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

PŘENOSNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO STAVEBNÍ MATERIÁLY A ODPADY

PORTABLE BELT CONVEYOR FOR CONSTRUCTION MATERIALS AND WASTE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR´S THESIS

AUTOR PRÁCE OSTRÝ JOSEF
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE DOC. ING. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.
SUPERVISOR

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Josef Ostrý

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:

Přenosný pásový dopravník pro stavební materiály a odpady

v anglickém jazyce:

Portable Belt Conveyor for Construction Materials and Waste

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh přenosného šikmého pásového dopravníku,
Hlavní technické parametry:
dopravní výkon: 90.000 kg/hod
dopravní výška: do 2,5 m
dopravní délka (rozteč mezi osami bubnů: 7 m
dopravovaný materiál: drobné kamenivo
max. zrnitost 150mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:
- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:
- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce:doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 15.10.2011

L.S.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ DĚKANÁT

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh přenosného pásového dopravníku dle zadaných parametrů. První část práce obsahuje koncepci navrhovaného dopravníku s volbou komponentů. V další části je řešen funkční výpočet, který je proveden dle normy ČSN ISO 5040 a dalších uvedených zdrojů. V poslední části je prováděn návrh napínacího zařízení a na závěr je připojena výkresová dokumentace dopravníku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, válečky, stolice, kamenivo, napínací zařízení, elektrobuben

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is design of portable belt conveyor according to specified parameters. First part of the thesis contains the proposed concept with a choice of conveyor components. The next part of thesis deals with functional calculation, which is solved according to ČSN ISO 5040 and other specified sources. In the end of bachelor thesis is contained proposal of implemented tensioning device. Technical drawing of conveyor is also attached to the bachelor thesis.

KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, rollers, mill, aggregate, tension device, motorized pulley

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

OSTRÝ, J. *Přenosný pásový dopravník pro stavební materiály a odpady*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 35 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012 ……..……..

Jméno a přímení

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za pomoc při řešení problému v mé práci a také mým rodičům, kteří mě po celou dobu bakalářského studia podporovali.

OBSAH

Úvod 9
1 Koncepce řešení 10
1.1 Volba dopravního pásu 10
1.2 Volba válečkových stolic 11
1.2.1 volba válečkových stolic (pražců) pro nosnou (horní) větev 11
1.2.2 volba válečkových stolic (pražců) pro vratnou (dolní) větev 12
1.3 Volba válečků 12
1.3.1 Volba válečků pro nosnou (horní) větev dopravníku 12
1.3.2 Volba válečků pro vratnou (dolní) větev dopravníku 13
1.4 Volba pohonu 14
1.5 Čistič pásu 15
1.6 Napínací zařízení 15
2 Funkční výpočet 16
2.1 Návrh dopravního pásu 16
2.2 Pohybové odpory pásového dopravníku 19
2.2.1 Hlavní odpory F_H 19
2.2.2 Vedlejší odpory, F_N 20
2.2.3 Přídavné vedlejší odpory - vedlejší 21
2.2.4 Přídavné vedlejší odpory – hlavní 21
2.2.5 Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu 22
2.3 Návrh pohonu 23
2.4 Síly v pásu 23
2.5 Návrh napínacího zařízení 26
2.5.1 Kontrola šroubu na vzpěr 26
2.5.2 Tlak v závitech 28
Závěr 29
Seznam použitých zkratek a symbolů 31
Seznam příloh 35

ÚVOD

Pásové dopravníky jsou zařízení určená ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží, a to převážně ve vodorovném, případně mírně šikmém směru. Dopravní pás přitom tvoří jak tažný, tak zároveň nosný orgán pro přepravovaný materiál.

Tato bakalářské práce je zaměřena na koncepční řešení s volbou hlavních částí dopravníku dle internetových katalogů firem, což je základním obsahem první části práce. Ve druhé části je řešen funkční výpočet tohoto dopravníku a výstupem je výkresová dokumentace sestavy dopravníku a napínacího zařízení.

Tyto dopravníky zároveň patří k nejrozšířenějším prostředkům dopravy sypkých látek, díky svým četným přednostem: vysoká dopravní rychlost, tomu odpovídající dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, jednoduchá údržba, malá spotřeba energie, možnost nakládání a vykládání materiálu v kterémkoli místě. Omezení možností jejich použití spočívá zejména při šikmé dopravě a při dopravě horkých materiálů.

1 KONCEPCE ŘEŠENÍ

Navrhovaný pásový dopravník byl navržen pro přepravu drobného kameniva maximální zrnitosti 150 mm na vzdálenost 7 m a výšky 2,5 m. Kamenivo na pás je sypáno přes násypku, která je součástí dopravníku a vysypáváno je samovolně přepadem přes vratný buben. Dopravní výkon by měl dosahovat minimálně 90 000 kg/h. Pro nosnou větev byly použity dvouválečkové stolice s hladkými válečky a na vratné větvi je dostačující jednoválečková stolice s diskovými válečky. Jako nosný prvek dopravovaného materiálu má sloužit hladký pryžový pás o šířce 500 mm. Kvůli nalepování materiálu na pás musel být zajištěn čistič pásu, který je upevněn ke konstrukci u hnacího bubnu. Všechny částí dopravníku jsou uchyceny nebo svařeny ke konstrukci, která je tvořena obdélníkovým profilem 50x30x3. Pro násypku je vytvořena speciální ohrada, která je svařena ke konstrukci a násypka se jen do ní vloží. Celou konstrukci podpírají podpěry profilu U 80 zakončené čtvercovým podstavcem.

1.1 VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Dopravní pás byl zvolen jeden z nejpoužívanějších, což je pryžový hladký pás s dvěma textilními vložkami o standardní šířce 500 mm. Z počátku byla šířka 400 mm, ale jelikož nevycházel zadaný minimální dopravní výkon, byla šířka pásu změněna na 500 mm, viz kapitola 2.1. Tímto přepočtem už bylo vše v pořádku. Zvolený pás je velmi odolný proti opotřebení a slouží pro přepravu vysoce abrazivního sypkého a zrnitého materiálu, což je pro životnost pásu velmi důležité. Pás bude dodán a spojen jehlovým způsobem firmou Gumex.

Dle [6] byl zvolen pás <u>EP 250/2 500/3+2/AA</u>
Šířka pásu: $B = 500\ mm$
Krycí vrstva: - AA – pro přepravu vysoce abrazivního, sypkého, zrnitého materiálu
- 3+2 mm
Výstužný materiál kostry: EP – vlákna polyester + polyamid
Počet vložek: 2
Pevnost v tahu: $\sigma_t = 250\ MPa$
Hmotnost 1m² pásu: $m_p = 4{,}48\ kg \cdot m^{-1}$
Síla vrstvy: $d_p = 6{,}8$ mm
Minimální průměr bubnu 200 mm

Obr. 1 Dopravní pás[6]

1.2 VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC

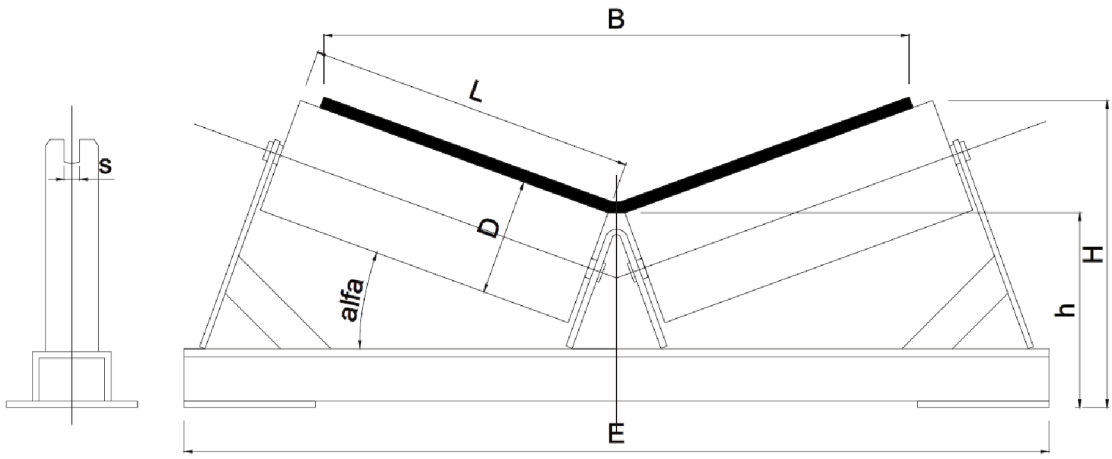
Válečkové stolice slouží k uložení válečků, podpírající nosnou a vratnou větev pásu.

1.2.1 VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC (PRAŽCŮ) PRO NOSNOU (HORNÍ) VĚTEV

Válečková stolice pro nosnou větev má větší nároky než stolice na vratné větvi, jelikož se po ní bude přepravovat kamenivo. Proto byly zvoleny stolice dvouválečkové se sklonem válečků 20º. Tyto stolice budou svařeny ke konstrukci.

Dle katalogu [7] AMG – Karel Plíchal byla zvolena nosná válečková stolice
PHD 500/ Ø89/20s.

Šířka pásu: $B = 500\ mm$
Výšky stolice: $H = H_s = 252\ mm$
$h = 145\ mm$
Délka válečků: $L = L_n = 315\ mm$
Úhel sklonu válečků: $\beta = 20°$
Hmotnost stolice: $m_n = 5{,}7\ kg$
Rozteč stolic: $a_0 = 1\ m$
Počet stolic: $n_{hs} = 6$
Ploška hřídele: s = 14 mm
Celková dráha: E = 800 mm



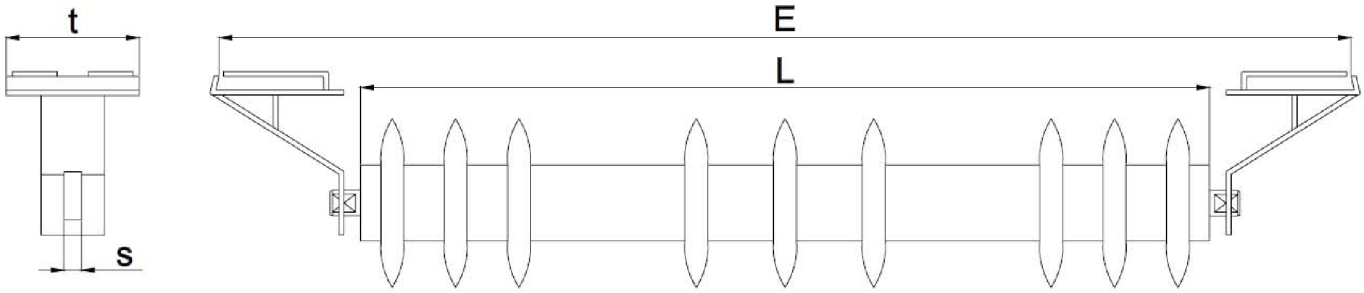
Obr. 2. Válečková stolice [7]

1.2.2 VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC (PRAŽCŮ) PRO VRATNOU (DOLNÍ) VĚTEV

U válečkové stolice pro vratnou větev není třeba použít dvouválečkovou stolici, jelikož slouží jenom jako podepření pásu. Dostačující bude použití jednoválečkových stolic, které budou rovněž svařeny ke konstrukci.

Dle katalogu [7] AMG – Karel Plíchal byl zvolen držák spodního válečku DSV 500/ Ø108/14

Šířka pásu: $B = 500\ mm$
Délka válečků: $L = L_v = 600\ mm$
Počet držáků: $n_{vs} = 3$
Rozteč držáků: $a_u = 2\ m$
Ploška hřídele: s = 14 mm
Celková dráha: E = 800 mm
Šířka držáku: $t_d = 105\ mm$



Obr. 3. Držák spodního válečku [7]

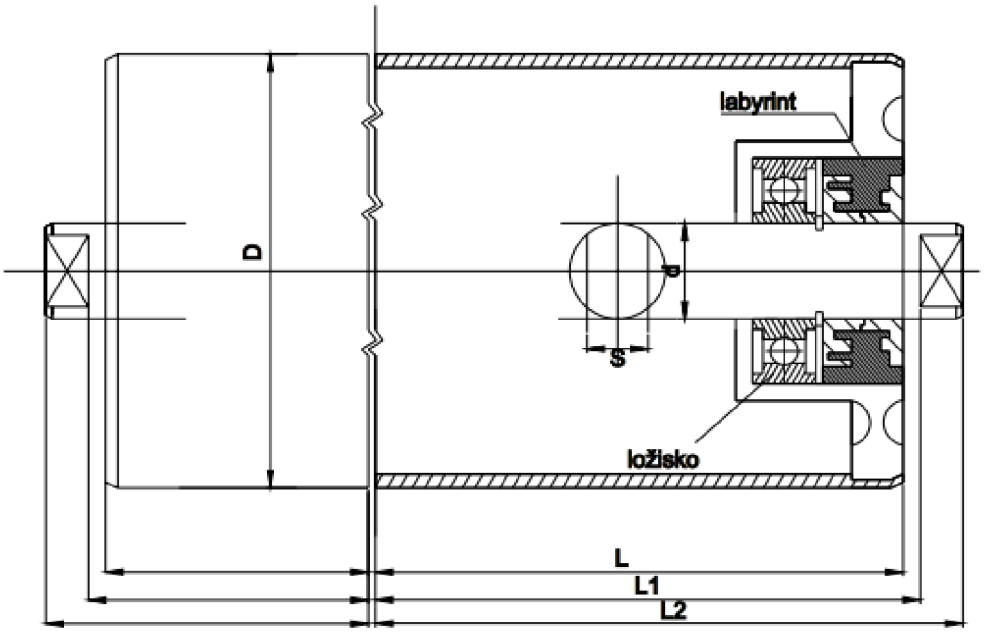
1.3 VOLBA VÁLEČKŮ

Válečky jsou jednou z nejdůležitějších částí dopravníku, protože mají za úkol podpírat a vést dopravní pás. Svým uspořádáním ve válečkové stolici se mění ložná plocha. Měly by být odolné vůči opotřebení a dobře utěsněné, aby do nich nevnikaly nečistoty či vlhkost a tím se i prodloužila jejich životnost.

1.3.1 VOLBA VÁLEČKŮ PRO NOSNOU (HORNÍ) VĚTEV DOPRAVNÍKU

Dle katalogu [7] AMG - Karel Plíchal byl zvolen hladký váleček Ø89/315/6204/20/14

Délky: $L = L_n = 315\ mm$
$L_1 = 323mm$
$L_2 = 343mm$
Celková hmotnost: $m_{Cn} = 4{,}3\ kg$
Hmotnost rotujících částí: $m_{Rn} = 2{,}8\ kg$
Počet použitých válečků: $n_n = 12$
Průměr hřídele: d = 20 mm
Ploška šíře: s = 14 mm

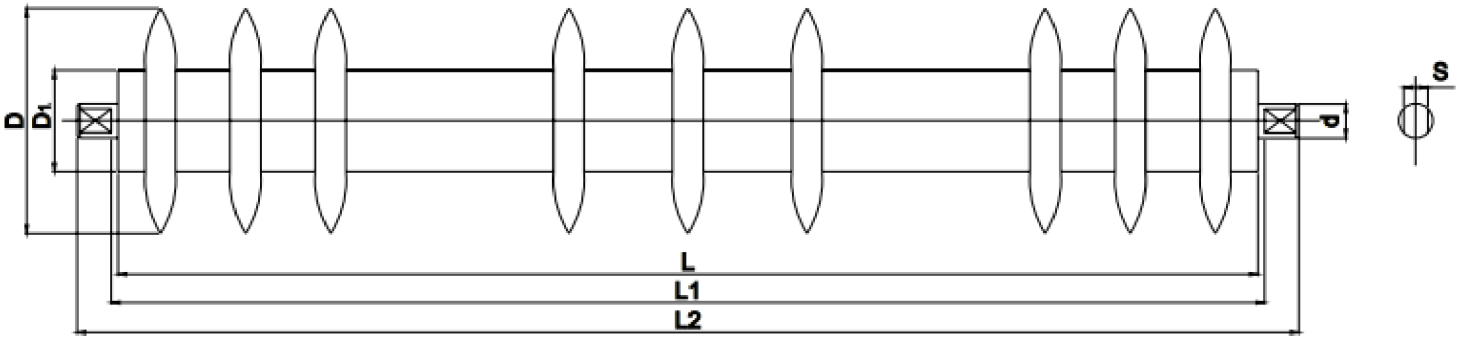


Obr. 4. Hladký váleček [7]

1.3.2 VOLBA VÁLEČKŮ PRO VRATNOU (DOLNÍ) VĚTEV DOPRAVNÍKU

Z důvodu čištění pásu byl zvolen dle [7] AMG - Karel Plíchal diskový váleček.
Ø108/60/600/6204/20/14

Délky: $L = L_v = 600\ mm$
$L_1 = 608\ mm$
$L_2 = 648\ mm$
Celková hmotnost: $m_{Cv} = 6{,}9\ kg$
Hmotnost rotujících částí: $m_{Rv} = 5{,}3\ kg$
Počet použitých válečků: $n_v = 3$
Průměr hřídele: d = 20 mm
Ploška hřídele: s = 14 mm



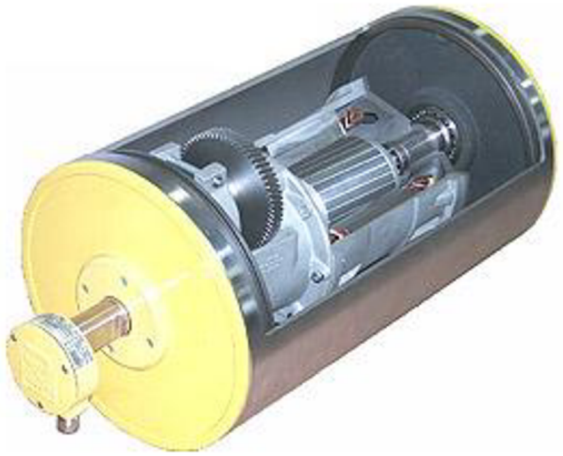
Obr. 5 Diskový váleček [7]

1.4 VOLBA POHONU

Jako pohon byl vybrán elektrobuben od firmy Rulmeca s výkonem 2,2 kW. Výhodou tohoto pohonu, oproti vnějším převodovým motorům, je umístění přímo v bubnu. Díky tomu je ušetřeno místo a zajištěna lepší manipulace s dopravníkem. Elektrobuben má vysokou účinnost a velkou životnost a je upevněn pomocí součástky Mounting brackets KL41-HD, rovněž od firmy Rulmeca.

Dle katalogu [8] Rulmeca byl zvolen hnací elektrobuben Motorized Pulley 320L, Ø320 mm,50 Hz

Typ: 320L – KL41-HD
Výkon: $P = 2200\ W$
Rychlost pásu: $v = 1{,}25\ m \cdot s^{-1}$
Síla v tahu: $F = 1651\ N$
Průměr bubnu: $D = 320\ mm$
Průměr hřídele $d_0 = 40\ mm$
Délka bubnu: L $= 550\ mm$
Maximální radiální zatížení: $F_{rad} = 11{,}5\ kN$



Obr. 6 Elektrobuben [8]

1.5 ČISTIČ PÁSU

Aby nedocházelo ke zbytečnému opotřebení pásu, používá se čistič pásu, který se většinou umísťuje k hnacímu bubnu přibližně 15–20° pod osu dopravníku. Jeho účelem je čistit dopravního pás od nalepeného materiálu a dalších nečistot. Konkrétně byl zvolen čelní stěrač typu CJ 1.1, který vyniká svou jednoduchou konstrukcí. Tento typ zaručuje výbornou kvalitu stírání pomocí stíracího segmentu z polyuretanu, který je ukončen plátkem z tvrdokovu (karbidu wolframu).

Obr. 7 Čistič pásu [9]

1.6 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací zařízení je důležitou složkou dopravníku, Je třeba stále udržovat pás dostatečně napnutý. Jelikož navrhovaný dopravník je krátký, bylo zvoleno napínací zařízení s dvěma šrouby, u kterého se posouvá hnací buben. Posunutím bubnu se dosáhne potřebného napnutí pásu. Návrh napínacího zařízení viz kapitola 2.5.

Obr. 8 Napínací zařízení [10]

2 FUNKČNÍ VÝPOČET

2.1 NÁVRH DOPRAVNÍHO PÁSU

SKLON DOPRAVNÍKU

Dopravní výška H = 2,5 m
Dopravní délka L = 7 m

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

$$\sin\delta = \frac{2{,}5}{7} \tag{1}$$

$$\underline{\delta = 20°55' = 21°}$$

VOLBA JMENOVITÉ RYCHLOSTI

Z důvodu dopravovaného materiálu, konkrétně drobného kameniva, byla dle [1] str. 148, tab. 8.3 zvolena jmenovitá dopravní rychlost $v = 1{,}25\ m \cdot s^{-1}$.

TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

Dopravní výkon Q = 90000 kg/hod
Objemová sypná hmotnost$\kappa = 1650\ kg \cdot m^{-3}$byla určena dle [1] str. 151, tab. 8.5.

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

$$S_T = \frac{90000}{3600 \cdot 1650 \cdot 1{,}25} \tag{2}$$

$$\underline{S_T = 0{,}012\ m^2}$$

URČENÍ ŠÍŘKY PÁSU

Šířka pásu B = 400 mm byla zvolena dle [1] str. 149, tab. 8.4.
Z důvodů nedodržení zadaného dopravního výkonu byla určena B = 500 mm.

VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0{,}9 \cdot B - 50$$

$$b = 0{,}9 \cdot 500 - 50 \tag{3}$$

$$\underline{b = 400\ mm}$$

DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

Sypný úhel $\rho = 30°$ byl zvolen dle [1] str. 151, tab. 8.5.

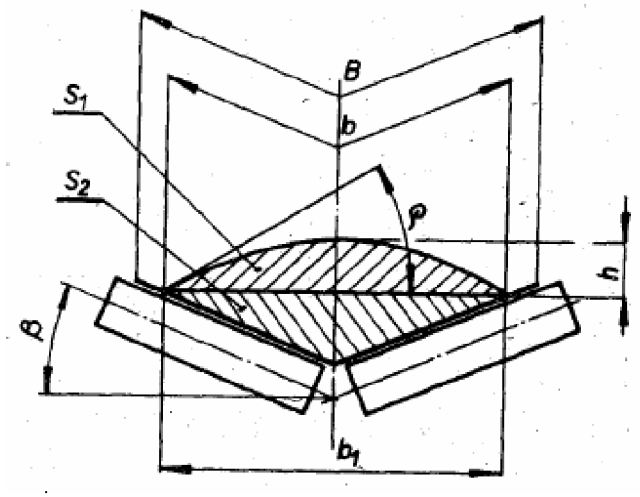
$$\theta = 0{,}75 \cdot \rho$$

$$\theta = 0{,}75 \cdot 30 \tag{4}$$

$$\underline{\theta = 22{,}50}$$

CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU PÁSU

Dle [1] str. 149, tab. 8.4 bylo díky výše uvedeným výpočtovým hodnotám zjištěno, že zadaný dopravník se bude skládat z vodorovného korýtkového pásu s dvouválečkovou stolicí a sklon těchto válečků bude $\beta = 20°$.



Obr. 9 Plocha průřezu pásu[1]

$$S = S_1 + S_2$$

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

$$S_1 = (0{,}4 \cdot cos20°)^2 \cdot \frac{\tan 22{,}5}{6} \tag{5}$$

$$\underline{S_1 = 0{,}0098\, m^2}$$

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

$$S_2 = \left(\frac{0{,}4}{2} \cdot cos20°\right) \cdot \left(\frac{0{,}4}{2} \cdot sin20°\right) \tag{6}$$

$$\underline{S_2 = 0{,}013\, m^2}$$

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0{,}0098 + 0{,}013 \tag{7}$$

$$\underline{S = 0{,}0228\, m^2}$$

SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

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

$$k_1 = \sqrt{\frac{cos^2 21 - cos^2 22{,}5}{1 - cos^2 22{,}5}} \tag{8}$$

$$\underline{k_1 = 0{,}35}$$

SOUČINITEL SKLONU

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

$$k = 1 - \frac{0{,}0098}{0{,}0228} \cdot (1 - 0{,}35) \tag{9}$$

$$\underline{k = 0{,}72}$$

NEJVĚTŠÍ OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

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

$$I_V = 0{,}0228 \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}72 \tag{10}$$

$$\underline{I_V = 0{,}02\, m^3 \cdot s^{-1}}$$

NEJVĚTŠÍ HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \kappa$$

$$I_m = 3600 \cdot 0{,}02 \cdot 1650 \tag{11}$$

$$\underline{I_m = 118\,800\, kg \cdot h^{-1}}$$

Navrhnutý největší hmotnostní dopravní výkon vyhovuje zadanému dopravnímu výkonu 90 000 kg·h^{-1}.

$I_m \geq Q$ podmínka splněna (12)

2.2 POHYBOVÉ ODPORY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.2.1 HLAVNÍ ODPORY F_H

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1M HORNÍ (NOSNÉ) VĚTVE DOPRAVNÍKU

Hmotnost rotujících části válečku m_{Rn} a počet použitých válečků n_n viz kapitola 1.3.1.

$$q_{Rn} = \frac{2 \cdot m_{Rn} \cdot n_n}{L}$$

$$q_{Rn} = \frac{2 \cdot 2{,}8 \cdot 12}{7} \tag{13}$$

$$\underline{q_{Rn} = 9{,}6\ kg \cdot m^{-1}}$$

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1M DOLNÍ (VRATNÉ) VĚTVE DOPRAVNÍKU

Hmotnost rotujících části válečku m_{Rv} a počet použitých válečků n_v viz kapitola 1.3.2.

$$q_{Rv} = \frac{m_{Rv} \cdot n_v}{L}$$

$$q_{Rv} = \frac{5{,}3 \cdot 3}{7} \tag{14}$$

$$\underline{q_{Rv} = 2{,}27\ kg \cdot m^{-1}}$$

HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1M DÉLKY DOPRAVNÍKU

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

$$q_G = \frac{0{,}02 \cdot 1650}{1{,}25} \tag{15}$$

$$\underline{q_G = 26{,}4\ kg \cdot m^{-1}}$$

HMOTNOST 1M PÁSU

$$q_B = m_p \cdot B$$

$$q_B = 4{,}47 \cdot 0{,}5 \tag{16}$$

$$\underline{q_B = 2{,}24\ kg \cdot m^{-1}}$$

GLOBÁLNÍ SOUČINITEL TŘENÍ

Dle [1] str. 152, obr. 8.19 byl zvolen teplotní součinitel při 20ºC $k_2 = 1$ a rovněž součinitel tření $f_1 = 0{,}023$.

$$f = f_1 \cdot k_2$$

$$f = 0{,}023 \cdot 1 \tag{17}$$

$$\underline{f = 0{,}023}$$

HLAVNÍ ODPORY CELKEM

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

$$F_H = 0{,}023 \cdot 7 \cdot 9{,}81 \cdot [9{,}6 + 2{,}27 + (26{,}4 + 2 \cdot 2{,}24) \cdot \cos 21] \tag{18}$$

$$\underline{F_H = 64{,}28\ N}$$

2.2.2 VEDLEJŠÍ ODPORY, F_N

ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

Ve směru pohybu pásu je složka rychlosti dopravované hmoty $v_o = 0\ m \cdot s^{-1}$.

$$F_{bA} = I_V \cdot \kappa \cdot (v - v_o)$$

$$F_{bA} = 0{,}02 \cdot 1650 \cdot (1{,}25 - 0) \tag{19}$$

$$\underline{F_{bA} = 41{,}25\ N}$$

ODPOR PÁSU NA BUBNECH

Tloušťka pásu d_p viz kapitola 1.1.
Síla v tahu F a průměr bubnu D viz kapitola 1.4.

$$F_1 = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0{,}01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d_p}{D}$$

$$F_1 = 9 \cdot 0{,}5 \cdot \left(140 + 0{,}01 \cdot \frac{1651}{0{,}5}\right) \cdot \frac{0{,}0068}{0{,}32} \tag{20}$$

$$\underline{F_1 = 16{,}56\ N}$$

ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU

Průměr hřídele d_o viz kapitola 1.4.

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

$$F_t = 0{,}005 \cdot \frac{0{,}04}{0{,}32} \cdot 1651 \tag{21}$$

$$\underline{F_t = 1{,}03\ N}$$

ODPOR TŘENÍM MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

Boční vedení není použito.

$$\underline{F_f = 0\ N} \tag{22}$$

VEDLEJŠÍ ODPORY CELKEM

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

$$F_N = 41{,}25 + 16{,}56 + 0 + 1{,}03 \tag{23}$$

$$\underline{F_N = 58{,}84\ N}$$

2.2.3 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY - VEDLEJŠÍ

Válečky nejsou vychýleny.

$$\underline{Fs_1 = 0\ N} \tag{24}$$

2.2.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY – HLAVNÍ

ODPOR ČISTIČE PÁSU

Byl zvolen dle [9] čelní stěrač s břity z karbidu wolframu CJ 1.1.
Tlak p = 60 000 N součinitele tření $\mu_3 =$ 0,4 byl zvolen dle [2] str. 13 tab. 3.

DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI ČISTIČEM PÁSU A PÁSEM

Šířka čističe pásu t_c = 20 mm byla zvolena dle [9].

$$A_č = B \cdot t_c$$

$$A_č = 0{,}5 \cdot 0{,}02 \tag{25}$$

$$\underline{A_č = 0{,}01\ m^2}$$

$$F_r = A_č \cdot p \cdot \mu_3$$

$$F_r = 0{,}01 \cdot 60000 \cdot 0{,}4 \tag{26}$$

$$\underline{F_r = 240\ N}$$

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

Boční vedení pásu není požito

$$\underline{F_{gL} = 0\ N} \tag{27}$$

ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU

Shrnovač není použit

$$\underline{F_a = 0\ N} \tag{28}$$

PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY – HLAVNÍ CELKEM

$$Fs_2 = F_r + F_{gL} + F_a$$

$$Fs_2 = 240 + 0 + 0 \tag{29}$$

$$\underline{Fs_2 = 240\ N}$$

ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$Fs_t = q_G \cdot H \cdot g$$

$$Fs_t = 26{,}4 \cdot 2{,}5 \cdot 9{,}81 \tag{30}$$

$$\underline{Fs_t = 647{,}46\ N}$$

2.2.5 POTŘEBNÁ OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_u = F_H + F_N + Fs_1 + Fs_2 + Fs_t$$

$$F_u = 64{,}28 + 58{,}84 + 0 + 240 + 647{,}46 \tag{31}$$

$$\underline{F_u = 1010{,}58\ N}$$

2.3 NÁVRH POHONU

POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

$$P_A = F_u \cdot v$$

$$P_A = 1010{,}58 \cdot 1{,}25 \tag{32}$$

$$\underline{P_A = 1263{,}23\ W}$$

POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

Účinnost převodů $\mu_1 = 0{,}9$ byla zvolena dle [2] str. 9.

$$P_M = \frac{P_A}{\mu_1}$$

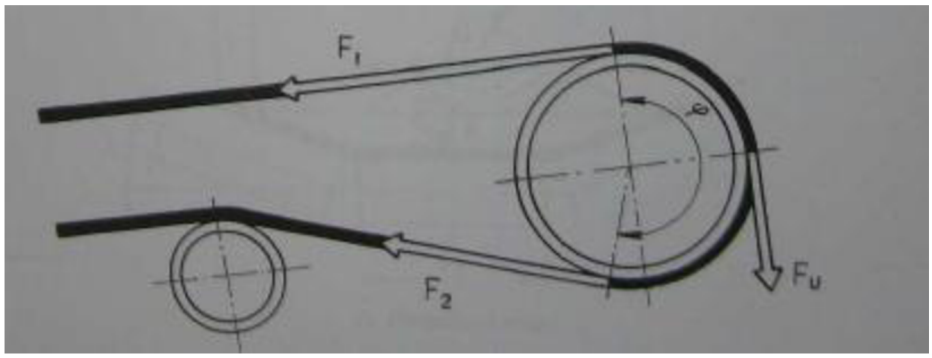
$$P_M = \frac{1263{,}23}{0{,}9} \tag{33}$$

$$\underline{P_M = 1403{,}58\ W}$$

2.4 SÍLY V PÁSU

PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚNÉM BUBNU

Součinitel tření mezi poháněcími bubny a pryžovým pásem $\mu = 0{,}35$ byl zvolen dle [2] str. 13, tab. 4. Úhel opásaní hnacího bubnu je φ = 180°.



Obr. 10 Tahové síly v působícím pásu[2]

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

$$F_{2,min} \geq 1516{,}365 \cdot \frac{1}{e^{0{,}35 \cdot \pi} - 1} \tag{35}$$

$$\underline{F_{2,min} \geq 757{,}11\ N}$$

MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

Součinitel rozběhu $\xi = 1{,}5$ byl zvolen dle [2] str. 10.

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

$$F_{U,max} = 1{,}5 \cdot 1010{,}91 \tag{36}$$

$$\underline{F_{U,max} = 1516{,}365\ N}$$

MINIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA PRO NOSNOU VĚTEV S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

Rozteč stolic a_0 viz kapitola 1.2.1.

Největší dovolený průvěs pásu $\frac{h}{a} = 0{,}012$ byl zvolen dle [2] str. 10.

$$F_{n\,min} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B \cdot q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)}$$

$$F_{n\,min} \geq \frac{1 \cdot (2{,}24 \cdot 26{,}4) \cdot 9{,}81}{8 \cdot 0{,}012} \tag{37}$$

$$\underline{F_{n\,min} \geq 2926{,}65\ N}$$

MINIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA PRO VRATNOU VĚTEV S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

Rozteč držáků a_u viz kapitola 1.2.2.

$$F_{v\,min} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)}$$

$$F_{v\,min} \geq \frac{2 \cdot 2{,}24 \cdot 9{,}81}{8 \cdot 0{,}012} \tag{38}$$

$$\underline{F_{v\,min} \geq 4{,}51{,}8\ N}$$

NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

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

$$F_{max} \approx F_1 = 1010{,}58 \cdot 1{,}5 \cdot \left(\frac{1}{e^{0{,}35 \cdot \pi} - 1} + 1\right) \tag{39}$$

$$\underline{F_{max} = 2273{,}47\ N}$$

PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Pevnost pásu $R_m = 250\ MPa$.

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

$$R_m \cdot B \geq F_{max} \tag{40}$$

$$\underline{250 \cdot 500 \geq 2273{,}47}$$

Podmínka splněna

VELIKOST NAPÍNACÍ SÍLY

$F_{nap} = 2 \cdot \left(F_{2,min} - q_B \cdot H \cdot g\right)$

$$F_{nap} = 2 \cdot (757{,}11 - 2{,}24 \cdot 2{,}5 \cdot 9{,}81) \tag{41}$$

$$\underline{F_{nap} = 1404{,}35\ N}$$

VELIKOST SÍLY NA VRATNÉ VĚTVI

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

$$F_2 = \frac{2273{,}47}{e^{0{,}35 \cdot \pi}} \tag{42}$$

$$\underline{F_2 = 757{,}11\ N}$$

CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$F_C = F_1 + F_2$

$$F_C = 2273{,}47 + 757{,}11 \tag{43}$$

$$\underline{F_C = 3030{,}58\ N}$$

2.5 NÁVRH NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Jelikož bylo vybráno napínací zařízení s napínáním pomocí dvou šroubů, byly zvoleny ocelové šrouby dostačeného průměru a délky. Konkrétně dle [3] str. 410 šrouby M30 x 200 ISO 4017 – 8.8.

Potřebné rozměry šroubu a matice

Délka šroubu: $l_š = 200\ mm$
Velký průměr závitu: $d_š = 30\ mm$
Střední průměr závitu: $d_2 = 28{,}051\ mm$
Malý průměr závitu: $d_3 = 26{,}319\ mm$
Rozteč závitu: $P_š = 3\ mm$
Malý průměr závitu matice: $D_1 = 26{,}752\ mm$
Materiál šroubu: ocel 11600
Mez pevnosti v tahu: $R_m = 600\ MPa$
Mez kluzu: $R_e = 300\ MPa$
Modul pružnosti v tahu: $E = 2{,}1 \cdot 10^5\ MPa$

Jako materiál matice byla zvolena ocel, rovněž jako šroubu. Dle [3] tabulka str. 398 bude dovolený tlak v závitu $p_D = 150\ MPa$.

POTŘEBNÝ POSUV NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Zdvih napínacího zařízení se nejčastěji volí jako 2% dopravní délky.

$$s_{nz} = 0{,}02 \cdot L$$

$$s_{nz} = 0{,}02 \cdot 7 \tag{44}$$

$$\underline{s_{nz} = 0{,}14\ m = 140\ mm}$$

2.5.1 KONTROLA ŠROUBU NA VZPĚR

PLOCHA PRŮŘEZU ŠROUBU

$$S_š = \frac{(\pi \cdot d_3^2)}{4}$$

$$S_š = \frac{(\pi \cdot 26{,}319^2)}{4} \tag{45}$$

$$\underline{S_š = 544{,}04\ mm^2}$$

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU ŠROUBU

$$J = \frac{\pi \cdot d_3^4}{4}$$

$$J = \frac{\pi \cdot 26{,}319^2}{4} \tag{46}$$

$$\underline{J = 23553{,}07\ mm^4}$$

POLOMĚR OSOVÉHO KVADRATICKÉHO MOMENTU PRŮŘEZU

$$i = \sqrt{\frac{J}{S_š}}$$

$$i = \sqrt{\frac{23553{,}07}{544{,}04}} \tag{47}$$

$$\underline{i = 6{,}58\ mm}$$

ŠTÍHLOST ŠROUBU

$$\lambda_1 = \frac{s_{nz}}{i}$$

$$\lambda_1 = \frac{140}{6{,}58} \tag{48}$$

$$\underline{\lambda_1 = 21{,}28}$$

MEZNÍ ŠTÍHLOST ŠROUBU

$$\lambda_M = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}}$$

$$\lambda_M = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^5}{300}} \tag{49}$$

$$\underline{\lambda_M = 41{,}6}$$

$\lambda_1 < \lambda_M$ vyhovuje, z toho důvodů se bude kontrovat pouze tlak.

2.5.2 TLAK V ZÁVITECH

PRŮŘEZ ŠROUBU

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_3 + d_2}{2}\right)^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{26{,}316 + 28{,}051}{2}\right)^2 \tag{50}$$

$$\underline{A = 580{,}43\ mm^2}$$

NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ V TLAKU

$$\sigma_N = \frac{F_{max}}{A}$$

$$\sigma_N = \frac{2273{,}47}{580{,}43} \tag{51}$$

$$\underline{\sigma_N = 3{,}91\ MPa}$$

$$\sigma_D = 0{,}8 \cdot R_e$$

$$\sigma_D = 0{,}8 \cdot 300 \tag{52}$$

$$\underline{\sigma_D = 240\ MPa}$$

$\sigma_N \leq \sigma_D$ vyhovuje (53)

TLAK V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \left(d_š^2 - D_1^2\right)}$$

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \left(d_š^2 - D_1^2\right)} \tag{54}$$

$$\underline{p_z = 2{,}39\ MPa}$$

$p_z \leq p_D$
$2{,}39 \leq 150$ vyhovuje (55)

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout koncepční řešení, funkční výpočet a výkresovou dokumentaci pásového dopravníku drobného kameniva.

V první kapitole jsem volil základní komponenty tohoto dopravníku. Zde jsem kladl důraz na zvolení válečkových stolic a válečků od stejného výrobce, což bylo možné firmou AMG – Karel Plíchal. Pokud by tomu tak nebylo, mohlo by dojít k neshodě rozměrů. V další kapitole jsem prováděl výpočty na základě zadaných parametrů. K těmto výpočtům jsem použil uvedené zdroje a neshledal jsem zde žádné komplikace, tudíž vše odpovídá zadání.

Jako příloha slouží výkresová dokumentace, kde jsem v prvním výkresu zpracoval sestavu přenosného pásového dopravníku a v druhém výkresu podsestavu napínacího zařízení.

Dnes mohu říci, že pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším prostředkům dopravy sypkých materiálů, a proto se s nimi můžeme setkat ve většině stavebních firem.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

POUŽITÁ LITERATURA

[1] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. První. Vysoké učení technické v Brně: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s. ISBN 55-517-88.

[2] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - Pásové dopravníky s nosnými válečky - Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 15 s. ISSN 1998-09-15.

[3] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2008. 916 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

[4] ŠTROFFEK, E.: *Dopravné pásy v priemysle*. I. vydanie. Košice:Štrofek, 1995. 204 s. ISBN 80-967325-0-1.

[5] JANÍČEK, P.:*Mechanika těle: pružnost a pevnost I.*Třetí přepracované vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.

INTERNETOVÉ ZDROJE

[6] Gumex: *EP250/2 - Pryžové pásy pro průmyslové použití* [online]. 2009. [cit. 2012-04-05]. URL: <http://www.gumex.cz/ep250-2-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-24601.html>

[7] AMG Karel Pícha s.r.o.*: Technické listy* [online]. [cit. 2012-04-05]. URL: <http://www.amgpicha.cz/files/technicke-listy-amg.pdf>

[8] RULMECA*: Motorized Pulleys 320L, 320M & 320H Ø 320 mm* [online]. [cit. 2011-04-05]. URL: <http://www.rulmeca.com/modules_cms/prcatpage.php?cc=3&pc=30>.

[9] Dopravníky AB Technology s.r.o. *CJ 1.1: čelní stěrač s břity z karbidu wolframu* [online]. 2008 [cit. 2012-04-05]. URL: <http://www.abtech-cz.cz/sterace-dopravnich-pasu/celni-sterace/cj-1-1/>.

[10] Dopravníky AB Technology s.r.o. *Dopravníky* [online]. 2008 [cit. 2012-04-05]. URL: <http://www.abtech-cz.cz/dopravniky/photogallerycbm_731510/9/>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[m^2]$	průřez šroubu
a_0	[m]	rozteč horních stolic
$A_č$	$[m^2]$	dotyková plocha mezi čističem pásu a pásem
a_u	[m]	rozteč dolních držáků
B	[m]	šířka dopravního pásu
b	[m]	využitelná ložná šířka pásu
D	$[s^{-1}]$	průměr hnacího bubnu
d	[m]	průměr hřídele
d_0	[m]	průměr hřídele v ložisku
D_1	[m]	malý průměr závitu matice
d_2	[m]	střední průměr závitu
d_3	[m]	malý průměr závitu
d_p	[m]	síla vrstvy pásu
$d_š$	[m]	velký průměr závitu šroubu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
E	[mm]	celková dráha stolice
f	[-]	globální součinitel tření
F	[N]	průměrný tah v pásu na bubnu
F_1	[N]	největší tahová síla v pásu
f_1	[-]	globální neučinitel tření
F_2	[N]	velikost síly na vratné větvi
$F_{2,min}$	[N]	obvodová síla na poháněném bubnu
$F_{2,min}$	[N]	obvodová síla na poháněném bubnu
F_a	[N]	odpor shrnovače materiálu
F_{bA}	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F_c	[N]	celková síla namáhající buben
F_{dov}	[N]	dovolená tahová síla v pásu
F_f	[N]	odpor tření mezi dopr. hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
F_{gL}	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	hlavní odpory
F_I	[N]	odpor pásu v bubnech

F_{max}	[N]	největší tahová síla v pásu
F_N	[N]	vedlejší odpory
$F_{n\ min}$	[N]	minimální tahová síla pro nosnou větev na omezení průvěsu pásu
F_{nap}	[N]	velikost napínací síly
F_r	[N]	odpor čističe pásu
F_{rad}	[N]	maximální radiální zatížení
F_{s1}	[N]	přídavné vedlejší odpory - vedlejší
F_{s2}	[N]	přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	odpor v ložiskách bubnu
F_u	[N]	obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
$F_{U,max}$	[N]	maximální obvodová hnací síla
$F_{v\ min}$	[N]	minimální tahová síla pro vratnou větev na omezení průvěsu pásu
g	[m/s^2]	gravitační zrychlení
H	[m]	dopravní výška
h	[m]	malá výška stolice
H_S	[m]	výška nosné stolice
i	[m]	poloměr osového kvadratického momentu průřezu
I_m	[kg/h]	hmotnostní dopravní výkon
I_v	[m^3/s]	objemový dopravní výkon
J	[m^4]	kvadratický moment průřezu šroubu
k	[-]	součinitel sklonu
k_1	[-]	součinitel korekce vrchlíku náplně
k_2	[-]	teplotní součinitel
L	[m]	dopravní délka
L_n	[m]	délka nosného válečku
$l_š$	[m]	délka šroubu
L_v	[m]	délka vratného válečku
m_{cn}	[kg]	celková hmotnost nosného válečku
m_{cv}	[kg]	celková hmotnost vratného válečku
m_n	[kg]	hmotnost nosné stolice
m_p	[kg]	hmotnost 1m^2 pásu
m_{Rn}	[kg]	hmotnost rotujících částí nosného válečku

m_{Rv}	[kg]	hmotnost rotujících částí vratného válečku
n_{hs}	[-]	počet nosných stolic
n_{hv}	[-]	počet vratných stolic
n_n	[-]	počet válečků v nosné větvi
n_v	[-]	počet válečků ve vratné větvi
p	[MPa]	tlak mezi čističem pásu a pásem
P	[kW]	výkon hnacího bubnu
P_A	[kW]	potřebný provozní výkon pásového dopravníku
p_D	[MPa]	dovolený tlak v závitech napínacího šroubu
P_M	[kW]	potřebný provozní výkon poháněcího motoru
$P_š$	[m]	rozteč závitů
p_z	[MPa]	tlak v závitech napínacího zařízení
Q	[kg/m]	dopravní výkon
q_B	[kg/m]	hmotnost 1m pásu
q_G	[kg/m]	hmotnost dopravovaného materiálu na 1m délky dopravníku
q_{Rn}	[kg/m]	hmotnost rotujících částí válečků na 1m nosné větve dopravníku
q_{Rv}	[kg/m]	hmotnost rotujících částí válečků na 1m vratné větve dopravníku
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
s	[m]	ploška hřídele
S	[m^2]	celková plocha průřezu šroubu
S_1	[m^2]	průřez vrchlíku náplně pásu
S_2	[m^2]	průřez dolní náplně pásu
s_{nz}	[m]	potřebný posuv napínacího zařízení
$S_š$	[m^2]	plocha průřezu šroubu
S_T	[m^2]	teoretický průřez náplně pásu
t	[m]	šířka dotykové plochy čističe pásu
t_d	[m]	šířka držáku
v	[m/s]	jmenovitá rychlost pásu
v_o	[m/s]	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
β	[°]	úhel sklonu bočních válečků horní stolice
δ	[°]	sklon dopravníku
η_1	[-]	účinnost převodů

θ	[°]	dynamický sypný úhel
κ	[kg/h]	objemová sypná hmotnost
λ_1	[-]	štíhlost šroubu
λ_M	[-]	mezní štíhlost šroubu
μ	[-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_3	[-]	součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ξ	[-]	součinitel rozběhu
π	[-]	eulerovo číslo
ρ	[°]	sypný úhel
σ_D	[MPa]	dovolené namáhání napínacího šroubu v tlaku
σ_{dov}	[MPa]	dovolené namáhání pásu v tahu
σ_N	[MPa]	normálové napětí v tlaku
σ_t	[MPa]	pevnost pásu v tahu
φ	[°]	úhel opásání mezi poháněcím bubnem a pásem

SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Sestava pásového dopravníku: 0 – BP/12 - 00
Napínací zařízení: 2 – BP/12 - 01