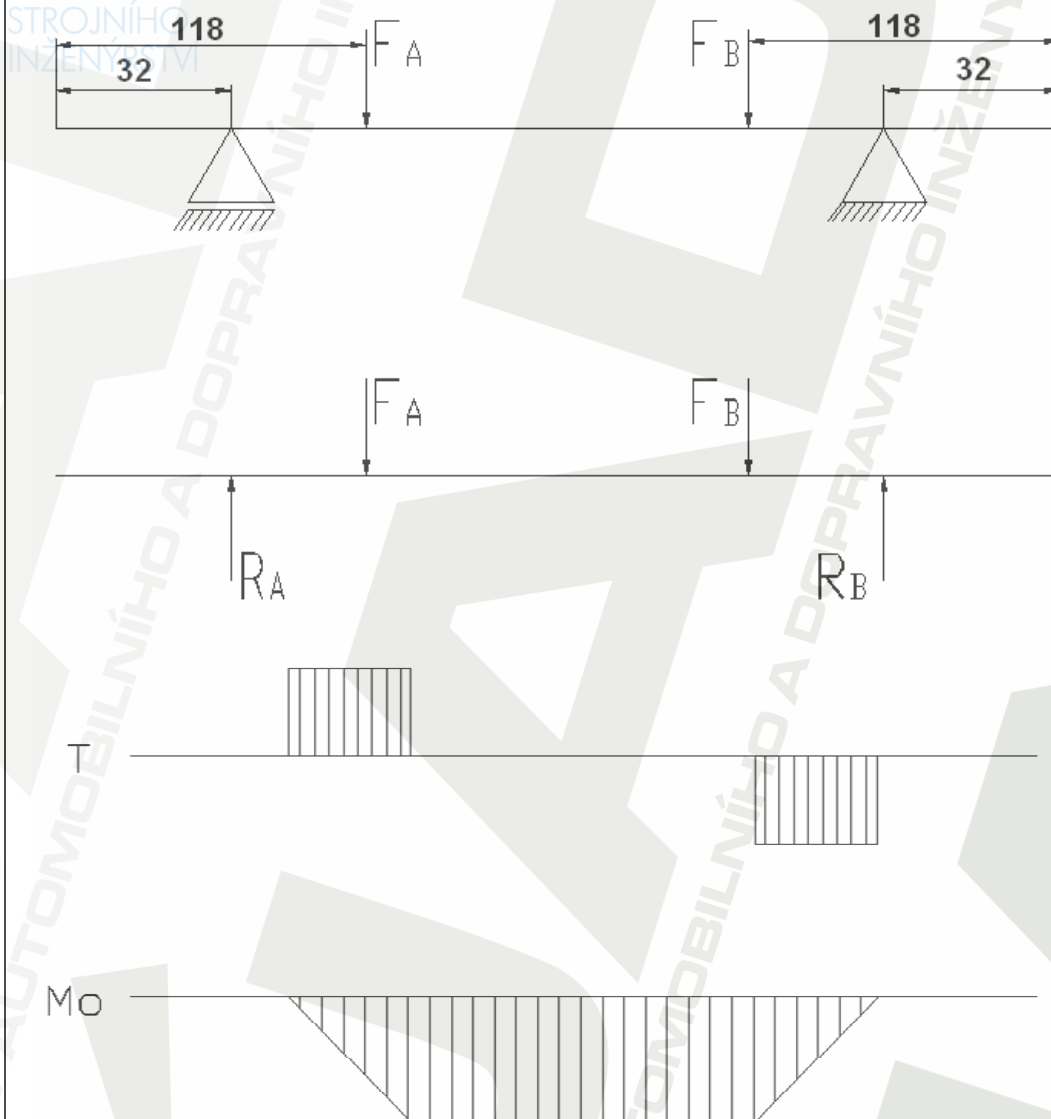
Obr. 9 – návrh hriadeľa



Tab.6 – návrh materiálu

Materiál	R_m [MPa]	R_e [MPa]	σ_{oc} [MPa]	σ_c [MPa]
11 500	520	280	225	145

Obr. 10 – priebeh VVÚ



Výpočet reakcie v ložiskách

$$R_A = R_B = \frac{F_s}{2} = \frac{F_A + F_B}{2} = 1103N \quad (24)$$

Prierez A Statická bezpečnosť

Napätie v ohybe

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_A * c}{\frac{\pi * d^3}{32}} = \frac{1103 * 8 * 32}{\pi * 30^3} = 3,32 MPa \quad (25)$$

$$\sigma_{o \max} = \alpha_k * \sigma_o = 1,82 * 3,32 = 6,05 MPa \quad (26)$$

Bezpečnosť

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{o \max}} = \frac{280}{6,05} = 46,21 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (27)$$

M_o – ohybový moment.....vypočítané
 W_o – modul prierezu..vypočítané
 d – minimálny priemer hriadeľavolené
 α_k – súčiniteľ tvaru.....volené [4]

Dynamická bezpečnosť

Vrubový súčiniteľ

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{\sqrt{p'}}{\sqrt{R}}} = 1 + \frac{1,82 - 1}{1 + \frac{0,38}{\sqrt{2}}} = 1,646 \quad (28)$$

R – rádius na osadní hriadeľavolené
 p' – neuberová elementárna časť.....volené z [4]

Komplexný vrubový súčiniteľ

$$\beta^* = \frac{\varepsilon * v}{\beta} = \frac{0,9 * 0,8}{1,646} = 0,437 \quad (29)$$

ε – súčiniteľ kvality povrchuvolené z [4]
 v – súčiniteľ veľkostivolené z [4]

Redukovaná medza únavy

$$\sigma_c^* = \sigma_{oc} * \beta^* = 225 * 0,437 = 98,4 MPa \quad (30)$$

Bezpečnosť

$$k_o = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_o} = \frac{98,4}{3,32} = 29,6 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (31)$$

Prierez B **Statická bezpečnosť**

Napätie v ohybe

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_A \cdot c}{W_o} = \frac{1103 \cdot (118 - 32)}{5377,65} = 17,64 \text{ MPa} \quad (32)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (D - t)^2}{2 \cdot D} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} - \frac{12 \cdot 4,9(40 - 4,9)^3}{2 \cdot 40} = 5377,65 \text{ mm}^3 \quad (33)$$

t, b – zvolené podľa pera [2]

$$\tau = \frac{R_A}{\frac{\pi(D-t)^2}{4}} = \frac{1103}{\frac{\pi(40-4,9)^2}{4}} = 1,14 \text{ MPa} \quad (34)$$

$$\sigma_{o \max} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{17,64^2 + 3 \cdot 1,14^2} = 17,75 \text{ MPa} \quad (35)$$

Bezpečnosť

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{o \max}} = \frac{280}{17,75} = 15,77 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (36)$$

Dynamická bezpečnosť

Súčiniteľ veľkosti telesa

$$\nu = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{D}{10}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{40}{10}} = 0,89 \quad (37)$$

Vrubový súčiniteľ drážky

$$\beta^* = 1,51 - 2,22 \cdot 10^{-3} (10^3 - R_m)^{0,75} = 1,51 - 2,22 \cdot 10^{-3} (10^3 - 520)^{0,75} = 1,282 \quad (38)$$

Súčiniteľ kvality povrchu

$$e^{-6,9 \cdot 10^{-5} \cdot R_m} = e^{-6,9 \cdot 10^{-5} \cdot 520} = 0,964 \quad (39)$$

Redukovaná medza únavy

$$\sigma_c^* = \sigma_o^* \cdot \beta^* = 17,64 \cdot 1,282 = 22,61 \text{ MPa} \quad (40)$$

Bezpečnosť

$$k_o = \frac{\sigma_{oc} \cdot \varepsilon_p \cdot \nu_o}{\sigma_c^*} = \frac{255 \cdot 0,964 \cdot 0,89}{22,61} = 9,67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (41)$$

3.2.3 Kontrola životnosti ložísk

Hriadel' bude uložený v ložiskách od firmy SKF Ložiska, a.s.
Zvolil som: ložisko – 6206 podľa [8]

Únosnosť ložiska: statická $C_0 = 11\,200 \text{ N}$
 dynamická $C = 20\,300 \text{ N}$

Výpočet trvanlivosti

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^p \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{20300}{1103,54} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 96} = 1080690 \text{ h} \quad (42)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1103 + 0 = 1103 \text{ N} \quad (43)$$

$F_r = R_A = R_B$vypočítané v (24)

$F_a = 0$

$X = 1$volené z

$Y = 0$volené z

$n = 96 \text{ 1/min}$vypočítané

Životnosť ložiska je postačujúca



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

4 Záver

Cieľom vyššie vpracovanej bakalárskej práce bolo navrhnuť vodorovný pásový dopravník. Spravil som funkčný výpočet s určením hlavných rozmerov dopravníka, návrh pohonu ako aj pevnostný výpočet hnaného hriadeľa, čím som splnil body zadania. Pri výpočtoch som postupoval podľa platnej normy ČSN ISO s použitím literatúry uvedenej v zozname.

Pri návrhu komponentov dopravníka som sa snažil využívať komponenty z katalógov firiem, ktoré sa zaoberajú výrobou týchto častí, hlavne z dôvodu zníženia nákladov na výrobu dopravníka.

5 Zoznam použitej literatúry

- [1] Gajdušek J., Škopán M. : **Teorie dopravních a manipulačních zařízení**, 1 vydání, Vysoké učení technické v Brně 1988
- [2] Leinveber J., Řasa J., Vávra P., : **Strojnické tabulky**, Scientia, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství, Praha 6, v roce 2000, ISBN 80-7183-164-6
- [3] Kosina J., Medek Z., : **Pásové dopravníky s nosnými válečky**, ČSN ISO 5048, Výzkumný ústav transportních zařízení, Praha, 1993
- [4] Kolář D. a kolektiv : **Části a mechanismy strojů, Konštrukční cvičení I, návody a podklady**, 2. vydanie, Vysoké učení technické v Brně 2000, ISBN 80-86490-74-2
- [5] Katalóg firmy GUMEX
Dostupný na:
http://www.gumex.cz/pdf/07_pasy.pdf
- [6] Katalóg firmy TRANZA
Dostupný na:
<http://www.tranza.cz/cs/produkty/dopravni-komponenty/valecky/>
<http://www.tranza.cz/cs/produkty/dopravni-komponenty/prazce/>
- [7] Katalóg firmy RULMECA
Dostupný na:
<http://www.rulmeca.com/modules/cms/prcatpage.php?cc=3&pc=31>
- [8] Katalóg firmy SKF a.s.
Dostupný na:
<http://www.skf.com/files/515051.pdf>
- [9] Katalóg firmy Vendig AB
Dostupný na:
http://www.vendig.se/website1/sd_page/13/2/index.php?item=prod_prod-s1/12

6 Zoznam použitých skratiek a symbolov

Veličina	Jednotka	Popis
b	m	Využitá ložná plocha pásu
B	m	Šírka pásu
c	mm	Rozstup
C	N	Dynamická únosnosť ložiska
C_o	N	Statická únosnosť ložiska
d	mm	Minimálny priemer hriadeľa
e	–	Základ prirodzených logaritmov
f	–	Globálny súčiniteľ odporu
f_l	–	Globálny súčiniteľ trenia
F	N	Výsledný odpor
F_1	N	Ťah v páse vo vetve nabiehajúcej na bubon
F_2	N	Ťah v páse vo vetve zbíhajúcej z bubna
F_a	N	Axiálna sila
F_{dov}	N	Dovolené napätie v páse
F_{max}	N	Najväčší ťah v páse
F_{min}	N	Najmenší ťah v páse
F_p	N	Pevnosť pásu
F_r	N	Radiálna sila
F_s	N	Skutočný ťah v páse
F_U	N	Potrebná obvodová sila na poháňacom bubne
g	m/s^2	Gravitačné zrýchlenie
G_r	N	Tiažová sila od rotujúcich častí jedného valčeka
$(h/a)_{adm}$	–	Dovolený relatívny previs pásu medzi valčekovými stolicami
k	°	Súčiniteľ sklonu dopravníka
k_2	–	Teplotný súčiniteľ
k_o	–	Dynamická bezpečnosť
k_k	–	Statická bezpečnosť
L	m	Dĺžka dopravníka
L_h	h	Trvanlivosť ložiska
m_p	kg/m^2	Hmotnosť pásu
M_o	N/m	Ohybový moment
n	1/min	Otáčky
n_d	–	Počet valčekov v dolnej vetve
n_h	–	Počet valčekov v hornej vetve
O_H	N	Hlavné odpory
O_P	N	Prídavné odpory
O_V	N	Vedľajšie odpory
O_{V1}	N	Odpor v násypke vzniknutý zrýchlením materiálu
O_{V2}	N	Odpor pásu vplyvom ohybu cez bubny
O_{V3}	N	Odpor v ložiskách hnaných bubnoch
p'	–	Neuberová elementárna častica
P	W	Výkon hnacieho motora
P_k	W	Korigovaný výkon motora

q_1	kg/m	Tiažová sila dopravovaného materiálu na 1m dĺžky
q_2	kg/m	Tiažová sila od 1m pásu
q_{rd}	N/m	Tiažová sila od rotujúcich častí horných valčekov na 1m dĺžky
q_{rh}	N/m	Tiažová sila od rotujúcich častí dolných valčekov na 1m dĺžky
Q	kg/h	Dopravný výkon
R	mm	Rádius na osadení hriadeľa
R_A, R_B	N	Reakcie v ložiskách
S	m ²	Teoretický prierez náplne
t_d	m	Rozteč dolných valčekových stolíc
t_h	m	Rozteč horných valčekových stolíc
v	m/s	Dopravná rýchlosť
v_o	m/s	Rýchlosť materiálu dopadajúceho na pás
W_o	m ³	Modul prierezu
X	–	Súčiniteľ radiálneho zaťaženia
Y	–	Súčiniteľ axiálneho zaťaženia
Z_c	–	Počet čističov
α	°	Sklon dopravníka
α_k	–	Súčiniteľ tvaru
β	–	Vrubový súčiniteľ
β^*	–	Komplexný vrubový súčiniteľ
ε	–	Súčiniteľ kvality povrchu
ζ	–	Súčiniteľ rozbehu
η	–	Účinnosť
μ	–	Súčiniteľ trenia medzi poháňacím bubnom a pásom
ν	–	Súčiniteľ veľkosti
ρ	–	Objemová hmotnosť
σ_c^*	MPa	Redukovaná medza únavy
σ_o	MPa	Napätie v ohybe
σ_{omax}	MPa	Maximálne napätie v ohybe
φ	rad	Uhol opásania hnacieho bubna



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

7 Zoznam príloh

Návrhová zostava dopravníka

00 3p/21-08/05

Podzostava napínacieho bubna

01 3p/21-08/05

Hriadel' napínacieho bubna

1 3p/21-08/05

Kusovník

K 3p/21-08/05

CD

Bakalárska práca