

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

ŠIKMÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU UHLÍ

BELT CONVEYOR FOR TRANSPORT OF PIT COLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

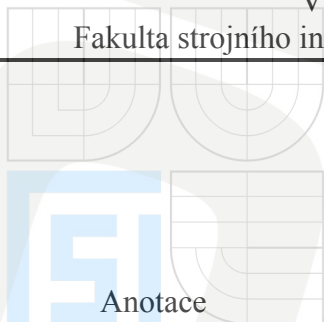
AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN KOSTELNÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc.Ing.MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2009



Anotace

Cílem mé bakalářské práce na téma Šikmý pásový dopravník pro dopravu uhlí s maximální zrnitostí 45mm bylo vypracovat technickou zprávu která bude obsahovat zejména: koncepční návrh celého zařízení, výpočet hlavních rozměrů, návrh pohonu a pevnostní kontrolu rozhodujících uzlů dle pokynů vedoucího práce. Převýšení dopravníku je 12m a půdorysná délka dopravníku 45m.

Dále pak: výkres sestavení navrhovaného zařízení včetně podpěrné nosné konstrukce, podrobnou podsestavu napínacího zařízení a další podsestavy dle pokynů vedoucího bakalářské práce.

Annotation

The goal of my bachelors thesis themed Belt Conveyor for Transport of Pit Cole with maximal granularity 45mm was to design technical concept with: functional concept, calculation of main proportions, design of engine and solidity calculation of the parts which the supervisor told me. The camber of belt conveyoris 12m and land lenght is 45m.

Next make: general assembly drawing including prefabricated structure, assembly drawing of straining machinery and next assemblies and next drawings by the instructions of supervisor.

Klíčová slova:

Pásový dopravník, uhlí, konstrukce, napínací zařízení

Key words:

Belt conveyor, coal, construction, straining machinery



Bibliografická citace mé práce:

KOSTELNÍK, J. *Šikmý pásový dopravník pro dopravu uhlí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 35 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně s využitím rad a poznatků vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána CSc., jeho kolegů z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství v Brně a na základě podkladů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně, 25. května 2009

podpis



UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Poděkování

Děkuji tímto všem za cenné informace, rady a doporučení, zejména panu Ing. Jiřímu Maláškoví, Ph.D. a nejvíce svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi CSc. Děle děkuji své rodině za podporu při studiu.

Obsah:

1. Úvod.....	7
2. Koncepce řešení.....	7
2.1 Dopravní pás.....	8
2.2 Válečková stolice.....	8
2.2.1 Horní větev.....	9
2.2.2 Dolní větev.....	10
2.3 Válečky.....	11
2.3.1 Horní větev.....	11
2.3.2 Dolní větev.....	12
2.4 Hnací buben.....	12
2.5 Hnaný buben.....	13
2.6 Čistič pásu.....	14
3. Výpočtová část.....	15
3.1 Funkční výpočet.....	15
3.1.1 Volby dopravního pásu.....	15
3.1.2 Volba nosné válečkové stolice.....	16
3.1.3 Korekce pro dopravní výkon.....	17
3.1.4 Největší dopravní výkon.....	18
3.1.5 Hlavní odpory.....	19
3.1.6 Vedlejší odpory.....	21
3.1.7 Přídavné odpory.....	22
3.1.8 Odpor překonání dopravní výšky.....	23
3.1.9 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu.....	23
3.1.10 Návrh pohonu.....	24
3.1.11 Stanovení sil v pásu.....	24
3.2 Pevnostní výpočty.....	26
3.2.1 Kontrola pevnosti pásu.....	26
3.2.2 Silové namáhání hřídele bubnu.....	26
3.2.3 Pevnostní kontrola hnaného bubnu.....	27
3.2.3.1 Kontrola pláště bubnu na ohyb.....	27
3.2.3.2 Kontrola hnaného hřídele na ohyb.....	29
4. Závěr.....	31
5. Seznam použitých zdrojů.....	32
5.1 Použitá literatura.....	32
5.2 Použité webové stránky.....	32
6. Seznam použitých symbolů.....	33
7. Seznam příloh.....	35

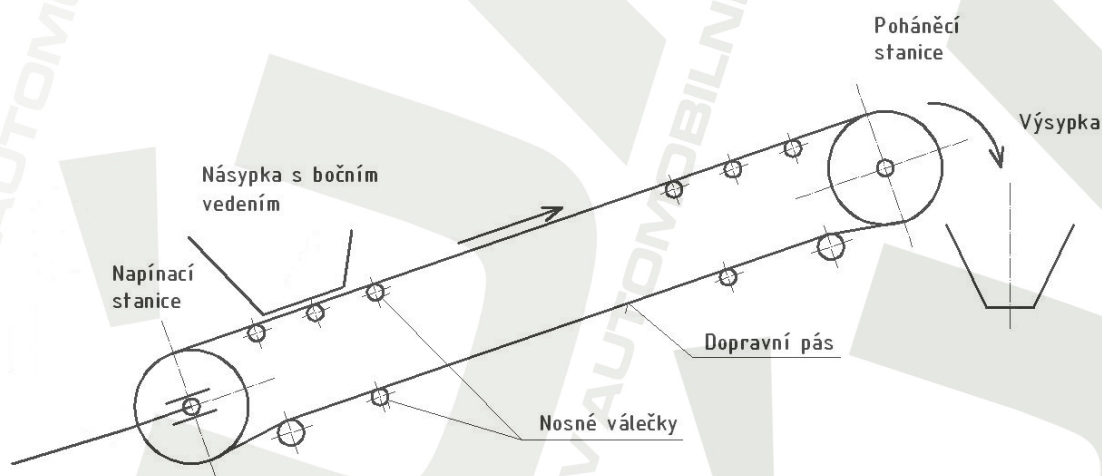
1. Úvod

Pásový dopravník

Šikmý pásový dopravník je nejrozšířenější prostředek kontinuální dopravy sypkých látek, může být použit pro široký rozsah dopravních výkonů, vzdáleností a převýšení a má řadu předností: velkou dopravní rychlost, jednoduchou konstrukci, malou vlastní hmotnost, malou spotřebu energie, umožňuje nakládání a vykládání materiálu v kterémkoliv místě pásu.

2. Koncepce řešení

Pásový dopravník bude dopravovat drobné uhlí o maximální zrnitosti 45mm na vzdálenost 45m při převýšení 12m. Materiál bude na pás sypán přes násypku, která je součástí dopravníku. Dopravní výkon dopravníku je minimálně 260 t/hod. Pro dopravu jsem zvolil gumový pás o šířce 650mm s textilními vložkami. Pro nosnou větev bude použito dvouválečkové stolice s vyosením os válečků o 2° od kolmic k ose pásu, kvůli zabezpečení přesnějšího vedení dopravního pásu a zabránění jeho vybočení. Na vratnou větev jsem zvolil jednoválečkovou stolici. Odstraňování materiálu je samovolné přepadem přes vratný buben do výsypky. Dopravník je doplněn vnějším čističem pásu, těsně za vratným bubnem na vratné větvi. Konstrukce dopravníku je vytvořena z válcových profilů a uchycená pomocí šroubů do betonových podstavců.



Obr. 1 – Schéma pásového dopravníku

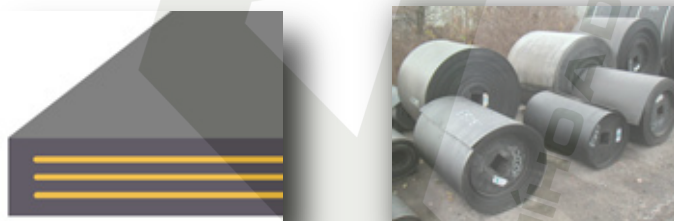
2.1 Dopravní pás

Dopravní pás je tvořen textilní kostrou a krycími ochrannými vrstvami z měkké gumy. Horní krycí vrstva chrání textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, mechanickým poškozením a atmosférickými vlivy, dolní především před účinky nosných válečků a bubnů. Boční krycí vrstva chrání textilní kostru před odíráním vodícími lištami nebo strážnými válečky. Dopravní pás je nespojitý, spojení provede akreditovaná osoba z firmy vvmmost spol. s r.o.

Dopravní pás má co nejlépe splňovat požadavky: vysoká odolnost proti průrazu, vysoká odolnost proti opotřebení, dlouhá životnost, vysoká pevnost a podélná tuhost, odolnost proti střídavému namáhání a nízká hmotnost.

Dle [9] volím pryžotextilní pás Matador od firmy vvmmost spol. s r.o.:

- typ: P400/2 šířka 650mm 3+2AA
- polyamidová kostra
- počet vložek 2
- šířka 650mm
- krycí vrstva 3+2mm
- síla pásu 10,5mm
- pevnost v tahu: 40 N.mm⁻¹



Obr. 2 – Dopravní pás

2.2 Válečková stolice

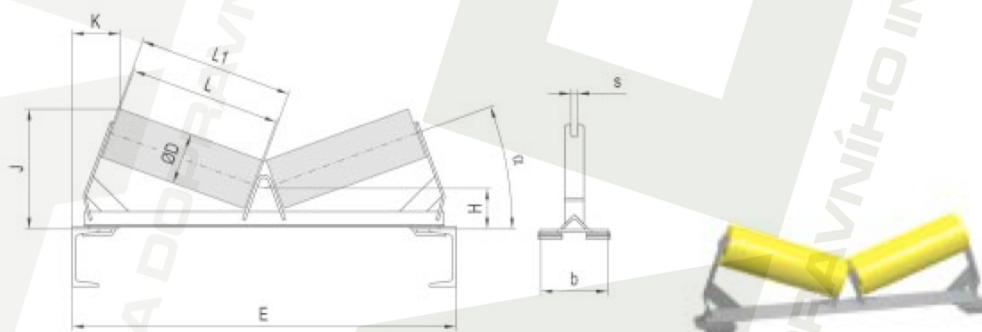
Válečková stolice s vloženými válečky, upevněná na ocelové konstrukci dopravníku nese dopravní pás mezi oběma koncovými bubny, jak v horní větvi pásu s dopravovaným materiálem, tak dolní vratnou větev bez materiálu. Upevnění na konstrukci je řešeno za pomoci držáků bez nutnosti vrtání do konstrukce.

2.2.1 Horní větev

Dle dopravovaného množství materiálu volím dvouválečkové stolice. Stolice budou uchyceny na konstrukci dopravníku profilu U 260 ČSN 42 5570. Válečky jsou uloženy v držácích z ohnuté oceli.

- dle [7] volím dvouválečkovou stolicí od firmy Tranza a.s.

- typové označení: CV – S – 650/20/A/PP



Obr. 3 – Nosná stolice Tranza CV – S – 650/20/A/PP

Tab. 1 – Rozměry dvouválečkové nosné stolice

Belt width (mm)	α	Dimensions (mm)										Weight (kg)
		E	D	L	L1	H	J	K	b	s	[	
650	20°	950	63, 76, 89	380	388	113	290	113	160	14	10 – 14	8,3

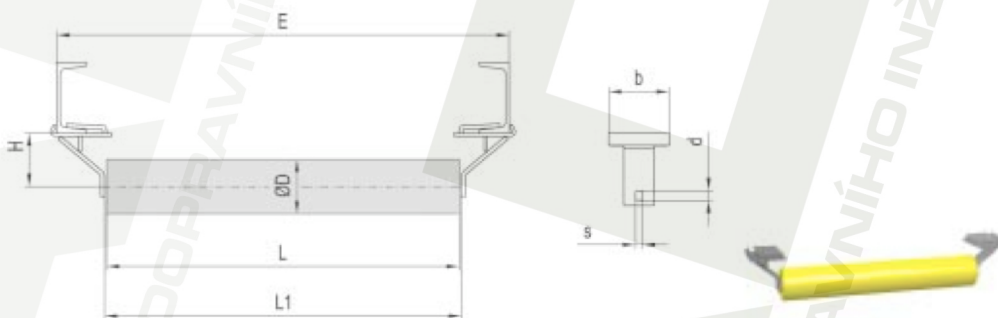
- pracovní teplota -32°C až 45°C (pro teploty nižší, jak 20°C je zapotřebí speciální mazání)

2.2.2 Dolní větev

Ikdyž je horní větev provedena jako dvouválečková, tak na dolní vratnou větev postačí rovný profil.

- dle [7] volím jednoválečkovou stolicí od firmy Tranza a.s.

- typové označení: RB – S – 650/00/A/PP



Obr. 3 – Vratná stolice Tranza RB – S – 650/00/A/PP

Tab. 2 – Rozměry vratné stolice

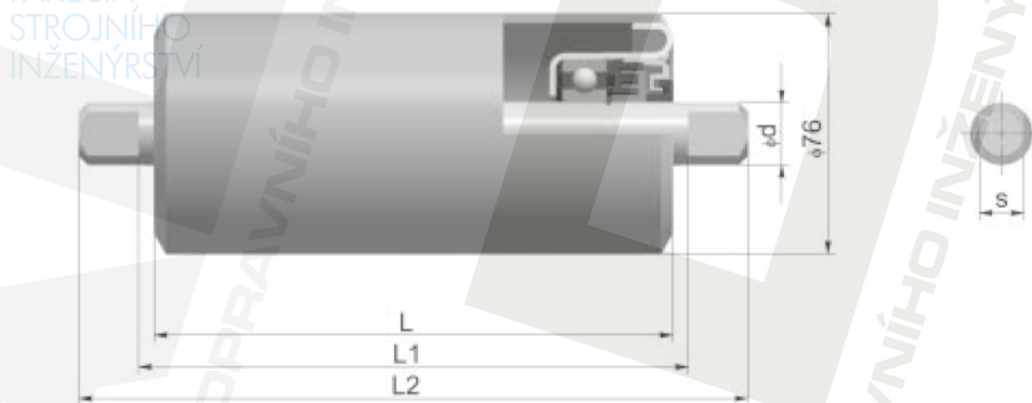
Belt width (mm)	Dimensions (mm)									Weight (kg)
	E	D	L	L1	H	b	d	s	l	
400 – 800	700 – 1150	63, 76, 89, 108	500 – 950	508 – 958	84	100	20	14	10 – 14	1,4

2.3 Válečky

Nosný váleček je jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku, jsou na něj kladeny následující požadavky: malý odpor proti otáčení, jednoduchá konstrukce a údržba (mazání, výměna ložisek), malá vlastní hmotnost. V mém případě je váleček uložen na valivých ložiskách.

2.3.1 Horní větev

- dle [6] volím hladký váleček od firmy Tranza a.s.
- typové označení: F – 76 x 380/6204/A/PP.1003



Obr. 4 – Váleček F – 76 x 380/6204/A/PP.1003

Tab. 3 – Rozměry válečku v horní větvi

Dimensions (mm)			Weight (kg)		Belt width (mm)		
L	L1	L2	Rotating parts	Total			
380	388	406	2,3	3,4		650	1000

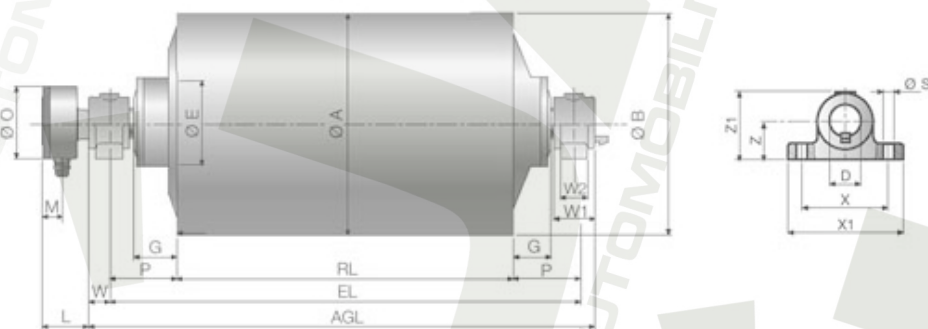
2.3.2 Dolní větev

- dle [6] volím hladký váleček od firmy Tranza a.s.
- typové označení: F – 76 x 750/6204/A/PP.1003



Dimensions (mm)			Weight (kg)		Belt width (mm)		
L	L1	L2	Rotating parts	Total			
750	758	796	3,8	6,0	650		

Pohon pásového dopravníku bude zajišťovat hnací elektrobuben od firmy Rulmeca, zvolen dle [10].

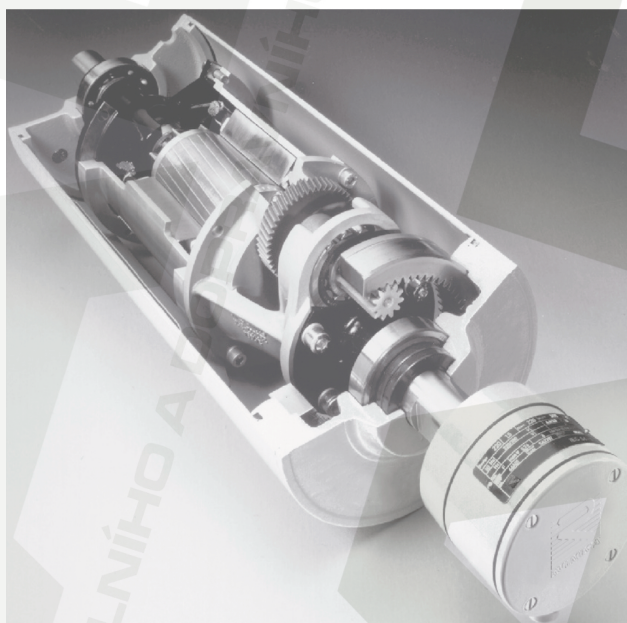


Obr. 6 – Hnací buben

- průměr: 500mm
- středně těžké provedení
- výkon: 15kW
- šíře: 750mm
- rychlost: 2 m.s⁻¹

Výhody elektrobubnu Rulmeca:

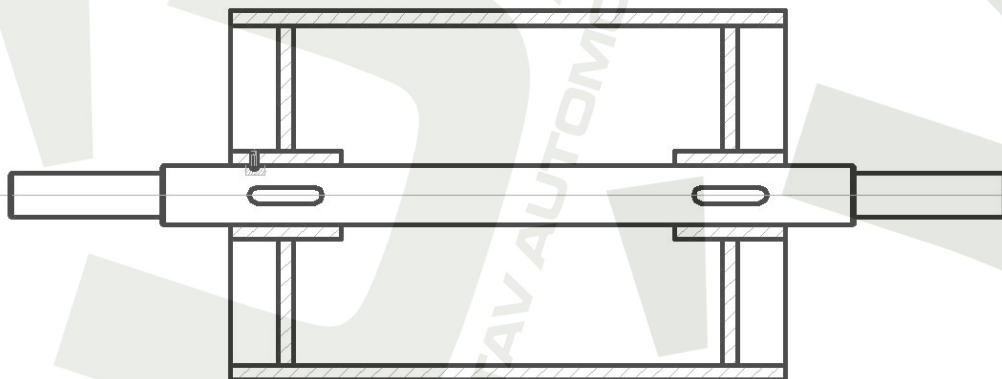
- motor, převodovka a ložiska jsou uzavřeny uvnitř bubnu a chráněny proti nečistotám
- kompaktní design, který šetří místo
- jeden z nejbezpečnějších pohonů
- poměrně nízká cena
- dlouhá životnost
- výměna oleje méně často
- nízká hlučnost



Obr. 7 – Řez hnacím bubnem

2.5 Hnaný buben

Hnaný buben je ještě před montáží na nosnou konstrukci dopravníku složen z několika součástí. Z hřídele s pery, na který je pomocí stavěcího šroubu připevněn samotný buben, který je svařený z plechu tloušťky $t = 5\text{mm}$.



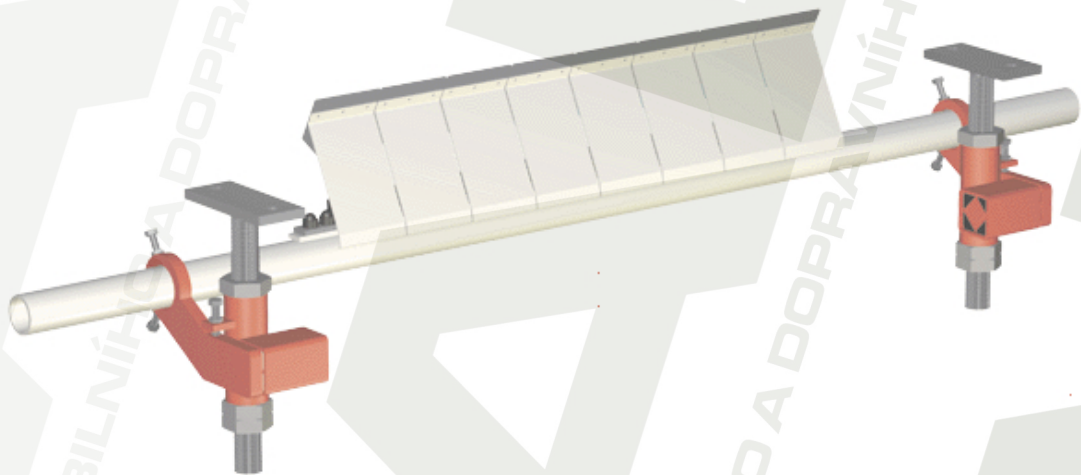
Obr. 8 – Řez hnaným bubnem

2.6 Čistič pásu

Pro čištění pásu jsem zvolil dle [8] čistič pásu od firmy Hosch typové označení B6.

Výhody čističe pásu Hosch B6:

- maximální šířka pásu 700mm
- počet čistících břitů: 6
- snadná instalace
- šetří místo
- přesně navržen pro konkrétní použití
- umožňuje reverzaci chodu pásu
- pro všechny typy pásu
- dlouhá životnost



Obr. 9 – Čistič pásu

3. Výpočtová část (dle normy ČSN ISO 5048)

3.1 Funkční výpočet

3.1.1 Volby dopravního pásu

a) volba jmenovité dopravní rychlosti pásu

- jmenovitou dopravní rychlost pásu volím v závislosti na druhu dopravovaného materiálu dle [3] str.148, Tab 8.3

$$v = 2 \text{ m.s}^{-1}$$

b) určení šířky pásu B

- objemová sypná hmotnost - volím dle [3] str.151, Tab 8.5

$$\rho = 850 \text{ kg.m}^{-3}$$

- sypný úhel - volím dle [3] str.151, Tab 8.5

$$\alpha = 30^\circ$$

- volím vodorovný pás korýtkový

Potřebný teoretický průřez náplně materiálu na pásu

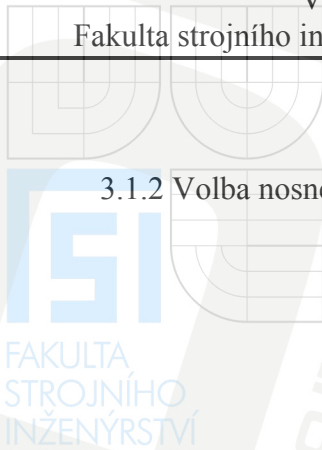
$$S_t = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v}$$

$$S_t = \frac{260000}{3600 \cdot 850 \cdot 2}$$

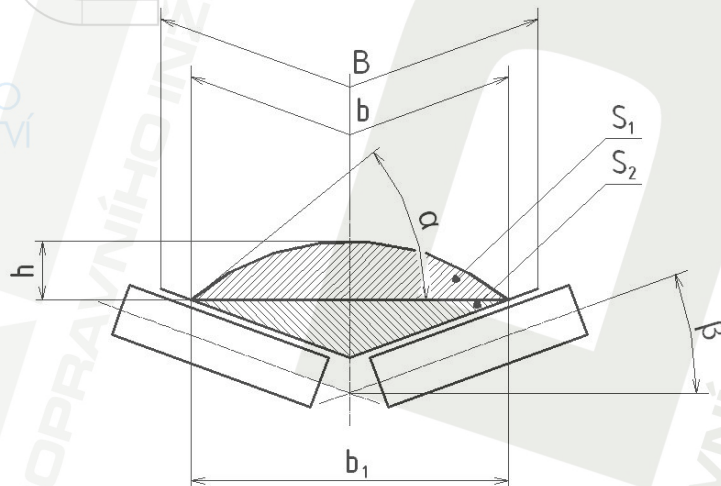
$$S_t = 0,04248 \text{ m}^2$$

- dle [3] str.149, Tab 8.4 volím šířku pásu

$$B = 650 \text{ mm}$$



3.1.2 Volba nosné válečkové stolice



Obr. 10 – Průřez náplně pro korýtkový pás se dvěma nosnými válečky

- ložná šířka pásu

$$b = 0,85 \cdot B - 0,05$$

$$b = 0,85 \cdot 0,65 - 0,05$$

$$b = 0,5025$$

- dynamický sypký úhel

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

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

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

- plocha průřezu horní části náplně

$$S_1 = (b \cdot \cos \beta)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \Theta}{6}$$

$$S_1 = (0,5025 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 22,5^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,0326 \text{ m}^2$$

- plocha průřezu dolní části náplně

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

$$S_2 = \left(\frac{0,5025}{2} \cdot \cos 20^\circ\right) \cdot \left(\frac{0,5025}{2} \cdot \sin 20^\circ\right)$$

$$S_2 = 0,0203 \text{ m}^2$$

- celková plocha průřezu náplně

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,0326 + 0,0203$$

$$S = 0,0529 \text{ m}^2$$

3.1.3 Korekce pro dopravní výkon

- sklon dopravníku

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

$$\sin \delta = \frac{12}{46,6}$$

$$\delta = 15^\circ$$



- součinitel korekce vrchlíku náplně

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

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 15^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}}$$

$$k_1 = 0,737$$

- součinitel sklonu

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

$$k = 1 - \frac{0,0326}{0,0529} (1 - 0,737)$$

$$k = 0,838$$

3.1.4 Největší dopravní výkon

- největší objemový dopravní výkon

$$I_v = S \cdot v \cdot k$$

$$I_v = 0,0529 \cdot 2 \cdot 0,838$$

$$I_v = 0,0887$$

- největší hmotnostní dopravní výkon

$$I_m = I_v \cdot \rho \cdot 3600$$

$$I_m = 0,0887 \cdot 850 \cdot 3600$$

$$I_m = 271422 \text{ kg/hod}$$

$$I_m > Q$$

$$271422 \text{ kg/hod} > 260000 \text{ kg/hod}$$

⇒ množství dopravovaného materiálu je vyhovující

3.1.5 Hlavní odpory

- hmotnost nákladu na 1 metr délky pásu

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

$$q_G = \frac{0,0887 \cdot 850}{2}$$

$$q_G = 37,7 \text{ kg/m}$$

- počet stolic v horní větvi dopravníku

$$p_1 = \frac{L_C}{a_0}$$

$$p_1 = \frac{46,6}{1}$$

$p_1 = 46,6 \Rightarrow$ volím 45 stolic, na začátku a na konci ponechávám delší úseky bez stolice

- hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr horní větve

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot p_1}{L_C}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2,3 \cdot 47}{46,6}$$

$$q_{RO} = 4,639 \text{ kg/m}$$

- počet stolic v dolní větvi dopravníku



$$p_2 = \frac{L_c}{a_u}$$
$$p_2 = \frac{46,6}{2,6}$$

$$p_2 = 17,92 \Rightarrow 18$$

- hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr dolní větve

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot p_2}{L_c}$$

$$q_{RU} = \frac{3,8 \cdot 18}{46,6}$$

$$q_{RU} = 1,467 \text{ kg/m}$$

- hmotnost 1 metru dopravního pásu
- dle výrobce:

$$q_B = 6,825 \text{ kg/m}$$

- hlavní odpor

$$F_H = f \cdot L_c \cdot g \cdot (q_{RO} + q_{RU} + 2 \cdot q_B + q_G)$$

$$F_H = 0,025 \cdot 46,6 \cdot 9,81 \cdot (4,639 + 1,467 + 2 \cdot 6,825 + 37,7)$$

$$F_H = 656,65 \text{ N}$$

- dle výrobce pásů voleno $f = 0,025$

3.1.6 Vedlejší odpory

- odpor setrvačných sil v místě nakládky

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

$$F_{bA} = 0,0887 \cdot 850 \cdot (2 - 0)$$

$$F_{bA} = 150,8N$$

- v_0 volím 0 m.s^{-1}

- odpor tření mezi bočním vedením a dopravovanou hmotou v místě nakládky

- dle [3] str.153 voleno:

- součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením: $\mu_1 = 0,7$

- součinitel tření mezi materiálem a pásem: $\mu_2 = 0,7$

- délka vedení

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

$$l_b = \frac{2^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,7}$$

$$l_b = 0,291m$$

- volím $l_b = 0,5m$

- výsledný odpor tření mezi bočním vedením a dopravovanou hmotou v místě nakládky

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

$$F_f = \frac{0,7 \cdot 0,0887^2 \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{\left(\frac{2+0}{2}\right)^2 \cdot 0,5025^2}$$

$$F_f = 91N$$

- odpor ohybu pásu přes hnací a hnaný buben

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

$$F_o = 9 \cdot 0,65 \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{650} \right) \cdot \frac{0,0105}{0,5}$$

$$F_o = 17,2N$$

- odpor v ložiskách hnaného bubnu

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_o}{D} \cdot F$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,06}{0,5} \cdot 5000$$

$$F_t = 3N$$

- vedlejší odpor

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

$$F_N = 150,8 + 91 + 17,2 + 3$$

$$F_N = 262N$$

3.1.7 Přídavné odpory

- odpory vzniké vychýlením bočních válečků

dle [4] str.13 voleno $\mu_0 = 0,4$

dle [3] str.138 voleno $\varepsilon = 2^\circ$

$$F_\varepsilon = \mu_0 \cdot L_\varepsilon \cdot q_B \cdot g \cdot \cos \lambda \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_\varepsilon = 0,4 \cdot 46,6 \cdot 6,825 \cdot 9,81 \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos 15^\circ \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_\varepsilon = 39,53N$$

- odpor vzniklý třením dopravovaného materiálu o boční vedení

- dle [3] str.153 voleno: souč. tření mezi materiálem a pásem: $\mu_2 = 0,7$

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

$$F_{gL} = \frac{0,7 \cdot 0,0887^2 \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{2^2 \cdot 0,5^2}$$

$$F_{gL} = 22,97N$$

- odpor čističe pásu

- počet čističů pásu volím: $z_c = 1$

$$F_r = z_c \cdot (0,2 \div 0,4) \cdot B$$

$$F_r = 1 \cdot 0,3 \cdot 650$$

$$F_r = 195N$$

- přídatný odpor

$$F_S = F_\varepsilon + F_{gL} + F_r$$

$$F_S = 39,53 + 22,97 + 195N$$

$$F_S = 257,7N$$

3.1.8 Odpor překonání dopravní výšky

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

$$F_{St} = 37,7 \cdot 12 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 4438N$$

3.1.9 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu

$$F_U = F_H + F_N + F_S + F_{St}$$

$$F_U = 656,65 + 262 + 257,7 + 4438$$

$$F_U = 5614,4N$$

3.1.10 Návrh pohonu

- potřebný provozní výkon

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 5614,4 \cdot 2$$

$$P_A = 11228,8W$$

- potřebný výkon motoru

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1}$$

$$P_M = \frac{11228,8}{0,8}$$

$$P_M = 14036W$$

- dle [3] str.155 volena celková účinnost převodů mezi motorem a
bubnem $\eta_1 = 0,8$

3.1.11 Stanovení sil v pásu

- maximální obvodová síla

- dle [4] str.10 voleno $\xi = 1,5$

$$F_{U,max} = \xi \cdot F_U$$

$$F_{U,max} = 1,5 \cdot 5614$$

$$F_{U,max} = 8421N$$

- tahová síla v pásu pro přenos obvodové síly

dle [4] str.13 voleno $\mu = 0,4$

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

$$F_{2,min} \geq 8421 \cdot \frac{1}{e^{\pi \cdot 0,4} - 1}$$

$$F_{2,min} \geq 3350,2N$$

- minimální tahová síla pro horní větev

dle [4] str.10 voleno $(h/a)_{adm} = 0,012$

$$F_{min,H} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}}$$

$$F_{min,H} \geq \frac{1 \cdot (6,825 + 37,7) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{min,H} = 4549,9N$$

- minimální tahová síla pro dolní větev

$$F_{min,D} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}}$$

$$F_{min,D} \geq \frac{2,6 \cdot 6,825 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{min,D} \geq 1813,3N$$

- největší tahová síla v pásu

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

$$F_{max} \approx F_1 \approx 5614 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{1}{e^{\pi \cdot 0,4} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 11771,2N$$

3.2 Pevnostní výpočty

3.2.1 Kontrola pevnosti pásu

dle [9] pevnost v tahu pásu $R_{mp} = 40 \text{ N.mm}^{-1}$

$$F_{dov} \geq F_{max}$$

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

$$40 \cdot 650 \geq 11771,2$$

$$26000N \geq 11771,2N$$

$\Rightarrow$ zvolený pás pevnostně vyhovuje

3.2.2 Silové namáhání hřídele bubnu

- síla v nosné větvi

$$F_{max} \approx F_1 \approx 11771,2N$$

- síla ve vratné větvi

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

$$F_2 = \frac{11771,2}{e^{\pi \cdot 0,4}}$$

$$F_2 = 3350,2N$$

- celková síla namáhající osu bubnu

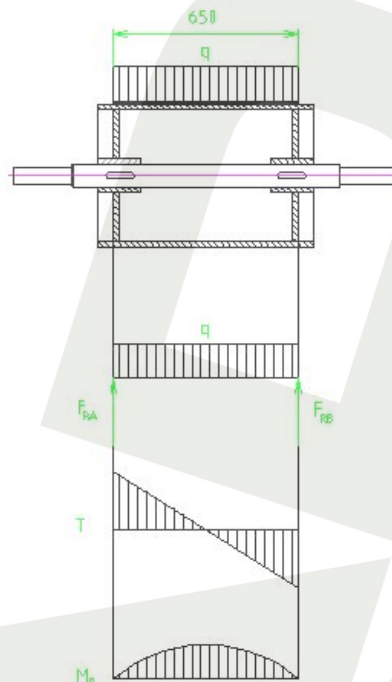
$$F_C = F_1 + F_2$$

$$F_C = 11771,2 + 3350,2$$

$$F_C = 15121,4N$$

3.2.3 Pevnostní kontrola hnaného bubnu

3.2.3.1 Kontrola pláště bubnu na ohyb



Obr. 11 – Výsledné vnitřní účinky (Buben)

- plášť hnaného bubnu materiál: ocel 11 700
- dle [1] strana 55: $\sigma_{o\ doy} = 80$ až 95 MPa – pro posouzení bezpečnosti volím $\sigma_{o\ doy} = 90$ MPa
- velikost spojitého namáhání q

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

$$q = \frac{15121,4}{0,65}$$

$$q = 23263,7 \text{ N/m}$$

- velikost reakčních sil F_{RA} a F_{RB}

$$T: -F_{RA} + F_{RB} - (q \cdot B) = 0$$

$$M_{OA}: -(q \cdot B \cdot 325) - (F_{RB} \cdot 650) = 0$$

$$F_{RB} = \frac{q \cdot B \cdot 325}{650}$$

$$F_{RB} = \frac{23263,7 \cdot 0,65 \cdot 325}{650}$$

$$F_{RB} = 7560,7N$$

$$F_{RA} = (q \cdot B) - F_{RB}$$

$$F_{RA} = (23263,7 \cdot 0,65) - 7560,7$$

$$F_{RA} = 7560,7N$$

- modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,5^4 - 0,486^4)}{32 \cdot 0,5}$$

$$W_o = 1,31 \cdot 10^{-3} m^3$$

- napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$M_o = F_{RB} \cdot 0,65 \cdot 0,5$$

$$M_o = 7560,7 \cdot 0,65 \cdot 0,5$$

$$M_o = 2457,2N/m$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{2457,2}{1,31 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_o = 1,88 MPa$$

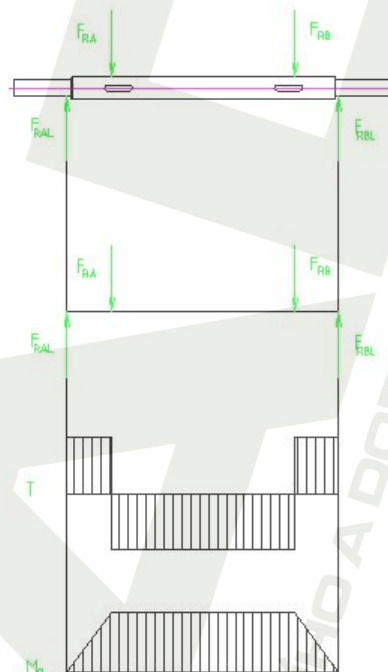
- posouzení bezpečnosti bubnu v ohybu

$$k_o = \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_o}$$

$$k_o = \frac{90}{1,88}$$

$$k_o = 47,87$$

3.2.3.2 Kontrola hnaného hřídele na ohyb



Obr. 12 – Výsledné vnitřní účinky (Hřídel)

- materiál hřídel: ocel 12 050.1
- dle [1] strana 54: $\sigma_{o_{dov}} = 85$ až 100 MPa – pro posouzení bezpečnosti volím $\sigma_{o_{dov}} = 90$ MPa

- velikost reakčních sil F_{RAL} a F_{RBL}

$$T: -F_{RAL} - F_{RA} - F_{RB} + F_{RBL} = 0$$

$$M_{OA}: -F_{RA} \cdot 0,15 + F_{RB} \cdot 0,85 - F_{RBL} \cdot 1 = 0$$

$$F_{RBL} = \frac{F_{RA} \cdot 0,15 + F_{RB} \cdot 0,85}{1,15}$$

$$F_{RBL} = \frac{-7560,7 \cdot 0,2 + 7560,7 \cdot 0,8}{1}$$

$$F_{RBL} = -7560,7N$$

$$F_{RAL} = (q \cdot B) - F_{RBL}$$

$$F_{RAL} = -(23267,7 \cdot 0,65) - 7560,7$$

$$F_{RAL} = -7560,7N$$

- kontrola hřídele na ohyb v nebezpečném místě
(v místě působení síly F_{RAL} – včetně započítání drážky pro pero a díry pro závrtný šroub)

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{RA} \cdot (0,15 - 0,15) + F_{RB} \cdot (0,85 - 0,15) - F_{RBL} \cdot (1 - 0,15) + F_{RAL} \cdot (0,15)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$$

$$\sigma_o = \frac{7560,7 \cdot (0,15 - 0,15) + 7560,7 \cdot (0,85 - 0,15) - 7560,7 \cdot (1 - 0,15) - 7560,7 \cdot (0,15)}{\frac{\pi \cdot 0,07^3}{32}}$$

$$\sigma_o = -67,4MPa$$

- posouzení bezpečnosti hřídele v ohybu

$$k_o = \frac{\sigma_{Odob}}{\sigma_o}$$

$$k_o = \frac{90}{67,4}$$

$$k_o = 1,4$$



4. Závěr

Navrhl jsem šikmý pásový dopravník dle zadaných hodnot, na přepravu uhlí. Dle normy ČSN ISO 5048 jsem provedl funkční výpočty, na jejichž základě jsem zvolil pohon dopravníku a další potřebné součásti. Součásti byli vybrány z katalogů firem s ohledem na kvalitu a cenu. Součástí práce je výkresová dokumentace a pevnostní výpočet hnaného bubnu.

5. Seznam použitých zdrojů

5.1 Použitá literatura

- [1] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: Strojnické tabulky. Úvaly, Albra, 2003, 868 stran
ISBN 80-86490-74-2
- [2] KAŠPÁREK, J.: Dopravní a manipulační zařízení. Skripta VUT, 126 stran
- [3] GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, 1. Vydání, VUT v Brně 1988
- [4] Norma ČSN ISO 5048: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil. Praha, Český normalizační institut, 1993. 15 stran
- [5] SVOBODA, P.; BRANDEJS, J.: Základy konstruování. Brno, Cerm, 2007, 204 stran, ISBN 978-80-7204-535-8

5.2 Použité webové stránky

- [6] Katalog firmy Tranza – válečky
<http://www.tranza.cz/cs/dopravni-komponenty/valecky/>
- [7] Katalog firmy Tranza – stolice
<http://www.tranza.cz/cs/dopravni-komponenty/prazce/>
- [8] Katalog firmy Hosch – čistič pásu
http://www.hosch.de/en/htm/prod_b6.htm
- [9] Katalog firmy vvmmost – prodejce pásů Matador
<http://vvmmost.cz/prodej-dopravnich-pasu-matador/>
- [10] Technické specifikace elektrobubny Rulmeca
http://www.rulmeca.com/download_cms/products/500L.pdf

6. Seznam použitých symbolů

Značka	Název	Jednotka
a_o	Rozteč válečkových stolic v horní větvi	m
a_u	Rozteč válečkových stolic v dolní větvi	m
A	Dotyková plocha mezi pásem a čističem	m^2
b	Ložná šířka pásu	m
b_1	Světlná šířka bočního vedení	m
B	Šířka dopravního pásu	m
d	Tloušťka pásu	m
d_o	Průměr hřídele v ložisku	m
D	Průměr bubnu	m
f	Součinitel tření - obecně	(-)
F	Střední tah v pásu na bubnu	N
F_1	Tah pásu v horní větvi	N
F_2	Tah pásu v dolní větvi	N
$F_{2,min}$	Minimální tahová síla v pásu pro přenos obvodové síly	N
F_{bA}	Odpory setrv.sil v místě nakládky a urychlování	N
F_c	Výsledná síla namáhající osu bubnu	N
F_{dov}	Maximální dovolená síla v pásu	N
F_f	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	N
F_H	Hlavní odpory	N
F_{MAX}	Maximální tah v pásu	N
F_{MIN}	Minimální tah v pásu	N
F_N	Vedlejší odpory	N
F_o	Odpor ohybu pásu (na bubnech)	N
F_d	Maximální síla na 1mm pásu	N
F_{RA}	Reakční síla bubnu na na spojitě atížení v místě A	N
F_{RAL}	Reakční síla hřídele na ložisko A	N
F_{RB}	Reakční síla bubnu na na spojitě atížení v místě B	N
F_{RBL}	Reakční síla hřídele na ložisko B	N
F_S	Celkový přídavný odpor	N
F_{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	N
F_U	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	N
F_{umax}	Maximální obvodová síla při rozběhu plného pásu	N
F_e	Odpor vychýlených bočních válečků	N
F_v	Odpor čističe pásu	N
g	Tíhové zrychlení	$m.s^{-1}$
H	Dopravní výška	m

I_m	Hmotnostní dopravní výkon	kg/hod
I_v	Objemový dopravní výkon	m^3/s
k	Součinitel sklonu	(-)
k_1	Součinitel korekce vrchlíku náplně	(-)
k_o	Bezpečnost v ohybu	(-)
l	Délka bočního vedení	m
l_b	Délka urychlování	m
$l_{b,min}$	Minimální délka urychlování	m
L_c	Celková délka dopravníku	m
p	Tlak mezi pásem a čističem	Pa
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	Liniové zatížení	$N.m^{-1}$
q_1	Hmotnost válečku horní větve	kg
q_2	Hmotnost válečku dolní větve	kg
q_B	Hmotnost 1m dopravního pásu	kg
q_G	Hmotnost nákladu na 1m pásu	kg
q_{RO}	Hmot. rotujících částí horních válečků na 1m dopravníku	kg
q_{RU}	Hmot. rotujících částí dolních válečků na 1m dopravníku	kg
Q	Dopravní výkon	kg/hod
Q_m	Objemová hmotnost dopravovaného materiálu	kg/m^3
S	Plocha náplně	m^2
S_1	Plocha horní části náplně	m^2
S_2	Plocha dolní části náplně	m^2
S_t	Teoreticky potřebná min. Plocha průřezu náplně	m^2
v	Rychlost pásu	$m.s^{-1}$
v_0	Složka rych.doprovované hmoty ve směru pohybu pásu	$m.s^{-1}$
W_o	Průřezový modul v ohybu	m^3
α	Sypný úhel	°
δ	Úhel sklonu dopravníku	°
ε	Úhel vychýlení osy válečku k rovině kolmé k pod.ose	°
η	Účinnost	(-)
Θ	Dynamický sypný úhel dopravované hmoty	°
λ	Úhel sklonu bočních válečků	°

μ	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	(-)
μ_0	Součinitel tření mezi nosnými válečky 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	(-)
ζ	Součinitel rozběhu	(-)
φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	rad
ρ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	kg.m ⁻³
σ	Napětí v ohybu	MPa
σ_{do}	Dovolené napětí v ohybu	MPa

7. Seznam příloh

Výkres sestavení

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK KO – 2P21 – 000

Podsestava napídací stanice

NAPÍNACÍ STANICE KO – 3P21 – M2

Výrobní výkres hřídele

HŘÍDEL HNANÝ KO – 3P21 – 005