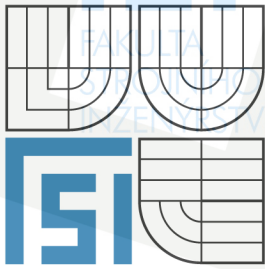


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN NĚMEC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Němec

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 pro dopravu stavební drti

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for transport of building chippings

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

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

Technické parametry:

- dopravní výkon 170 000kg.h-1
- osová vzdálenost 48m
- výškový rozdíl 6m
- dopravovaný materiál - stavební drť zrnitosti 0 až 35 mm

Cíle bakalářské práce:

Proved'te:

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

Nakreslete:

- sestavný výkres dopravníku
- sestavu svarku rámu napínací stanice

Seznam odborné literatury:

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



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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 21.10.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Cílem této bakalářské práce, na téma pásový dopravník, je navrhnout funkční koncepci šikmého pásového dopravníku pro dopravu stavební drti na osovou vzdálenost 48 m s převýšením 6 m. Požadovaný výkon je 170t/hoh.

Tato práce obsahuje funkční výpočet podle normy ČSN ISO 5048 a určení hlavních rozměrů dopravníku, návrh pohonu, pevnostní výpočet hnaného hřídele bubnu.

Klíčová slova

Pásový dopravník, dopravní pás, stavební drť, válečková stolice, pohon dopravníku, napínací zařízení.

Annotation

The aim of this bachelor thesis with theme the belt conveyer is to propose a functional conception of an inclined belt conveyer for transport of building crushed material up to the axial distance of 48 meters and with superelevation of 6 meters. The required output is 170 tonnes per hour.

This work contains functional calculation according to the norm ČSN ISO 5048 and determination of main proportions of the belt conveyer, proposal of conveyer traction, strength calculation of driven shaft.

Keywords

Belt conveyer, conveyor belt, building crushed material, idler, conveyer traction, tension system.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Bibliografická citace:

NĚMEC, J. Pásový dopravník pro dopravu stavební drti. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 36 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Čestné prohlášení:

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

V Brně dne 29. 5. 2009

Jan Němec

.....



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Poděkování:

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady a připomínky, které jsem použil v této práci.

Dále děkuji všem, kteří mi pomohli k dosažení mého cíle.

OBSAH

1. Úvod.....	8
1.1. Dělení pásových dopravníků.....	8
2. Koncepce řešení.....	8
2.1. Schéma pásového dopravníku.....	8
2.2. Nosná konstrukce.....	9
2.3. Válečkové stolice.....	9
2.3.1. Horní stolice- pracovní větev.....	9
2.3.2. Dolní stolice- vratná větev.....	10
2.4. Poháněcí stanice.....	10
2.5. Dopravní pás.....	11
2.6. Čistič pásu.....	11
3. Výpočet.....	12
3.1. Výpočet úhlu sklonu pásového dopravníku.....	12
3.2. Volba rychlosti dopravního pásu.....	12
3.3. Teoretický průřez.....	12
3.4. Volba pásu.....	13
3.5. Celková plocha průřezu náplně.....	13
3.6. Horní část.....	13
3.6.1. Korekce šířky pásu.....	13
3.6.2. Dynamický sypný úhel.....	14
3.7. Dolní část.....	14
3.8. Skutečná plocha průřezu náplně.....	14
3.8.1. Součinitel sklonu.....	14
3.8.2. Součinitel korekce.....	14
3.9. Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	15
3.10. Objemový dopravní výkon.....	15
3.11. Hmotnostní dopravní výkon.....	15
3.12. Motnost dopravovaného materiálu na 1m délky.....	15
3.13. Hmotnost 1m dopravního pásu.....	15
3.14. Volba válečků.....	15
3.15. Teoretická obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu.....	16
3.15.1. Výpočet hlavních odporů.....	16
3.15.1.1. Hmotnost rotujících částí válečků na 1m v horní větvi.....	16
3.15.1.2. Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve.....	16
3.15.2. Vedlejší odpory.....	16
3.15.2.1. Odpor setrvačných sil v místě nakládání a urychlování.....	17
3.15.2.2. Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování.....	17
3.15.2.3. Urychlovací délka.....	17
3.15.2.4. Odpor ohybu pásu na bubnech.....	17
3.15.2.5. Odpor v ložiskách hnaného bubnu.....	18
3.15.3. Přídavný hlavní odpor.....	18
3.15.3.1. Odpor vychýlených bočních válečků.....	18
3.15.4. Přídavný vedlejší odpor.....	18
3.15.4.1. Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením.....	18
3.15.4.2. Odpor čističů pásu.....	18
3.15.4.3. Dotyková plocha mezi čističem a pásem.....	19
3.15.4.4. Odpor shrnovače materiálu.....	19
3.15.5. Odpor k překonání dopravní výšky.....	19

3.16. Zvětšení obvodové síly na poháněcím bubnu	19
3.17. Potřebný provozní výkon poháněcího bubnu	19
3.18. Potřebný provozní výkon motoru	20
3.19. Návrh pohonu	20
3.20. Síly v pásu	20
3.21. Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	20
3.22. Maximální obvodová hnací síla	21
3.23. Omezení podle průvěsu pásu	21
3.23.1. Horní větev (nosná větev)	21
3.23.2. Dolní větev (vratná větev)	21
3.24. Největší tahová síla v pásu	21
3.25. Pevnostní kontrola pásu	22
3.26. Síla v nosné větvi	22
3.27. Síla ve vratné větvi	22
4. Pevnostní výpočet	22
4.1. Výsledná síla namáhající bubnu	22
4.2. Zatížení pláště bubnu s VVU	23
4.3. Volba materiálu	23
4.4. Velikost spojitého zatížení	24
4.5. Určení reakcí	24
4.6. Maximální ohybový moment	24
4.7. Výpočet rozměrů bubnu	25
4.8. Zatížení hřídele bubnu s VVU	25
4.9. Výpočet silových reakcí na hřídeli	26
4.10. Výpočet reakcí na hřídeli	26
4.11. Největší moment na hřídeli	26
4.12. Výpočet rozměrů hřídele	27
4.13. Průhyb mezi podporami	27
4.14. Kvadratický moment	27
5. Volba napínací stanice	28
5.1. Možnosti napínání dopravního pásu	28
5.2. Výpočet napínací síly	28
5.3. Výpočet pružiny	29
5.3.1. Výpočet tuhosti pružiny	29
5.3.2. Síla v pružině	29
5.3.3. Dovolené napětí v krutu	29
5.3.4. Průměr drátu pružiny	30
5.3.5. Napětí v krutu	30
5.3.5.1. Součinitel vlivu nerovnoměrnosti	30
5.3.6. Podmínka napětí	31
5.4. Obrázky napínací stanice	31
5.5. Popis napínání	32
6. Závěr	32
7. Zdroje	33
7.1. Použitá literatura	33
7.2. Použité normy	33
7.3. Použité internetové stránky	33
7.4. Použité katalogy	33
8. Seznam použitých symbolů	34
9. Seznam příloh	36

1. Úvod

Pásové dopravníky jsou nejrozšířenějším prostředkem kontinuální dopravy sypkých látek. Mohou být používány pro široký rozsah dopravních výkonů a vzdáleností.

1.1. Dělení pásových dopravníků

Dle literatury [2] se pásové dopravníky dělí:

Podle sklonu:

- a) Vodorovné
- b) Šikmé
- c) Lomené

Podle tažného elementu (druhu pásu)

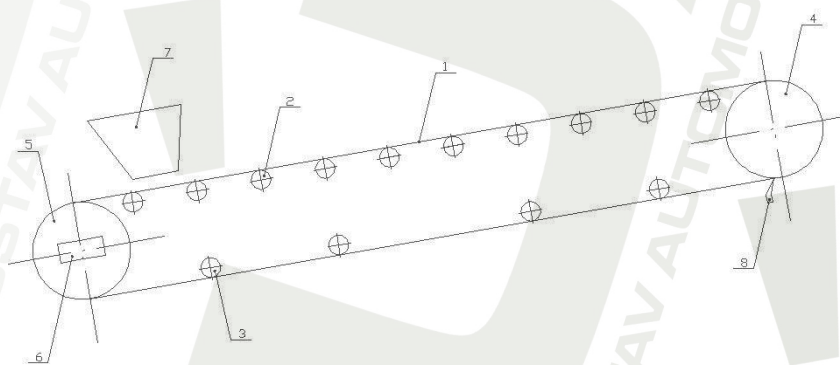
- a) Dopravníky s gumovým pásem (nebo pásem z PVC)
- b) Dopravníky s ocelovým pásem
- c) Dopravníky s ocelogumovým pásem
- d) Dopravníky s pásem z drátěného pletiva

Podle provedení nosné konstrukce

- a) Stabilní, jehož nosná ocelová konstrukce je pevně spojena se základem.
- b) Pojízdné a přenosné, pro malá dopravní množství a malé dopravní délky.
- c) Přesatvitelné, charakterizované velkou dopravní rychlostí a velkou dopravní délkou.

2. Koncepce řešení

2.1. Schéma pásového dopravníku



- 1- dopravní pás
- 2- nosné válečky horní stolice
- 3- nosné válečky dolní stolice
- 4- hnací buben
- 5- hnaný buben
- 6- napínací ústrojí
- 7- násypka
- 8- čistič pásu

Obr. 1- Schéma pásového dopravníku

2.2. Nosná konstrukce

Pro nosnou konstrukci jsem zvolil normalizovanou tyč průřezu U 160/70 ČSN 42 5570 o délce 12 metrů. Aby byla dodržena vzdálenost mezi profily budou navařeny příčnice z tyče U 50/38 o délce 600 mm.

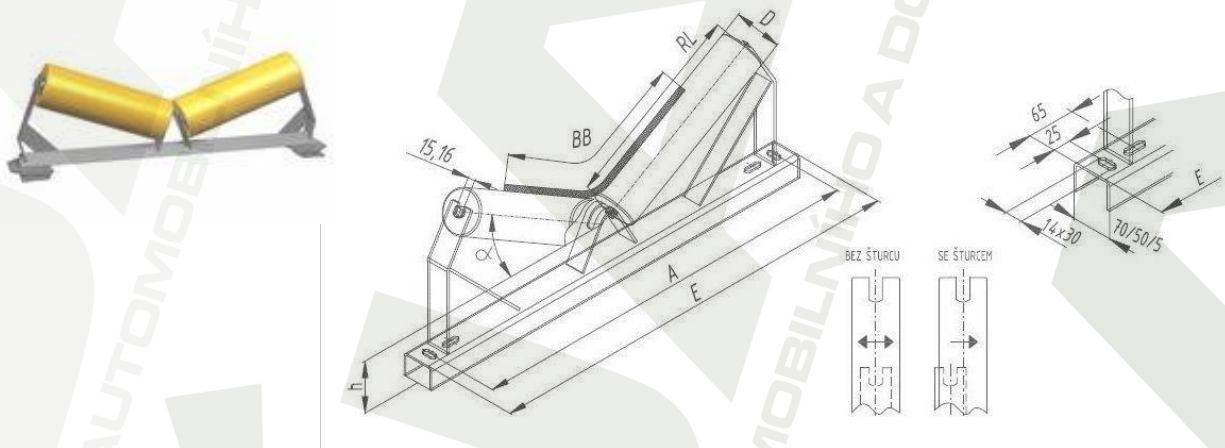
Podpěry jsou tvořeny tyčí profilu U 140/60 na jednom konci přivařené ke konstrukci a na druhém konci je přivařena patka s otvory pro připevnění k betonovému podstavci. Podpěry jsou mezi sebou svázané pomocí profilu L 60x40x7. Vzájemná vzdálenost mezi podpěrami je 6 m.

2.3. Válečkové stolice

Nesou dopravní pás mezi hnacím a hnaným bubnem v pracovní i vraté větvi. Stolice jsou odjímatelně přidělané k ocelové konstrukci. Válečky jsou uloženy v drážkách z ohnuté ploché oceli.

Volím válečkové stolice ze zdroje [5].

2.3.1. Horní stolice- pracovní větev

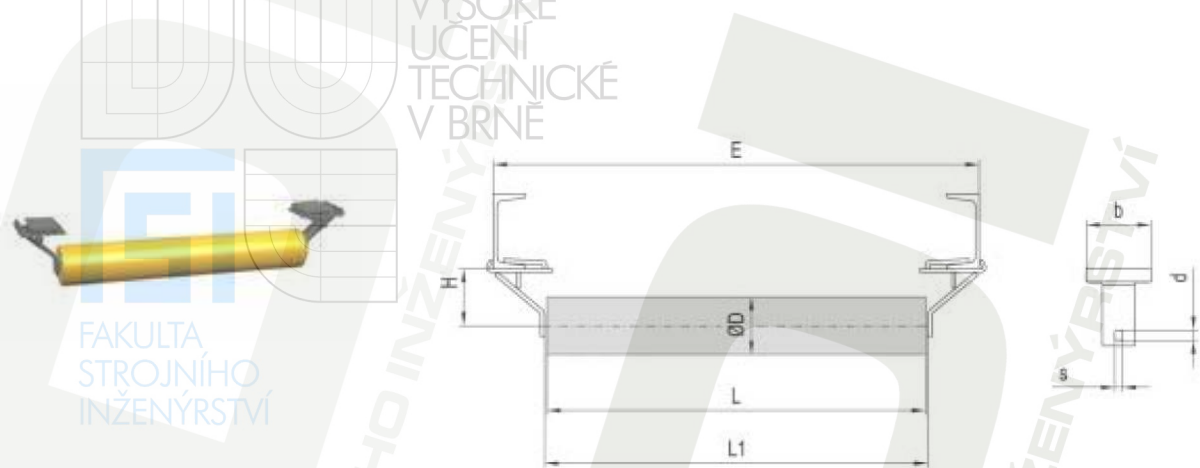


Obr. 2- Horní stolice

Tab.1- rozměry horní stolice

BB (mm)	α ($^{\circ}$)	D (mm)	RL (mm)	h (mm)	A (mm)	E (mm)	Váha (kg)
500	20	60	600	125	740	790	5,7

2.3.2. Dolní stolice- vratná větev



Obr. 3- Dolní stolice

Tab.2- rozměry dolní stolice

BB (mm)	E (mm)	D (mm)	L (mm)	L1 (mm)	H (mm)	B (mm)	d (mm)	s (mm)	Váha (kg)
500	790	60	600	608	84	100	20	14	1,4

2.4. Poháněcí stanice

Poháněcí stanice můžeme rozdělit do 2 skupin:

- Použití bubnu, který je spojen přes spojku a převodovku s motorem.
- Použití elektrobubnu.

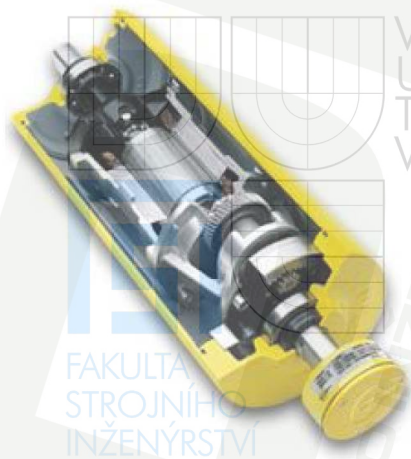
V mém případě jsem zvolil elektrobuben od firmy INTEROLL ze zdroje [7]. Výhodou je podstatné zjednodušení poháněcí stanice, malé rozměry, malé požadavky na údržbu. Povrch bubnu je pogumovaný pro zvětšení tření.

Hlavní parametry:

Výkon: 5,5 kW

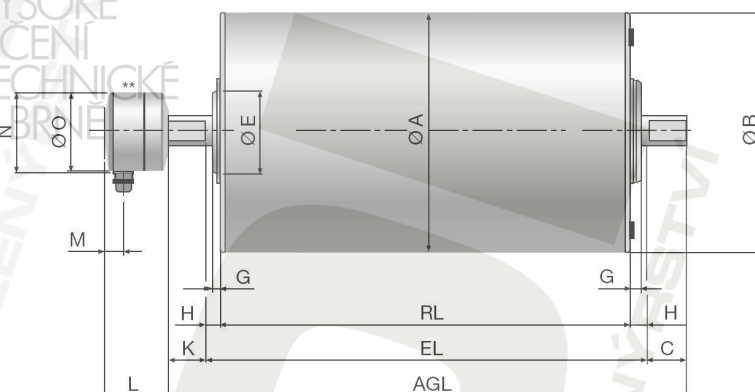
Kroutící moment: 380 Nm

Maximální radiální zatížení: 11500N



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



Obr. 4- Elektrobuben

Tab. 3- rozměry elektrobubny (mm)

Typ	øA	øB	C	E	EL	G	H	K	L	M	N	RL	AGL
320L	321	319	50	96	650	15	25	54	41	24	95	600	779

2.5. Dopravní pás

Dopravní pás je složen z nosné kostry (textilní vložky) tenkými vtvami měké pryže a krycími vrstvami. Horní krycí vrstva bývá zpravidla silnější než spodní.

Volím pás ze zdroje [6].

Firma: **Gumex**

Typ: 315/3EP Z

Šířka pásu: $B= 500\text{mm}$

Tloušťka pásu: $t_p= 9,8\text{mm}$

Plošná hmotnost: $m_2=6\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$

Poměrné prodloužení při dovoleném namáhání: max 2%

Pevnost v tahu v podélném směru: $315\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$

Dovolené namáhání v tahu: max $31,5\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$



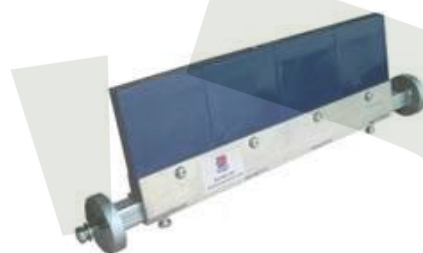
Obr. 5- Dopravní pás

2.6. Čistič pásu

Volím čistič ze zdroje [8]

Typ: CJ 1.1

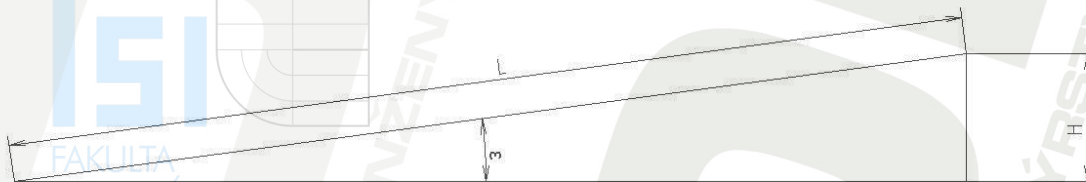
Jednoduchá konstrukce, stírací segment z Polyuretanu zakončeného plátkem z tvrdokovu



Obr. 6- Stěrač pásu

3. Výpočet

3.1. Výpočet úhlu sklonu pásového dopravníku



Obr. 7- Sklon dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L} \quad (1)$$

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

$$\delta = \arcsin \frac{6}{48}$$

$$\delta = 7,18^\circ$$

3.2. Volba rychlosti dopravního pásu

Podle literatury [4] je rychlost dopravníku pro přepravu stavební drti doporučena rozmezí

$$v = (1,25 \div 2,5) m \cdot s^{-1} \Rightarrow v = 2 m \cdot s^{-1} \dots \text{zvoleno}$$

3.3. Teoretický průřez

$$Q = S_T \cdot \rho \cdot v \cdot 3600 \Rightarrow S_T \quad (2)$$

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

$$S_T = \frac{170000}{800 \cdot 2 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,02051 m^2$$

Sypná hmotnost dopravované hmoty

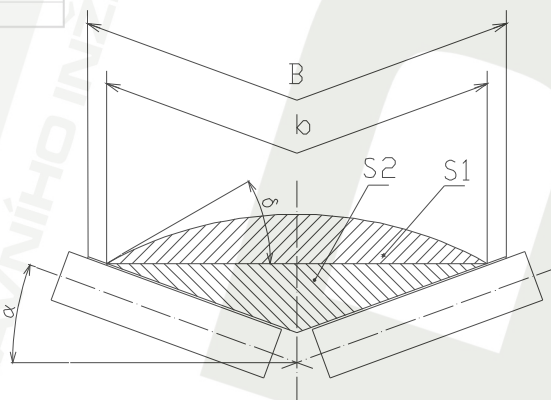
$$\rho = (750 \div 1000) kg \cdot m^{-3} \Rightarrow \rho = 800 kg \cdot m^{-3} \dots \text{zvoleno}$$

Sypný úhel $\delta = 30^\circ$

3.4. Volba pásu

Pás jsem zvolil v 2.5. Dopravní pás

3.5. Celková plocha průřezu náplně



Obr. 8- Průřez náplně

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,00975 + 0,01286$$

$$S = 0,0226 \text{ m}^2$$

(3)

3.6. Horní část

$$S_1 = (b \cdot \cos \alpha)^2 \cdot \frac{\text{tg } \delta}{6}$$

$$S_1 = (0,4 \cdot \cos 20)^2 \cdot \frac{\text{tg } 22,5}{6}$$

$$S_1 = 0,00975 \text{ m}^2$$

(4)

3.6.1. Korekce šířky pásu

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05$$

$$b = 0,9 \cdot 0,5 - 0,05$$

$$b = 0,4 \text{ m}$$

(5)

3.6.2. Dynamický sypný úhel

$$\Theta = 0,75 \cdot \delta$$

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

$$\Theta = 22,5^\circ$$

(6)

3.7. Dolní část

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos \alpha \right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin \alpha \right)$$

(7)

$$S_2 = \left(\frac{0,4}{2} \cdot \cos 20 \right) \cdot \left(\frac{0,4}{2} \cdot \sin 20 \right)$$

$$S_2 = 0,01286m^2$$

3.8. Skutečná plocha průřezu náplně

$$S_K = S \cdot k$$

(8)

$$S_K = 0,0226 \cdot 0,94516$$

$$S_K = 0,02136m^2$$

3.8.1. Součinitel sklonu

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

(9)

$$k = 1 - \frac{0,00975_1}{0,0226} \cdot (1 - 0,94516)$$

$$k = 0,609$$

3.8.2. Součinitel korekce

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

(10)

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 7,18 - \cos^2 22,5}{1 - \cos^2 22,5}}$$

$$k_1 = 0,94516$$

3.9. Kontrola pásu na potřebný ložný prostor

Podmínka:

$$S_k > S_T$$
$$0,02136 \text{ m}^2 > 0,02051 \text{ m}^2 \dots \text{Zvolený pás vyhovuje.}$$

(11)

3.10. Objemový dopravní výkon

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

$$I_V = 0,0226 \cdot 2 \cdot 0,94516$$

$$I_V = 0,04272 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

(12)

3.11. Hmotnostní dopravní výkon

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

$$I_m = 3600 \cdot 0,04272 \cdot 800$$

$$I_m = 123033,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

(13)

3.12. Motnost dopravovaného materiálu na 1m délky

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

$$q_G = \frac{0,04272 \cdot 800}{2}$$

$$q_G = 17,088 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

(14)

3.13. Hmotnost 1m dopravního pásu

$$q_B = B \cdot m_2'$$

$$q_B = 0,5 \cdot 6$$

$$q_B = 3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

(15)

3.14. Volba válečků

Válečky jsem zvolil v 2.3. Válečkové stolice

3.15. Teoretická obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu

$$F_{UP} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (16)$$

$$F_{UP} = 266,489 + 112,75 + 0 + 216,784 + 1005,8$$

$$F_{UP} = 1601,823N$$

3.15.1. Výpočet hlavních odporů

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (17)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 48 \cdot 9,81 \cdot [4,49 + 0,9 + (2 \cdot 3 + 17,088) \cdot \cos 7,18]$$

$$F_H = 266,489N$$

Globální součinitel tření $f=0,02$ dle [4]

3.15.1.1. Hmotnost rotujících částí válečků na 1m v horní větvi

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot p_1}{L} \quad (18)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 98}{48}$$

$$q_{RO} = 4,49kg \cdot m^{-1}$$

3.15.1.2. Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot p_2}{L} \quad (19)$$

$$q_{RU} = \frac{1,8 \cdot 24}{48}$$

$$q_{RU} = 0,9kg \cdot m^{-1}$$

3.15.2. Vedlejší odpory

$$F_N = F_{ba} + F_f + F_o + F_t \quad (20)$$

$$F_N = 68,352 + 18,245 + 17,8 + 8,353$$

$$F_N = 112,75N$$

3.15.2.1. Odpor setrvačných sil v místě nakládání a urychlování

$$F_{ba} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (21)$$

$$F_{ba} = 0,04272 \cdot 800 \cdot (2 - 0)$$

$$F_{ba} = 68,352N$$

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

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_t^2} \quad (22)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,04272^2 \cdot 800 \cdot 9,81 \cdot 0,339}{\left(\frac{2+0}{2}\right)^2 \cdot 0,4^2}$$

$$F_{gL} = 18,245$$

Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi $\mu_2 = 0,5 \div 0,7$.
Dle [4] volím $\mu_2 = 0,6$

3.15.2.3. Urychlovací délka

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (23)$$

$$l_b = \frac{2^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_b = 0,339m$$

Součinitel tření mezi materiálem a pásem $\mu_1 = 0,5 \div 0,7$.
Dle [4] volím $\mu_1 = 0,6$

3.15.2.4. Odpor ohybu pásu na bubnech

$$F_o = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{s}{D} \quad (24)$$

$$F_o = 9 \cdot 0,5 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5346}{0,5}\right) \cdot \frac{0,006}{0,32}$$

$$F_o = 17,8N$$

3.15.2.5. Odpor v ložiskách hnaného bubnu

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_o}{D} \cdot F_T \quad (25)$$
$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,05}{0,16} \cdot 5346$$
$$F_t = 8,353N$$

3.15.3. Přídavný hlavní odpor

$$F_{S1} = F_\varepsilon = 0N \quad (26)$$

3.15.3.1. Odpor vychýlených bočních válečků

$$F_\varepsilon = 0N \dots \text{nejdou vychýlené válečky} \quad (27)$$

3.15.4. Přídavný vedlejší odpor

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a \quad (28)$$
$$F_{S2} = 16,784 + 200 + 0$$
$$F_{S2} = 216,784N$$

3.15.4.1. Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b^2} \quad (29)$$
$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,04272^2 \cdot 800 \cdot 9,81 \cdot 1,25}{2^2 \cdot 0,4^2}$$
$$F_{gL} = 16,784N$$

3.15.4.2. Odpor čističů pásu

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (30)$$
$$F_r = 0,01 \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 0,5$$
$$F_r = 200N$$

3.15.4.3. Dotyková plocha mezi čističem a pásem

$$A = B \cdot t_c$$

$$A = 0,5 \cdot 0,02$$

$$A = 0,01m^2$$

(31)

Součinitel tření mezi čističem a pásem $\mu_3 = 0,5 \div 0,7$.

Dle [4] volím $\mu_3 = 0,5$

Tlak mezi čističem a pásem $p = 3 \cdot 10^4 \div 10 \cdot 10^4 N \cdot m^{-2}$.

Dle [4] volím $p = 4 \cdot 10^4 N \cdot m^{-2}$

3.15.4.4. Odpor shrnovače materiálu

$$F_a = 0N \quad \dots \text{Není shrnovač}$$

(32)

3.15.5. Odpor k překonání dopravní výšky

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

(33)

$$F_{st} = 17,088 \cdot 6 \cdot 9,81$$

$$F_{st} = 1005,8N$$

3.16. Zvětšení obvodové síly na poháněcím bubnu

Obvodová síla se zvětšuje o 20% z důvodu nepřesnosti výpočtu a možnému náhlému zvýšení síly při přetížení.

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

(34)

$$F_U = 1601,823 \cdot 1,2$$

$$F_U = 1922N$$

3.17. Potřebný provozní výkon poháněcího bubnu

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 1922 \cdot 2$$

(35)

$$P_A = 3844W$$

3.18. Potřebný provozní výkon motoru

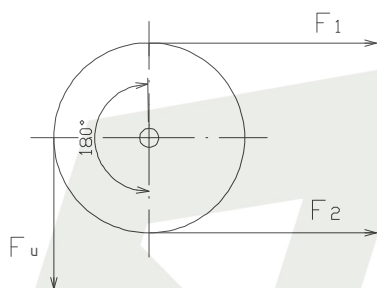
$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (36)$$
$$P_M = \frac{3844}{0,9}$$
$$P_M = 4271W$$

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

3.19. Návrh pohonu

Dle 2.4. poháněcí stanice

3.20. Síly v pásu



Obr. 9- Síly v pásu

3.21. Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu

$$F_{2\min} \geq F_{U\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (37)$$
$$F_{2\min} \geq 2883 \cdot \frac{1}{e^{\frac{0,3 \cdot \pi \cdot 180}{180}} - 1}$$
$$F_{2\min} \geq 1840,605$$

Součinitel tření mezi poháněcími bubny a pryžovým pásem $\mu=0,25 \div 0,3$.
Dle [4] volím $\mu=0,3$

3.22. Maximální obvodová hnací síla

$$\begin{aligned} F_{U \max} &= \xi \cdot F_U \\ F_{U \max} &= 1,5 \cdot 1922 \\ F_{U \max} &= 2883 \text{ N} \end{aligned} \quad (38)$$

Součinitel rozběhu $\xi = 1,3 \div 2$.
Dle [4] volím $\xi = 1,5$

3.23. Omezení podle průvěsu pásu

3.23.1. Horní větev (nosná větev)

$$\begin{aligned} F_{h \min} &\geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \\ F_{h \min} &\geq \frac{1 \cdot (3 + 17,088) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015} \\ F_{h \min} &\geq 1642,194 \text{ N} \end{aligned} \quad (39)$$

3.23.2. Dolní větev (vratná větev)

$$\begin{aligned} F_{d \min} &\geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \\ F_{d \min} &\geq \frac{2 \cdot 3 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015} \\ F_{d \min} &\geq 490,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (40)$$

3.24. Největší tahová síla v pásu

$$\begin{aligned} F_{\max} &\approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) \\ F_{\max} &= 1922 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{1}{e^{\frac{0,3 \cdot \pi \cdot 180}{180} - 1} + 1} \right) \\ F_{\max} &= 4723,605 \text{ N} \end{aligned} \quad (41)$$

3.25. Pevnostní kontrola pásu

$$F_{Dp} \geq F_{\max}$$

$$R_m \cdot B \geq F_{\max}$$

$$200 \cdot 500 \geq 4723,605$$

$$100000N \geq 4723,605N \dots \text{Vyhovuje}$$

(42)

3.26. Síla v nosné větvi

$$F_1 = F_{\max}$$

$$F_1 = 4723,605N$$

(43)

3.27. Síla ve vratné větvi

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

$$F_2 = \frac{4723,6}{e^{0,3 \cdot \frac{\pi \cdot 180}{180}}}$$

$$F_2 = 1840,6N$$

(44)

4. Pevnostní výpočet

4.1. Výsledná síla namáhající buben

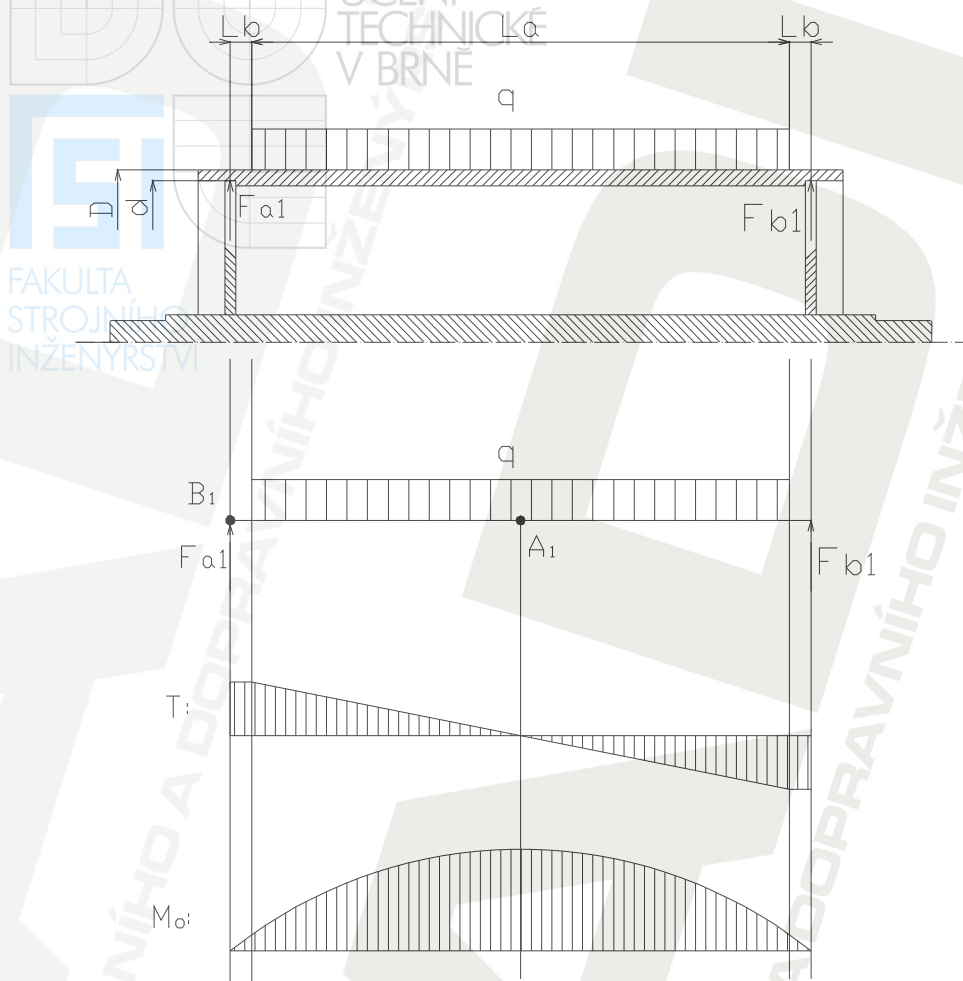
$$F_C = F_1 + F_2$$

$$F_C = 4723,6 + 1840,6$$

$$F_C = 6564,2N$$

(45)

4.2. Zatížení pláště bubny s VVU



Obr. 10- zatížení bubnu s VVU

Roměry: $L_a=500\text{mm}$
 $L_b=25\text{mm}$
 $D=320\text{mm}$

4.3. Volba materiálu

Namáhání: prostý ohyb, míjivý
Materiál: 11 373 , ČSN 41 1353
Dle [1] dovolené napětí v ohynu $\sigma_{odov} = 70\text{--}105\text{ MPa}$
Volím $\sigma_{odov} = 80\text{ MPa}$

4.4. Velikost spojitého zatížení

$$q = \frac{F_c}{L_a}$$

$$q = \frac{6567,2}{0,5}$$

$$q = 13128,4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

(46)

4.5. Určení reakcí

$$T: \sum T = 0$$

$$F_{a1} + F_{b1} - q \cdot L_a = 0 \Rightarrow F_{b1}$$

$$F_{b1} = q \cdot L_a - F_{a1}$$

$$F_{b1} = 13128,4 \cdot 0,5 - 3282,1$$

$$F_{b1} = 3282,1 \text{ N}$$

(47)

$$M: \sum M_{b1} = 0$$

$$F_{a1} \cdot (L_a + 2 \cdot L_b) - q \cdot L_a \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b \right) = 0 \Rightarrow F_{a1}$$

$$F_{a1} = \frac{q \cdot L_a \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b \right)}{(L_a + 2 \cdot L_b)}$$

$$F_{a1} = \frac{13128,4 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{0,5}{2} + 0,025 \right)}{0,5 + 2 \cdot 0,025}$$

$$F_{a1} = 3282,1 \text{ N}$$

(48)

4.6. Maximální ohybový moment

$$M_{Oa1} = F_{a1} \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b \right)$$

$$M_{Oa1} = 3282,1 \cdot \left(\frac{0,5}{2} + 0,025 \right)$$

$$M_{Oa1} = 902577,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(49)

4.7. Výpočet rozměrů bubnu

$$\sigma_o \leq \sigma_{O\,dov}$$

$$\sigma_{O\,dov} = \frac{M_{OA1}}{W_o}$$

$$\sigma_{O\,dov} = \frac{M_{OA1}}{\frac{\pi}{64} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}} \Rightarrow d$$

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{64 \cdot D \cdot M_{OA1}}{\sigma_{O\,dov} \cdot \pi}}$$

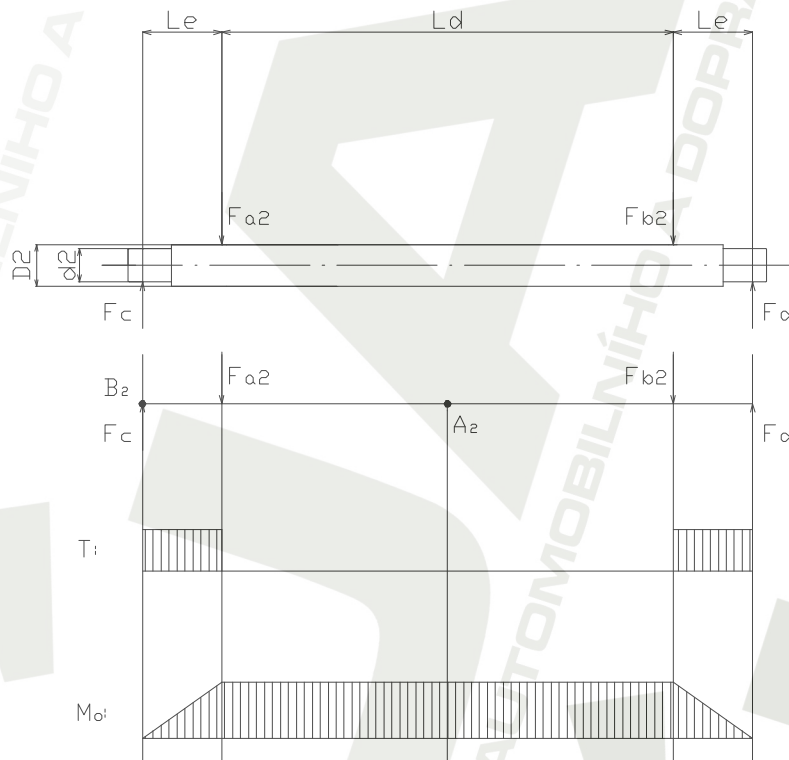
$$d = \sqrt[4]{320^4 - \frac{64 \cdot 320 \cdot 902577,5}{80 \cdot \pi}}$$

$$d = 319,4\text{mm}$$

(50)

Pro jistotu zvětšuji tloušťku na 10mm, $d = 300\text{ mm}$

4.8. Zatížení hřídele bubnu s VVU



Obr. 11- zatížení hřídele s VVU

Rozměry: $L_d = 550\text{ mm}$
 $L_e = 70\text{ mm}$

4.9. Výpočet silových reakcí na hřídeli

$$\begin{aligned} F_{a1} &= -F_{a2} = 3282,1N \\ F_{b1} &= -F_{b2} = 3282,1N \end{aligned} \quad (51)$$

4.10. Výpočet reakcí na hřídeli

$$\begin{aligned} T: \quad \sum T &\equiv 0 \\ F_c + F_d - F_{a2} - F_{b2} &= 0 \Rightarrow F_c \\ F_c &= F_{a2} + F_{b2} - F_d \\ F_c &= 3282,1 + 3282,1 - 3282,1 \\ F_c &= 3282,1N \end{aligned} \quad (52)$$

$$\begin{aligned} M: \quad \sum M_{b2} &= 0 \\ F_d \cdot (L_d + 2 \cdot L_e) - F_{b2} \cdot (L_d + L_e) - F_{a2} \cdot L_e &= 0 \Rightarrow F_d \\ F_d &= \frac{F_{b2} \cdot (L_d + L_e) + F_{a2} \cdot L_e}{(L_d + 2 \cdot L_e)} \\ F_d &= \frac{3282,1 \cdot (0,55 + 0,7) + 3282,1 \cdot 0,07}{0,55 + 2 \cdot 0,07} \\ F_d &= 3282,1N \end{aligned} \quad (53)$$

4.11. Největší moment na hřídeli

$$\begin{aligned} M_{OA2} &= F_c \cdot \left(\frac{L_d}{2} + L_e \right) - F_{a2} \cdot \frac{L_d}{2} \\ M_{OA2} &= 3282,1 \cdot \left(\frac{550}{2} + 70 \right) - 3282,1 \cdot \frac{550}{2} \\ M_{OA2} &= 229747 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (54)$$

4.12. Výpočet rozměrů hřídele

$$\sigma_{O2} \leq \sigma_{O2dov}$$

$$\sigma_{O2dov} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}}$$

$$\sigma_{O2dov} = \frac{M_{O2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} \Rightarrow d_2$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O2}}{\sigma_{O2dov} \cdot \pi}}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 229747}{80 \cdot \pi}}$$

$$d_2 = 30,8 \text{ mm}$$

Pro jistotu zvětšuji $d_2 = 40 \text{ mm}$

(55)

4.13. Průhyb mezi podporami

$$u = \frac{5 \cdot \frac{q}{2} \cdot l_s^4}{384 \cdot E \cdot I}$$

$$u = \frac{5 \cdot \frac{17,1}{2} \cdot 5^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 9,716 \cdot 10^{-6}}$$

$$u = 70,3 \text{ mm}$$

V porovnání se vzdáleností 6m se jedná o 1,2% ... Vyhovuje

(56)

4.14. Kvadratický moment

Jedná se o profil U 160/70 z nosné konstrukce

$$I = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}$$

$$I = \frac{0,07 \cdot 0,16^3 - 0,062 \cdot 0,14^3}{12}$$

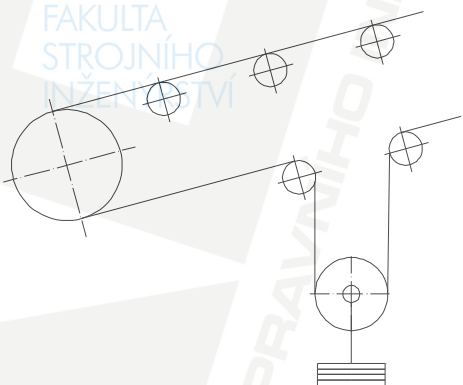
$$I = 9,716 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

(57)

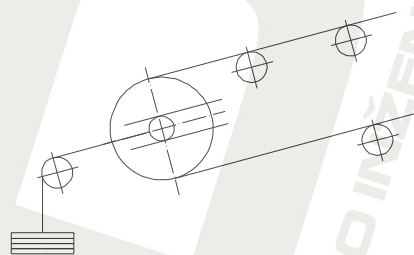
5. Volba napínací stanice

Pás musí být dostatečně napnut, protože obvodová síla se zde přenáší pomocí tření. Proto je velmi důležité zvolit správnou variantu napínání.

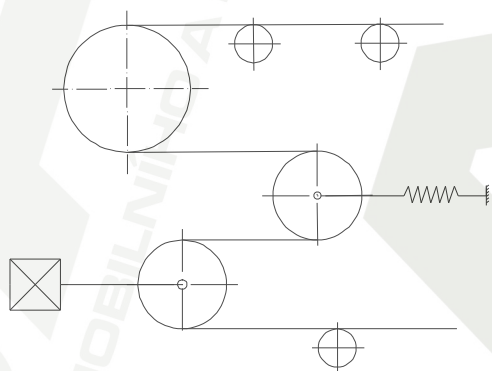
5.1. Možnosti napínání dopravního pásu



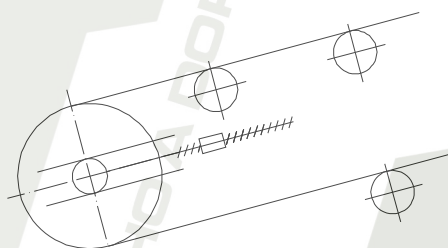
Obr. 12- Napínání smyčkou



Obr. 13- Napínání závaží



Obr. 14- Napínání servopohonem



Obr. 15- Napínání šroubem

V mém případě jsem zvolil napínání šroubem.

5.2. Výpočet napínací síly

$$\begin{aligned} F_{nap} &= 2 \cdot (F_{h \min} - q_B \cdot H) \\ F_{nap} &= 2 \cdot (1642 - 3 \cdot 6) \\ F_{nap} &= 3248N \end{aligned} \tag{58}$$

Pro jistotu zvětšuji na $F_{nap}=3400N$.

5.3. Výpočet pružiny

Veškeré hodnoty a výpočty jsem prováděl dle literatury [3.1]

Tlačná pružina

Materiál: 14 260

Dolní mez pevnosti v tahu : $\sigma_{Pt} = 1720 \text{ MPa}$ (drát zušlechtěný z nelegované oceli)

5.3.1. Výpočet tuhosti pružiny

$$c = \frac{F_{PR}}{y} \quad (59)$$

$$c = \frac{1700}{50}$$

$$c = 34 \text{ Nmm}^{-1}$$

5.3.2. Síla v pružině

$$F_{PR} = \frac{F_{nap}}{2} \quad (60)$$

$$F_{PR} = \frac{3400}{2}$$

$$F_{PR} = 1700 \text{ N}$$

5.3.3. Dovolené napětí v krutu

$$\tau_{DK} = k_t \cdot \sigma_{Pt} \quad (61)$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot 1720$$

$$\tau_{DK} = 1032 \text{ MPa}$$

$k_t = 0,6$ pro zušlechtěný drát

5.3.4. Průměr drátu pružiny

$$\tau_{DK} = \frac{8 \cdot F \cdot D_{PR}}{\pi \cdot d_{PR}^3} \Rightarrow d_{PR}$$
$$d_{PR} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot D_{PR}}{\pi \cdot \tau_{DK}}}$$
$$d_{PR} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1700 \cdot 35}{\pi \cdot 1032}}$$
$$d_{PR} = 5,28 \text{ mm}$$
(62)

Pro jistotu průměr drátu zvětšuji na $d_{PR} = 7 \text{ mm}$

5.3.5. Napětí v krutu

$$\tau = \frac{M_t}{W_k} \cdot q_{PR}$$
$$\tau = \frac{F_{PR} \cdot \frac{D_{PR}}{2} \cdot \cos \alpha}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \cdot q_{PR}$$
$$\tau = \frac{8 \cdot 1700 \cdot 35 \cdot \cos 20}{\pi \cdot 7^3} \cdot 1,255$$
$$\tau = 415 \text{ MPa}$$
(63)

5.3.5.1. Součinitel vlivu nerovnoměrnosti

$$q_{PR} = \frac{\frac{D_{PR}}{d_{PR}} + 0,2}{\frac{D_{PR}}{d_{PR}} - 1}$$
$$q_{PR} = \frac{\frac{35}{7} + 0,2}{\frac{35}{7} - 1}$$
$$q_{PR} = 1,255$$
(64)

5.3.6. Podmínka napětí

$$\tau_{DK} \geq \tau$$

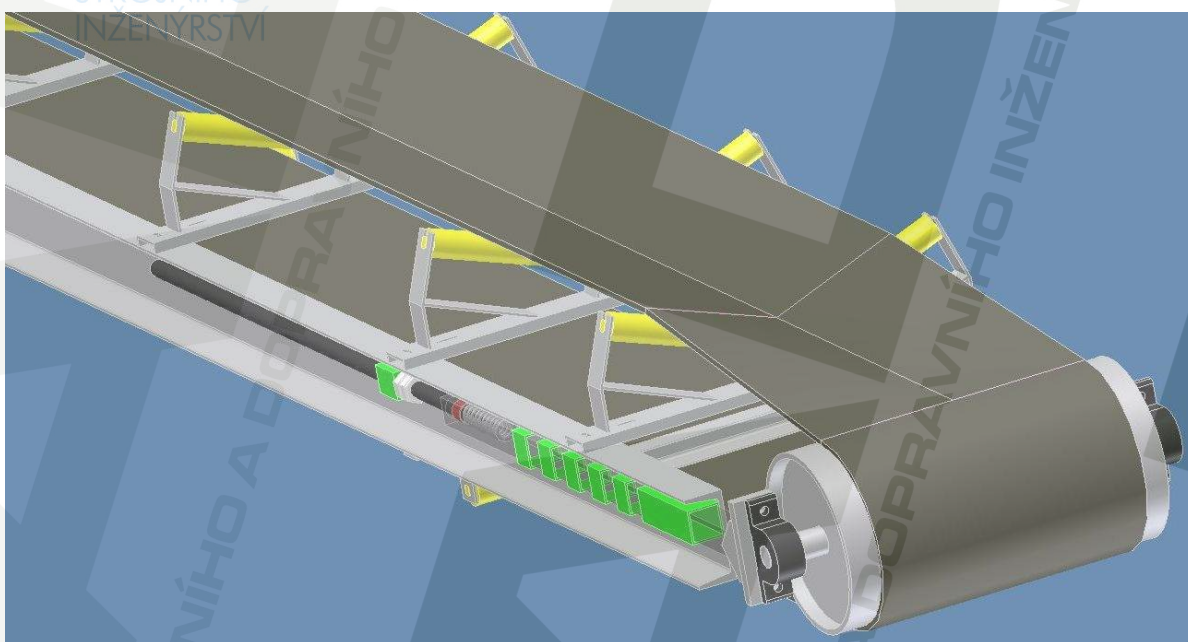
$$1032 \text{ MPa} \geq 415 \text{ MPa}$$

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ
...souhlasí.

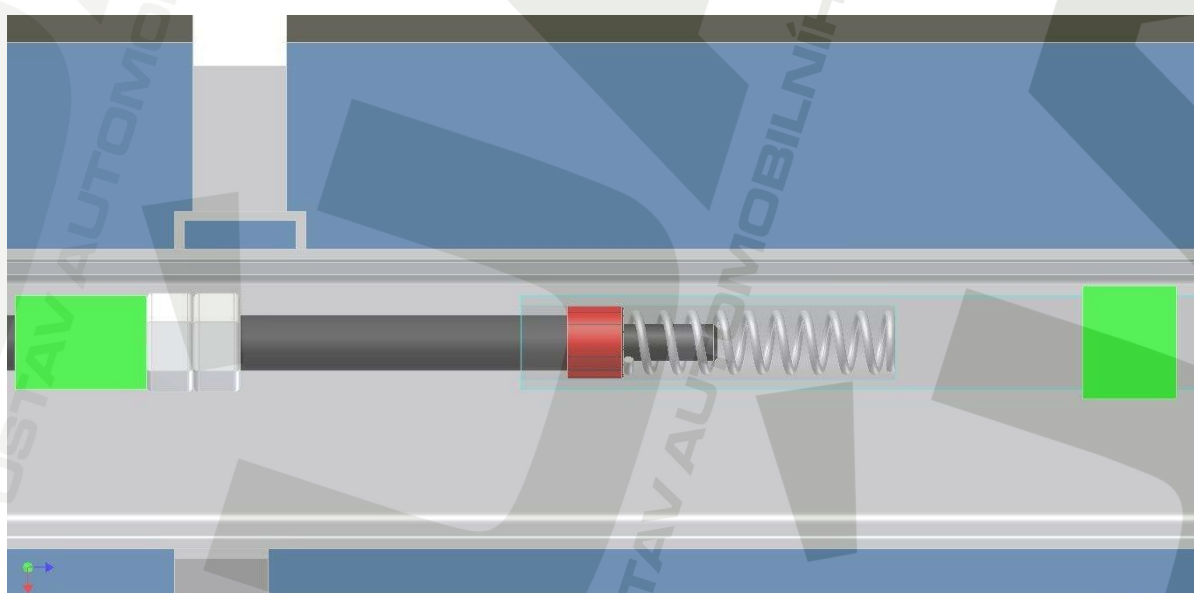
(65)

Pružinu pořídím z katalogu dle literatury [9]

5.4. Obrázky napínací stanice



Obr. 16- Napínací zařízení



Obr. 17- Detail napínání

5.5. Popis napínání

Průměr závitové tyče (Obr. 17 : černá tyč) je na jednom konci zvětšený a natřený červenou barvou. Na tyč je vložena pružina která zajišťuje požadované napnutí pásu. Závitová tyč s pružinou se nasune do vyvrtané díry v čtvercové tyči (Obr. 17 : čírá tyč). Čtvercová tyč se volně pohybuje v čtvercové trubce (Obr. 17 : zelená trubka), která je přivařená ke konstrukci.

Je-li napínací síla příliš malá, pružina vytlačí červenou část závitové tyče. To je pokyn pro obsluhu, že má dotáhnout závitovou tyč.

Čtvercová trubka není jednotná, ale rozdělená po několika úsecích, aby bylo vidět, zda se má dotahovat závitová tyč.

6. Závěr

V této bakalářské práci jsem splnil všechny kladené požadavky. Nachází se zde funkční výpočet, výpočet rozměrů, výpočet a určení pohonu, pevnostní výpočty. Veškeré výpočty jsem prováděl dle platné normy ČSN ISO 5048. Za pohon jsem zvolil elektrobuben od firmy INTEROLL o výkonu 5,5 kW. Snažil jsem se kupovat co nejvíce komponentů od firem zabývajících se výrobou pásových dopravníků, abych docílil snížení nákladů a zvýšení životnosti.



Obr. 18- Pásový dopravník 3D

7. Zdroje

7.1. Použitá literatura

[1] LEINVEBER, Jan Strojnické tabulky :pomocná učebnice pro školy technického zaměření / 1. vyd. Úvaly : ALBRA, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2

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

[3] Základy konstruování / Vyd. 2., dopl. a přeprac. Brno : CERM, 2008. 234 s. : il. ; 25 cm. ISBN 978-80-7204-584-6 (brož.)

[3.1] HOSNEDL, Stanislav. Příručka strojního inženýra :obecné strojní části.1 / 1. vyd. Brno : Computer Press, 1999. 313 s. ISBN 80-7226-055-3

7.2. Použité normy

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

7.3. Použité internetové stránky

[5] <http://www.tranza.cz/cs/dopravni-komponenty/prazce/>

[6] http://www.gumex.cz/cz/dopravnikove_pasy/DOPRAVNIKOVE-PASY---PRYZOVE/7/0

[7] <http://www.rulmeca.com/modules/cms/prcatpage.php?cc=3&pc=24>

[8] <http://www.abtech-cz.cz/sterace-dopravnich-pasu/celni-sterace/cj-1-1/>

7.4. Použité katalogy

[9] Katalog pružin firmy AVIA a.s.

8. Seznam použitých symbolů

Označení	Název	Jednotka
a_0	Rozteč horních válečkových stolic	m
a_U	Rozteč dolních válečkových stolic	m
A	Dotyková plocha mezi pásem a čističem	m ²
b	Ložná šířka pásu	m
B	Šířka dopravního pásu	m
c	Tuhost pružiny	N mm ⁻¹
d	Vnitřní průměr bubnu	m
d_0	Průměr hřídel v ložisku	m
d_{PR}	Průměr drátu pružiny	m
D	Velký průměr bubnu	m
D_{PR}	Vnější průměr drátu pružiny	m
e	Základ přirozených logaritmů	-
E	Modul pružnosti v tahu	Mpa
f	Globální součinitel tření	-
F	Průměrný tah v pásu na bubnu	N
F_1	Tah v pásu ve větvi nabíhající na bubnu	N
F_2	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	N
F_{2min}	Minimální tahová síla v pásu pro přenos obvodové síly	N
F_{a1}	Reakční síla působící na plášť bubnu v bodě A1	N
F_{a2}	Reakční síla působící na hřídel v bodě A2	N
F_{b1}	Reakční síla působící na plášť bubnu v bodě B1	N
F_{b2}	Reakční síla působící na hřídel v bodě B2	N
F_{ba}	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	N
F_C	Reakční síla působící na hřídel v místě ložiska	N
F_{CV}	Výsledná síla namáhající osu bubnu	N
F_D	Reakční síla působící na hřídel v místě ložiska	N
F_{Dp}	Dovolená maximální síla v pásu	N
F_{gL}	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	N
F_H	Hlavní odpory	N
F_{max}	Největší tahová síla v pásu	N
F_{nap}	Napínací síla	N
F_{hmin}	Omezení podle průřezu pásu v horní větvi	N
F_{dmin}	Omezení podle průřezu pásu v dolní větvi	N
F_N	Vedlejší odpory	N
F_o	Odpor ohybu pásu na bubnech	N
F_{PR}	Cíla pružiny	N
F_{S1}	Přídavný hlavní odpor	N
F_{S2}	Přídavný vedlejší odpor	N
F_{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	N
F_t	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	N
F_T	Vektorový součet tahů v pásu působící na bubnu a tíhových silových hmot otáčejících se částí bubnu	N
F_U	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	N
F_{Up}	Teoretická obvodová síla na poháněcím bubnu	N
F_{Umax}	Maximální obvodová síla (rozběh plného pásu)	N

F_{α}	Odpor shrnovače materiálu	N
F_{ϵ}	Odpor vychýlených bočních válečků	N
F_Y	Odpor čističe pásu	N
g	Tíhové zrychlení	$m s^{-2}$
$(h/a)_{adm}$	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi	-
H	Dopravní výška	m
I	Kvadratický moment	m^4
I_m	Hmotnostní dopravní výkon	$kg h^{-1}$
I_v	Objemový dopravní výkon	$m^3 s^{-1}$
k	Součinitel sklonu	-
k_l	Součinitel korekce vrchlíku náplně	-
l_b	Urychlovací délka	m
l_s	Vzdálenost stojen	m
L	Celková délka dopravníku	m
L_a	Délka spojitěho zatížení	m
L_b	Vzdálenost působíště sil (F_{a1} a F_{b1}) od spojitěho zatížení	m
L_d	Vzdálenost působíště sil F_{a2} a F_{b2}	m
L_e	Vzdálenost působíště sil F_c , F_{a2} a F_d , F_{b2}	m
M	Moment	N m
M_{b1}	Ohybový moment v místě B1	N m
M_{b2}	Ohybový moment v místě B2	N m
M_{oA1}	Ohybový moment v místě A1	N m
M_{oA2}	Ohybový moment v místě A2	N m
M_t	Moment působící na pružině	N m
p	Tlak mezi čističem pásu a pásem	$N m^{-2}$
p_1	Počet stolic v horní větvi dopravníku	-
p_2	Počet stolic v dolní větvi dopravníku	-
P_A	Provozní výkon na poháněcím bubnu	W
P_M	Provozní výkon poháněcího bubnu	W
q	Spojitě zatížení	$N m^{-1}$
q_1	Hmotnost jednoho rotujícího válečku horní větve	kg
q_2	Hmotnost jednoho rotujícího válečku dolní větve	kg
q_B	Hmotnost 1 m dopravního pásu	$kg m^{-1}$
q_G	Hmotnost nákladu na 1 m délky dopravního pásu	$kg m^{-1}$
q_{PR}	Součinitel vlivu nerovnoměrnosti zatížení	-
q_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku	$kg m^{-1}$
q_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku	$kg m^{-1}$
Q	Dopravní výkon	$kg h^{-1}$
R_m	Mez pevnosti v tahu	MPa
s	Tloušťka pásu	m
S	Celková plocha náplně	m^2
S_1	Plocha horní části náplně	m^2
S_2	Plocha spodní části náplně	m^2
S_K	Skutečná plocha průřezu	m^2
S_t	Teoreticky potřebná minimální plocha průřezu náplně	m^2
T	Posouvající síly	N
t_c	Dotyková tloušťka čističe pásu	m
u	Průhyb	m
v	Rychlost pásu	$m s^{-1}$
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	$m s^{-1}$

W_{01}	Průřezový modul v ohybu pláště	m^3
W_{02}	Průřezový modul v ohybu hřídele	m^3
y	Prodloužení pružiny	mm
α	Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose	stupně
δ	Sypný úhel	stupně
ε	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	stupně
η_1	Účinnost	-
Θ	Dynamický sypný úhel dopravované hmoty	stupně
μ	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
μ_1	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem	-
μ_2	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi	-
μ_3	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	-
ξ	Součinitel rozběhu	-
φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	radiány
ρ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	$kg\ m^{-3}$
τ_{DK}	Napětí v krutu	Mpa
τ_{DK}	Dovolené napětí v krutu	MPa
σ_O	Napětí v ohybu	MPa
σ_O	Maximální ohybové napětí namáhající hřídel	MPa
σ_{Odiv}	Dovolené napětí v ohybu	MPa

9. Seznam příloh

Výkres sestavy:

Pásový dopravník: 1 – 3P/21 – 00

Výkres svarku:

Napínací stanice: 2 – 3P/21 – 10

CD : Bakalářská práce