



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO RECYKLOVANÉ KAMENIVO

BELT CONVEYOR FOR RECYCLE AGGREGATE

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Roman Bezrodný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Roman Bezrodný**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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 recyklované kamenivo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadané rozměrové a výkonostní parametry a materiál:

- dopravní výkon 95 000 kg.h⁻¹,
- osová vzdálenost 54 m,
- výškový rozdíl 6,5 m,
- dopravovaný materiál -l zrnitost - 0 až 10 mm.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

- funkční výpočet a určení hlavních rozměrů, návrh pohonu,
- přibližný pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu.

Nakreslete:

- sestavný výkres dopravníku,
- sestavu svarku rámu napínací stanice.

Seznam literatury:

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G. (2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-80-214-2629-0.

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M. (2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. ISBN 978-80-553-1187-6.

Zegzulka, J. (1999): Vliv mechanicko-fyzikálních vlastností sypkých hmot na konstrukci dopravních, úpravnických a skladovacích zařízení. TU Ostrava.

Jančík, L. (2004): Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha.

Klimeš, P. (2003): Části a mechanismy strojů I, II. VUT v Brně.

Gajdůšek, J., Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení. VUT v Brně.

Janiček, P., Ondráček, E., Vrbka, J. (1992): Pružnost a pevnost. VUT v Brně.

Dražan, F. a kol. (1983): Teorie a stavba dopravníků. Skripta ČVUT Praha.

Kolář, D. a kol. (1991): Části a mechanismy strojů. Konstrukční cvičení, návody, podklady. VUT v Brně. ISBN 80-214-0371-3.

Cvekl, Z., Dražan, F. a kol. (1976): Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 17. 11. 2015



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce pojednává o problematice pásového dopravníku pro přepravu recyklovaného kameniva v šikmém směru. V této práci je proveden funkční výpočet pásového dopravníku dle zadaných parametrů, určení hlavních rozměrů, návrh pohonu a přibližný pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu. Práce obsahuje stručný popis pásového dopravníku, jeho hlavních částí a volbu konstrukčních prvků. Dále práce obsahuje výkresovou dokumentaci, která je k ní přiložena.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, recyklované kamenivo, pohon dopravníku, válečková stolice, elektrobuben, napínací zařízení.

ABSTRACT

This bachelors thesis deals with the issue of belt conveyor for transportation of recycled aggregates in an oblique direction. In this thesis a functional calculation of the belt conveyor is performed according to given parameters, the determination of main dimensions is made, design of the drive and approximate strength calculation of the shaft of the driven drum. The work contains a brief description of the belt conveyor, its main parts and the choice of the structural elements. Further work includes drawing documentation, which is attached to it.

KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, recycle aggregate, drive of conveyor, idler, motorized pulley, tensioning device



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BEZRODNÝ, R. *Pásový dopravník pro recyklované kamenivo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 47 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Roman Bezrodný



PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné a odborné rady, které jsem použil při vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za plnou podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	11
1 Pásové dopravníky	12
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	12
1.1.1 Podle tažného elementu (dopravního pásu)	12
1.1.2 Podle tvaru dopravníku	12
1.1.3 Podle provedení nosné konstrukce	12
1.2 Konstrukce pásového dopravníku	12
2 Konstrukční prvky pásového dopravníku	14
2.1 Dopravní pás	14
2.2 Válečky	14
2.3 Válečkové stolice	14
2.4 Hnací buben a hnaný buben	15
2.5 Napínací zařízení	15
2.6 Čističe pásu	15
2.7 Násypka	15
2.8 Nosná konstrukce	15
3 Funkční výpočet	16
3.1 Zadané parametry	16
3.2 Sklon dopravníku	16
3.3 Volba rychlosti dopravního pásu	16
3.4 Teoretický průřez náplně materiálu na pásu	16
3.5 Určení šířky pásu	17
3.6 Využitelná ložná šířka pásu	17
3.7 Dynamický sypný úhel	17
3.8 Plocha průřezu náplně pásu	17
3.8.1 Horní plocha průřezu náplně pásu	18
3.8.2 Dolní plocha průřezu náplně pásu	18
3.8.3 Celková plocha průřezu náplně pásu	18
3.8.4 Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	18
3.8.5 Součinitel sklonu	18
3.8.6 Skutečná plocha průřezu náplně pásu	19
3.9 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor	19
3.10 Dopravní výkon	19
3.10.1 Objemový dopravní výkon	19
3.10.2 Hmotnostní dopravní výkon	19



3.10.3	Kontrola pásu na potřebné dopravované množství	19
3.11	Hlavní odpory.....	20
3.11.1	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 metr nosné větve dopravníku	20
3.11.2	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 metr dolní větve dopravníku	21
3.11.3	Hmotnost nákladu na 1 metr délky dopravního pásu	21
3.11.4	Hmotnost 1 metru dopravního pásu.....	22
3.12	Vedlejší odpory	22
3.12.1	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování nákladu.....	22
3.12.2	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	22
3.12.3	Odpor ohybu pásu na bubnech	23
3.12.4	Odpor v ložiskách bubnu hnaného	23
3.13	Přídavné hlavní odpory	24
3.14	Přídavné vedlejší odpory	24
3.14.1	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	24
3.14.2	Odpor čističe pásu	25
3.15	Odpor k překonání dopravní výšky.....	25
3.16	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	25
3.17	Potřebný provozní výkon pohonu pro provoz dopravníku.....	26
3.18	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	26
3.19	Síly v pásu	26
3.19.1	Maximální obvodová hnací síla.....	26
3.19.2	Přenos obvodové síly na hnacím bubnu	27
3.19.3	Omezení podle průvěsu pásu	27
3.19.4	Největší tahová síla v pásu	27
3.19.5	Pevnostní kontrola pásu.....	28
3.19.6	Síla v horní větvi dopravníku	28
3.19.7	Síla v dolní větvi dopravníku	28
3.19.8	Celková síla namáhající buben.....	28
4	Volba konstrukčních prvků pásového dopravníku	29
4.1	Dopravní pás	29
4.2	Valečkové stolice	29
4.2.1	Nosné válečkové stolice nosné větve dopravníku	29
4.2.2	Vratné válečkové stolice vratné větve dopravníku.....	30
4.3	Válečky v nosné větvi dopravníku.....	30
4.4	Válečky ve vratné větvi dopravníku	32
4.5	Hnací buben	32



4.6	Hnaný buben	33
4.7	Čistič pásu	34
4.8	Nosná konstrukce	34
4.9	Stojiny	35
4.10	Napínací zařízení	36
5	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu	37
5.1	Silové reakce	37
5.2	Maximální ohybový moment na ose	38
5.3	Maximální ohybové napětí	38
5.4	Kontrola bezpečnosti osy napínacího bubnu	38
	Závěr	40
	Seznam použitých zkratk a symbolů	43
	Seznam obrázků a tabulek	46
	Seznam příloh	47



ÚVOD

Pásové dopravníky patří do skupiny manipulační techniky. Slouží hlavně k přepravě sypkého a kusového materiálu po horizontální nebo mírně nakloněné dráze. Konstrukce dopravníků umožňuje jejich využití v různých průmyslových odvětvích a také v zemědělství. Využívá se hlavně v dolech, pískovnách a kamenolomech, taktéž se používá ve výrobních linkách, na poštách a letištích.

Cílem této práce je navržení konstrukčního řešení pásového dopravníku pro recyklované kamenivo. Na začátku této práce je vysvětleno k čemu slouží pásový dopravník, následuje rozdělení dopravníků a stručný popis jednotlivých konstrukčních prvků. Dále je zde proveden funkční výpočet dle platné normy ČSN ISO 5048. Další část práce řeší výběr vhodných komponentů pro správný chod dopravníku. Závěrem je zde uveden přibližný pevnostní výpočet hnaného bubnu.



1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou zařízení určené ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží a to ve vodorovném případně mírně šikmém směru. Dopravní pás tvoří jak tažný, tak i nosný orgán pro přepravu materiálu. Mezi hlavní výhody pásového dopravníku patří vysoká dopravní rychlost, vysoký dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, jednoduchá údržba, malá spotřeba energie. Mezi nevýhody těchto dopravníků patří omezení při šikmé dopravě a při dopravě horkých materiálů (dle druhu materiálu, který se dopravuje, bývá úhel stoupání maximálně 23 stupňů).[1]

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Dle literatury [1] se pásové dopravníky dělí:

1.1.1 PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU (DOPRAVNÍHO PÁSU)

- Dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
- Dopravníky s ocelovým pásem
- Dopravníky s ocelo-gumovým pásem
- Dopravníky s pásem z drátěného pletiva

1.1.2 PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

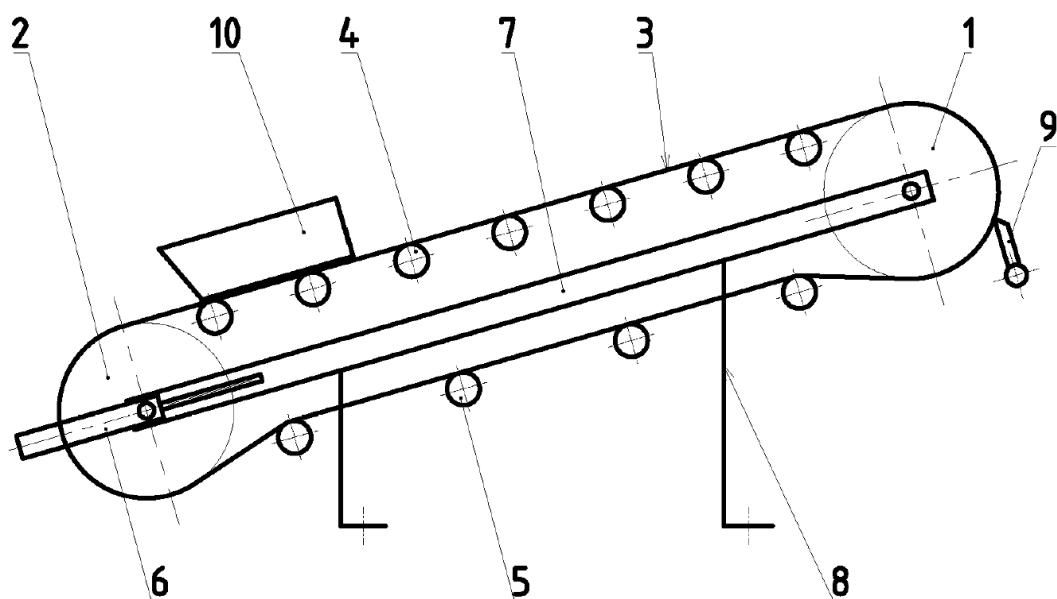
- Dopravníky vodorovné
- Dopravníky šikmé
- Dopravníky konvexní
- Dopravníky konkávní
- Dopravníky kombinované (konkávní a konvexní)

1.1.3 PODLE PŘEVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE

- Dopravníky stabilní
- Dopravníky pojízdné a přenosné
- Dopravníky přestavitelné

1.2 KONSTRUKCE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník se skládá z několika hlavních částí. Hlavní prvek je tažný element neboli dopravní pás, který je spojen do nekonečné smyčky a napínán mezi bubnem hnacím a napínacím (zajišťuje potřebné napnutí pásu). V nosné i vratné větvi je pás dopravníku podpírán válečky, které jsou usazeny ve válečkových stolicích a jsou rozmístěny dle dané rozteče. Válečkové stolice jsou připevněny k nosné konstrukci - rámu dopravníku. Materiál je na pás přiváděn násypkou (může být součástí dopravníku) a je vyprazdňován pomocí přeřadu přes hnací buben. Součástí dopravníku je i stěrač, který slouží k odstranění nežádoucího znečištění vyskytující se na dopravním pásu.



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku: 1-hnací buben (elektrobuben); 2-hnaný (napínací)buben; 3-dopravní pás; 4-nosné válečky (horní válečková stoliče); 5-nosné válečky (dolní válečková stoliče); 6-napínací zařízení; 7-rám dopravníku; 8-stojiny; 9-stěrač pásu; 10-násyпка



2 KONSTRUKČNÍ PRVKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Plní nosnou a tažnou funkci dopravníku. Je nejnamáhavější a zároveň cenově nejnáročnější částí dopravníku. Proto je potřebné pro konkrétní dopravní aplikaci zvolit správný typ pásu. Přenáší odpory vznikající při pohybu materiálu. Je to jedna z hlavních částí dopravníku, pás tvoří nekonečnou smyčku, která obíhá okolo hnacího a napínacího bubnu. Je podpírán válečky na válečkových stolicích jak v horní tak v dolní větvi.

Požadavky kladené na dopravní pás: [1]

- vysoká odolnost proti opotřebením otěrem
- vysoká životnost
- vysoká podélná tuhost
- minimální navlhavost
- vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti
- schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

Skládají se z nosné kostry, která je tvořena textilními vložkami z bavlny, polyamidu, příp. z jejich kombinací oboustranně chráněné gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji. Textilní vložky jsou propojeny tenkými vrstvami z měkké pryže. Horní krycí vrstva má za úkol chránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a dalším mechanickým poškozením. Dolní krycí vrstva chrání kostru pásu před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů, boční vrstvy před odíráním vodíci lištami nebo strážními válečky.

2.2 VÁLEČKY

Válečky podpírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním ve válečkové stoličce vytvářejí požadovaný ložný průřez. Jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku. Mají značný vliv na jeho vlastnosti. Válečky mají mít malý odpor proti otáčení, malou hmotnost, jednoduchou konstrukci, mají být dokonale utěsněny proti vnikání nečistot, vyváženy a nenáročné na údržbu.

2.3 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic. Podpírají horní (nosnou) větev pásu s materiálem a spodní prázdnou vratnou větev. K nosnému rámu dopravníku mohou být uchyceny šrouby. Pro dolní vratnou větev dopravníku se většinou používají jednoválečkové stolice rovné. Pro horní nosnou větev dopravníku se používají válečkové stolice, které se skládají ze dvou, tří nebo vícero válečků tvořící korýtko z dopravního pásu. Sklon vnějších válečků vzhledem k horizontální rovině je o 20° až 35°. Zvětšení sklonu ovlivňuje příčný průřez materiálu. Aby nedocházelo k velkému prohýbání pásu mezi válečkovými stolicemi, je nutné dodržet jejich maximální vzdálenost – rozteč (0,7 – 1,8 m). V místech, kde se přivádí materiál, se volí menší vzdálenost mezi stolicemi (0,45 – 0,6 m). Příliš velká rozteč válečkových stolic se může projevit průvěsem pásu ale i špatnou boční stabilitou a nepříznivými dynamickými účinky.



2.4 HNACÍ BUBEN A HNANÝ BUBEN

Bubny pásových dopravníků mohou být odlité nebo svařované. Hnací buben slouží jako pohon dopravníku. Umisťuje se na přepadovou stranu dopravníku (horní část) a musí zabezpečit přenos velkých tahových sil na pás. Jejich povrch bývá pogumován, případně opatřen vzorkem jako jsou např. rýhy, tímto lze dosáhnout většího součinitele tření mezi pásem a bubnem. Hnací buben lze konstruovat jako elektrobuben (kompaktní hnací jednotka se zabudovaným asynchronním motorem a převodovkou). Hnaný (vratný) buben se umisťuje v místě násypu materiálu na pás, slouží k napínání pásu.

2.5 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací síla je nezbytná k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem, tak aby mohla být přenesena na pás požadovaná tažná síla. Závisí na něm správné napnutí pásu, jeho životnost a tím pádem hospodárnost celého zařízení.[1]

Podle druhu a způsobu vyvození napínací síly lze napínací zařízení rozdělit na [1]:

- tuhá napínací zařízení (s napínacími šrouby)
- samočinná napínací zařízení se závažím
- samočinná nebo ručně regulovatelné napínací zařízení (pneumatická, hydraulická)

2.6 ČISTIČE PÁSU

Pásky musí být během chodu dopravníku průběžně čištěny, aby nedocházelo k ulpívání zbylých nečistot na pásu a na válečcích ve vratné stolici a tím spojené zvětšení odporů a rovněž opotřebení pásu a hnacího bubnu. Tvar a typ stěrače závisí na velikosti dopravníku a dopravovaného materiálu. Nejjednodušší je čistič z měkké gumy, který je na hnací buben přitlačován závažím. Lepší čistící účinek má rotační stěrač, ten je poháněn klínovým řemenem od hřídele hnacího bubnu. Čisticím orgánem rotačního stěrače jsou válcové kartáče nebo plochá ocel tvářená do šroubovice [1]. Výhody stěračů spočívají v úspoře nákladů na údržbu dopravního pásu a prodloužení jeho životnosti. Podle umístění dělíme stěrače na čelní, spodní nebo vnitřní.

2.7 NÁSYPKA

Slouží k plnění pásu dopravovaným materiálem, usměrňuje materiál na střed pásu a zabraňuje odpadávání materiálu mimo pásový dopravník. Násypka může nebo nemusí být součástí dopravníku. Využívá se u menších přenosných dopravníků.

2.8 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nese a zajišťuje spojení všech částí dopravníku. Nosná konstrukce může být svařovaná, případně montovaná z plnostěnných ocelových profilů U, L, I. Může být řešena jako příhradová konstrukce svařena z normalizovaných profilů nebo plnonosníkový rám. Nosná konstrukce může být postavena na stojínách, ukotvena ve stavebních základech nebo na ocelové konstrukci kotevními šrouby dle kotevního plánu.



3 FUNKČNÍ VÝPOČET

Proveden dle normy ČSN ISO 5048

3.1 ZADANÉ PARAMETRY

- dopravní výkon: $Q = 95\,000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$
- osová vzdálenost: $L = 54 \text{ m}$
- výškový rozdíl: $H = 6,5 \text{ m}$
- dopravovaný materiál se zrnitostí 0 až 10 mm

3.2 SKLON DOPRAVNÍKU

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

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

$$\delta = \arcsin \frac{6,5}{54}$$

$$\delta = 6,91^\circ$$

Kde:

- H je výškový rozdíl [m], dle kap. 3.1
- L je osová vzdálenost [m], dle kap. 3.1

Poznámka:

- dle literatury [1] je maximální sklon dopravníku pro daný materiál $\delta_{\max} = 18^\circ$,
 $\delta_{\max} > \delta \Rightarrow$ sklon dopravníku vyhovuje

3.3 VOLBA RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

Dle literatury [1] pro daný přepravovaný materiál je rychlost v dána rozmezím 1,25 - 2,5 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

Materiál: ostrohranný, odíraný, drobný a střední

Charakteristický materiál: kamenivo

Zvolená rychlost pásu $v = 1,25 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$

3.4 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ MATERIÁLU NA PÁSU

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

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

$$S_T = \frac{95000}{1700 \cdot 1,25} \cdot 3600$$



$$S_T = 0,0124 \text{ m}^2$$

Kde:

- Q je dopravní výkon [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$], dle kap. 3.1
- ρ je objemová sypaná hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], dle lit.[1] pro dopravovaný materiál: kámen drcený je ρ v rozmezí: 1500 – 2000 [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], voleno $\rho = 1700$ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- v je rychlost dopravního pásu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

3.5 URČENÍ ŠÍŘKY PÁSU

Dle literatury [1] voleno pro teoretický průřez pásu $S_T = 0,0124 \text{ m}^2$, pro sypaný úhel $\alpha = 30^\circ$ a pro korýtkový pás šířku pásu $B = 400 \text{ mm} = 0,4 \text{ m}$,

kde $\alpha = 30^\circ$ voleno dle literatury [1] pro zadaný dopravovaný materiál (drcený kámen)

3.6 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (3)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,05$$

$$b = 0,31 \text{ m}$$

Kde B je šířka pásu [m], dle kap. 3.5

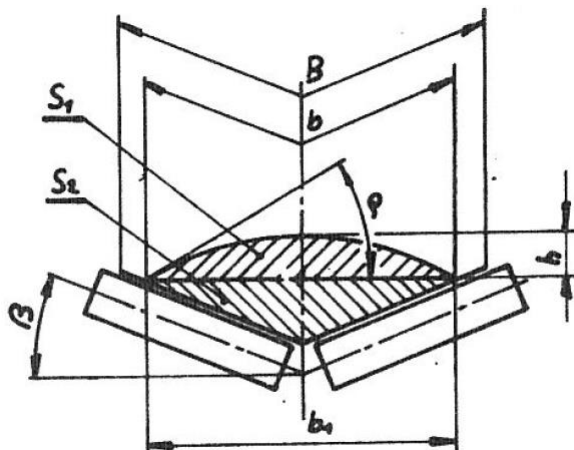
3.7 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (4)$$

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

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

3.8 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU



Obr. 2 Průřez náplně pásu u dvouválečkové stolice



3.8.1 HORNÍ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$$S_1 = (b \cdot \cos \lambda)^2 \cdot \frac{\tan \theta}{6} \quad (5)$$

$$S_1 = (0,31 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\tan 22,5^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,00586 \text{ m}^2$$

Kde:

- b je využitelná ložná šířka pásu [m], dle rovnice (3)
- λ je úhel sklonu válečků [°], voleno dle lit. [1], použité dvouválečkové stolice, kdy $\lambda = 20^\circ$
- θ je dynamický sypaný úhel dopravovaného materiálu [°], dle rovnice (4)

3.8.2 DOLNÍ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos \lambda\right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin \lambda\right) \quad (6)$$

$$S_2 = \left(\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20\right) \cdot \left(\frac{0,31}{2} \cdot \sin 20\right)$$

$$S_2 = 0,00772 \text{ m}^2$$

3.8.3 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

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

$$S = 0,00586 + 0,00772$$

$$S = 0,01358 \text{ m}^2$$

3.8.4 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (8)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 6,91 - \cos^2 22,5}{1 - \cos^2 22,5}}$$

$$k_1 = 0,949$$

Kde δ je sklon dopravníku [°], dle rovnice (1)

3.8.5 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (9)$$



$$k = 1 - \frac{0,00586}{0,01358} \cdot (1 - 0,949)$$

$$k = 0,978$$

Kde:

- S_1 je plocha průřezu horní části náplně [m^2], dle rovnice (5)
- k_1 je součinitel korekce vrchlíku náplně pásu, dle rovnice (8)
- S je celková plocha průřezu náplně pásu [m^2], dle rovnice (7)

3.8.6 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$$S_k = S \cdot k \tag{10}$$

$$S_k = 0,01358 \cdot 0,978$$

$$S_k = 0,01328 \text{ m}^2$$

Kde k je součinitel sklonu, dle rovnice (9)

3.9 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

Podmínka: $S_k > S_T \rightarrow 0,01328 \text{ m}^2 > 0,0124 \text{ m}^2 \Rightarrow$ podmínka byla splněna, zvolená šířka pásu vyhovuje.

3.10 DOPRAVNÍ VÝKON

3.10.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \tag{11}$$

$$I_V = 0,01358 \cdot 1,25 \cdot 0,978$$

$$I_V = 0,016602 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde v je rychlost dopravního pásu [$m \cdot s^{-1}$], dle kapitoly 3.3

3.10.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho \cdot 3600 \tag{12}$$

$$I_m = 0,016602 \cdot 1700 \cdot 3600$$

$$I_m = 101604 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde ρ je objemová sypaná hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

3.10.3 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÉ DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

Podmínka: $I_m \geq Q \rightarrow 101604 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 95000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \Rightarrow$ podmínka byla splněna, požadované dopravní množství materiálu vyhovuje.

Kde:



- I_m je hmotnostní dopravní výkon [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$], dle rovnice (12)
- Q je zadaný dopravní výkon [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$], dle kapitoly 3.1

3.11 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (13)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 54 \cdot 9,81 \cdot [4,81 + 1,367 + (2 \cdot 3,7 + 22,58 \cdot) \cdot \cos 6,91]$$

$$F_H = 380,8 \text{ N}$$

Kde:

- f je globální součinitel tření, dle literatury [2]
- L je osová vzdálenost dopravníku [m], dle kapitoly 3.1
- g je tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
- q_B je hmotnost 1 metru dopravního pásu [kg]
- q_G je hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]
- q_{RO} je hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$], dle rovnice (3.11.1)
- q_{RU} je hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$], dle rovnice (3.11.2)

3.11.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA 1 METR NOSNÉ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L} + \frac{2 \cdot q_{1d} \cdot P_{1d}}{L} \quad (14)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 59}{54} + \frac{2 \cdot 4 \cdot 3}{54}$$

$$q_{RO} = 4,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

- P_1 je počet válečkových stolic v nosné větvi [ks], dle rovnice (15)
- P_{1d} je počet dopadových válečkových stolic v nosné větvi [ks], dle rovnice (16)
- q_1 je hmotnost rot. částí hladkého válečku v nosné větvi [kg], dle katalogu výrobce [3]
- q_{1d} je hmotnost rotujících částí válečku v dopadové části nosné větve [kg], dle katalogu výrobce [3]

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI

$$P_1 = \frac{L - L_d}{a_o} \quad (15)$$

$$P_1 = \frac{54 - 1,3}{0,9}$$

$$P_1 = 59 \text{ ks}$$

Kde:



- L_d je délka dopadové části [m], voleno dle konstrukce dopravníku
- a_o je rozteč válečkových stolic v horní větvi dopravníku [m], dle literatury [1] voleno $a_o = 0,9$ m z rozmezí 0,75 m až 1,8 m

POČET DOPADOVÝCH VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI

$$P_{1d} = \frac{L_d}{a_{do}} \quad (16)$$

$$P_{1d} = \frac{1,3}{0,5}$$

$$P_{1d} = 3$$

Kde:

- a_{do} je rozteč válečkových stolic v dopadové části dopravníku [m], dle literatury [1] z rozmezí 0,45 m až 0,6 m voleno $a_{do} = 0,5$ m

3.11.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA 1 METR DOLNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \quad (17)$$

$$q_{RU} = \frac{4,1 \cdot 18}{54}$$

$$q_{RU} = 1,367 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1}\text{]}$$

Kde:

- q_2 je hmotnost rot. částí disk. válečku pro dolní větev [kg], dle katalogu výrobce [3]
- P_2 je počet válečkových stolic dolní větve dopravníku, dle rovnice (18)

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NEZATÍŽENÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$P_2 = \frac{L}{a_u} \quad (18)$$

$$P_2 = \frac{54}{3}$$

$$P_2 = 18$$

Kde a_u je rozteč válečkových stolic v nezatížené (dolní) větvi dopravníku [m], dle literatury [1] z rozmezí 3 m až 5 m voleno $a_u = 3$ m

3.11.3 HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DÉLKY DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (19)$$



$$q_G = \frac{0,016602 \cdot 1700}{1,25}$$

$$q_G = 22,58 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1},$$

kde I_V je objemový dopravní výkon [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$], dle kapitoly 3.10.1

3.11.4 HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{bm}^{-1}$$

Kde $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{bm}^{-1}$ je voleno dle vybraného dopravního pásu [4]

3.12 VEDLEJŠÍ ODPORY

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

$$F_N = 35,28 + 31,38 + 3,125 + 20,27$$

$$F_N = 90 \text{ N}$$

Kde:

- F_{ba} je odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování nákladu [N], dle rovnice (21)
- F_f je odpor tření mezi doprav. hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování [N], dle rovnice (22)
- F_t je odpor v ložiskách hnaného bubnu [N], dle rovnice (26)
- F_l je odpor ohybu pásu na bubnech [N], dle rovnice (25)

3.12.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ NÁKLADU

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

$$F_{ba} = 0,016602 \cdot 1700 \cdot (1,25 - 0)$$

$$F_{ba} = 35,28 \text{ N}$$

Kde v_0 je složka rychlosti doprav. hmoty ve směru pohybu pásu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], voleno $v_0 = 0$.

3.12.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (22)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,016602^2 \cdot 1700 \cdot 9,81 \cdot 0,4}{\left(\frac{1,25 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,3^2}$$

$$F_f = 31,38 \text{ N}$$



Kde:

- μ_2 je součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, voleno dle literatury [2], volím $\mu_2 = 0,6$
- l_b je urychlovací délka [m]
- b_1 je světlá šířka bočního vedení [m]

URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_{b\min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot q \cdot \mu_1} \quad (23)$$

$$l_{b\min} = \frac{1,25^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_{b\min} = 0,133 \text{ m} \rightarrow \text{voleno } l_b = 0,4 \text{ m}$$

Kde μ_1 je součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, voleno dle literatury [2], voleno $\mu_1 = 0,6$

SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda \quad (24)$$

$$b_1 = 0,31 \cdot \cos 20^\circ$$

$$b_1 = 0,291 \text{ m}$$

Kde:

- b je využitelná ložná šířka pásu [m], dle rovnice (3)
- λ je sklon válečků u dvouválečkové stolice [°], dle kapitoly 3.5

3.12.3 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_1 = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D_{Bv}} \quad (25)$$

$$F_1 = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,4} \right) \cdot \frac{0,0068}{0,32}$$

$$F_1 = 20,27 \text{ N}$$

Kde:

- F je průměrný tah v pásu na bubnu [N], předběžně voleno $F=5000 \text{ N}$, skutečná hodnota bude nižší
- d je tloušťka pásu [m], dle výrobce pásu [4] $d = 0,0068 \text{ m}$
- D_{Bv} je průměr hnaného (vratného) bubnu [m], voleno dle konstrukce bubnu

3.12.4 ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU HNANÉHO



$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_o}{D_{Bv}} \cdot F_T \quad (26)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,04}{0,32} \cdot 5000$$

$$F_t = 3,125 \text{ N}$$

Kde:

- d_o je průměr osy vratného bubnu v ložiskách [m]
- D_{Bv} je průměr vratného bubnu [m]
- F_T je vektorový součet tahů v pásu [N], volena předběžná hodnota

3.13 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = 0 \text{ N} \quad (27)$$

Tyto odpory se skládají z odporu vychýlených bočních válečků ve směru pohybu pásu a odporu tření o boční stěny násypky nebo bočního vedení po celé délce dopravníku. Tento navržený dopravník nemá žádné přídatné hlavní odpory.

3.14 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_R + F_A \quad (28)$$

$$F_{S2} = 20,8 + 120 + 0$$

$$F_{S2} = 140,8 \text{ N}$$

Kde:

- F_{gL} je odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením [N], dle rovnice (29)
- F_R je odpor čističe (stěrače) pásu [N], dle rovnice (30)
- F_A je odpor shrnovače materiálu [N], shrnovač není obsažen, proto $F_A = 0$

3.14.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (29)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,0166^2 \cdot 1700 \cdot 9,81 \cdot 1}{1,25^2 \cdot 0,291^2}$$

$$F_{gL} = 20,8 \text{ N}$$

Kde:

- l je délka bočního vedení [m], dle konstrukce zvoleno
- b_1 je světla šířka bočního vedení [m], dle rovnice (24)



3.14.2 ODPOR ČISTIČE PÁSU

$$F_R = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (30)$$

$$F_R = A \cdot 60000 \cdot 0,4$$

$$F_R = 120 \text{ N}$$

Kde:

- A je dotyková plocha mezi čističem pásu a pásem [m], dle rovnice (31)
- p je tlak mezi čističem a pásem [$\text{N} \cdot \text{m}^2$], voleno dle literatury [5]
- μ_3 je součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, voleno dle literatury [2]

DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI ČISTIČEM PÁSU A PÁSEM

$$A = B_{\xi} \cdot t_{\xi} \quad (31)$$

$$A = 0,4 \cdot 0,015$$

$$A = 0,006 \text{ m}^2$$

Kde:

- B_{ξ} je šířka čističe pásu [m], dle konstrukce stěrače
- t_{ξ} je tloušťka čističe pásu [m], dle konstrukce stěrače

3.15 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = H \cdot g \cdot q_G \quad (32)$$

$$F_{St} = 6,5 \cdot 9,81 \cdot 22,58$$

$$F_{St} = 1440 \text{ N}$$

Kde H je výškový rozdíl [m], dle kapitoly 3.1

3.16 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{Up} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (33)$$

$$F_{Up} = 380,8 + 90 + 0 + 140,8 + 1440$$

$$F_{Up} = 2051 \text{ N}$$

Kde:

- F_H jsou hlavní odpory [N], dle kapitoly 3.11
- F_N jsou vedlejší odpory [N], dle kapitoly 3.12
- F_{S1} jsou přídatné hlavní odpory [N], kapitoly 3.13
- F_{S2} jsou vedlejší přídatné odpory [N], kapitoly 3.14
- F_{St} je odpor k překonání dopravní výšky [N], dle kapitoly 3.15



ZVĚTŠENÍ OBVODOVÉ SÍLY

$$F_U = F_{U_p} \cdot 1,2 \quad (34)$$

$$F_U = 2051 \cdot 1,2$$

$$F_U = 2462 \text{ N}$$

Kvůli možné nepřesnosti výpočtu jednotlivých odporů se obvodová síla navyšuje o 20 %.

3.17 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PRO PROVOZ DOPRAVNÍKU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (35)$$

$$P_A = 2462 \cdot 1,25$$

$$P_A = 3077 \text{ W}$$

3.18 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (36)$$

$$P_M = \frac{3077}{0,95}$$

$$P_M = 3239 \text{ W}$$

Kde η_1 je účinnost motoru s uvažováním převodu, voleno dle literatury [2]

Dle potřebného výkonu poháněcího motoru $P_M = 3239 \text{ W}$ pro pohon dopravníku zvolen elektrobuben od firmy Rulmeca o výkonu 4 kW.

3.19 SÍLY V PÁSU

Tahové síly musí splňovat tyto podmínky:

- tahy v pásu musí být takové, aby obvodová síla F_U byla přenášena bez prokluzu
- tah v pásu musí být dostatečný, aby nedocházelo ke zbytečnému prověšení

3.19.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{U_{\max}} = F_U \cdot \xi \quad (37)$$

$$F_{U_{\max}} = 2462 \cdot 1,5$$

$$F_{U_{\max}} = 3693 \text{ N}$$

Kde:

- F_U je obvodová hnací síla [N], dle rovnice (34)
- ξ je součinitel rozběhu dle literatury [2]



3.19.2 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

$$F_{2\min} \geq F_{U\max} \cdot \frac{1}{e^{\varphi \cdot \mu} - 1} \quad (38)$$

$$F_{2\min} \geq 3693 \cdot \frac{1}{e^{3,14 \cdot 0,4} - 1}$$

$$F_{2\min} \geq 1470,5 \text{ N}$$

Kde:

- μ je součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem, zvoleno dle literatury [2]
- φ je úhel opásání hnacího bubnu [°], pro výpočet převedeno na radiány $180^\circ = 3,14 \text{ rad}$

3.19.3 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

Hodnoty, nižší než jsou nejmenší tahové síly, které se nesmí vyskytnout v žádném místě dopravníku.

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU V HORNÍ VĚTVI

$$F_{\min h} \geq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{\text{adm}}} \quad (39)$$

$$F_{\min h} \geq \frac{0,9 \cdot (3,7 + 22,58) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{\min h} \geq 1933,55 \text{ N}$$

Kde:

- $\left(\frac{h}{a}\right)_{\text{adm}}$ je největší dovolený průvĚs pásu mezi válečkovými stolicemi, voleno dle literatury [2]
- a_o je rozteč válečkových stolic v horní větvi dopravníku [m]

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU V DOLNÍ VĚTVI

$$F_{\min d} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{\text{adm}}} \quad (40)$$

$$F_{\min d} \geq \frac{3 \cdot 3,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{\min d} \geq 907,4 \text{ N}$$

Kde a_u je rozteč válečkových stolic v dolní větvi dopravníku [m]

3.19.4 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU



$$F_{\max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\varphi \cdot \mu} - 1} + 1 \right) \quad (41)$$

$$F_{\max} = 2462 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{1}{e^{3,14 \cdot 0,4} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{\max} = 5163 \text{ N}$$

3.19.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Splnění podmínky, kdy:

$$F_{D_p} \geq F_{\max} \quad (42)$$

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

$$250 \cdot 400 \geq 5163 \text{ N}$$

$$100\,000 \text{ N} \geq 5163 \text{ N}$$

Podmínka byla splněna, zvolený pás vyhovuje požadavkům.

Kde:

- R_{mp} je pevnost pásu [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$], dle katalogu výrobce
- F_{D_p} je dovolená únosná síla v pásu [N]

3.19.6 SÍLA V HORNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$F_1 \approx F_{\max} \quad (43)$$

$$F_1 \approx 5163 \text{ N}$$

3.19.7 SÍLA V DOLNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\varphi \cdot \mu}} \quad (44)$$

$$F_2 = \frac{5163}{e^{3,14 \cdot 0,4}}$$

$$F_2 = 1470 \text{ N}$$

3.19.8 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_{\text{celk}} = F_1 + F_2 \quad (45)$$

$$F_{\text{celk}} = 5163 + 1470$$

$$F_{\text{celk}} = 6633 \text{ N}$$



4 VOLBA KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

4.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dle kapitoly 3.5 je zvolen pryžový pás z katalogu české firmy Gumex s označením EP250/2 uveden na obrázku 3. Tento pás byl vybrán z hlediska velmi dobré odolnosti proti opotřebení, využívá se k přepravě vysoce abrazivního sypkého, zrnitého materiálu [4]. Základní informace uvedeny v tabulce 1.

Tab. 1 Parametry dopravního pásu [4]

Šířka pásu [mm]	Pevnost v tahu [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$]	Tloušťka [mm]	Min. průměr hnacího bubnu [mm]	Hmotnost [kg/m]	Pracovní teplota [$^{\circ}\text{C}$]
400	250	6,8	200	3,7	-40/+60

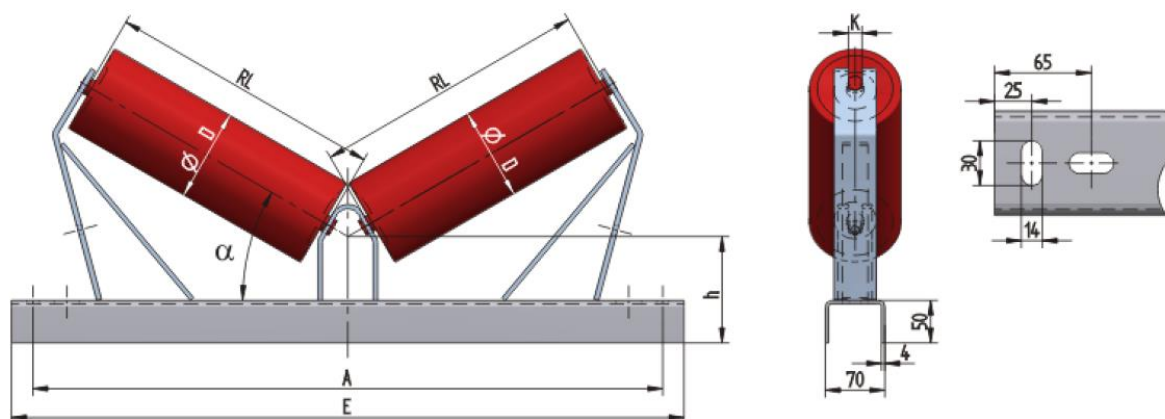


Obr. 3 Dopravní pás GUMEX EP250/2 [4]

4.2 VALEČKOVÉ STOLICE

4.2.1 NOSNÉ VALEČKOVÉ STOLICE NOSNÉ VĚTVE DOPRAVNÍKU

Dle šířky pásu 400 mm a ložného průřezu materiálu zvoleny nosné dvouválečkové stolice typu PE2-125 se sklonem válečků 20° od české firmy GTK, spol s r. o. [5]. Tyto válečkové stolice jsou umístěny po celé délce nosné větve dopravníku. Základna s profilem U70/50/4 – ČSN 426963 je šrouby připevněna k rámu dopravníku. Základní parametry a rozměry těchto použitých stolic jsou uvedeny v tab. 2 a na obr. 4.



Obr. 4 Dvouválečková stolice PE2-125 [5]

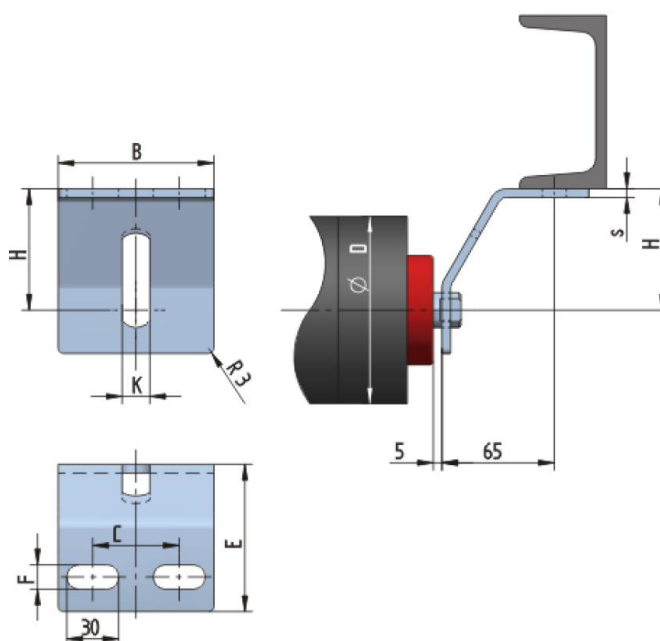


Tab. 2 Parametry nosné dvouválečkové stolice PE2-125 [5]

D [mm]	RL[mm]	A[mm]	E [mm]	Hmotnost [kg]	h [mm]
89	250	640	690	4,9	125

4.2.2 VRATNÉ VÁLEČKOVÉ STOLICE VRATNÉ VĚTVE DOPRAVNÍKU

Pro spodní vratnou větev dopravníku je použito jednoválečkových stolic. Vratné válečky jsou usazené v držácích nosoucí označení UB1 od firmy GTK, spol s r. o. [8]. Držáky jsou pomocí šroubů přichyceny ke spodní části rámu dopravníku. Základní rozměry a parametry uvedeny na obr. 5 a v tab. 3.



Obr. 5 Držák válečku UB1[8]

Tab. 3 Parametry vratné jednoválečkové stolice UB1 [5]

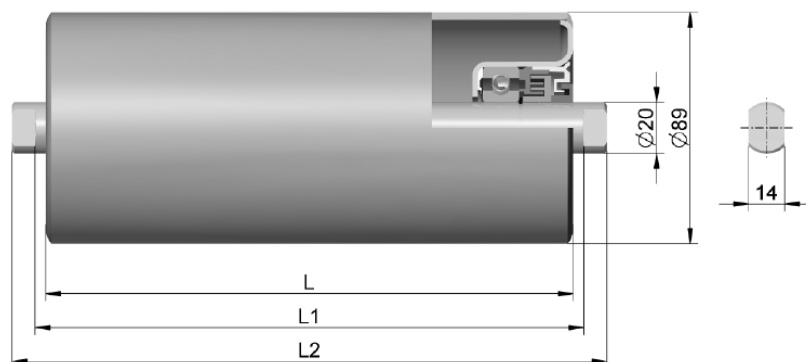
D [mm]	B [mm]	s [mm]	F [mm]	E [mm]	H [mm]	C [mm]	K [mm]	Šířky pásu [mm]
108	90	5	14	85	70	50	16	400 - 1200

4.3 VÁLEČKY V NOSNÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU

Po celé délce nosné větve jsou zvoleny 2 typy válečků. Oba dva typy válečků se upevňují do dvouválečkových stolic. Mimo oblast nakládání materiálu (úsek dopravníku pod násypkou) voleny hladké válečky typu 20044 od firmy Transroll. Plášť těchto hladkých válečků je z ocelové trubky o tloušťce stěny 3 mm. Čela tažená z ocelového plechu a svařena s pláštěm. Práškový polyesterový lak slouží jako povrchová úprava u těch hladkých válečků [3]. V oblasti nakládání materiálu (dopadová část dopravníku) bylo použito válečků pogumovaných typu 20254 od stejnojmenné firmy [3]. Pogumování slouží k útlumu vibrací.



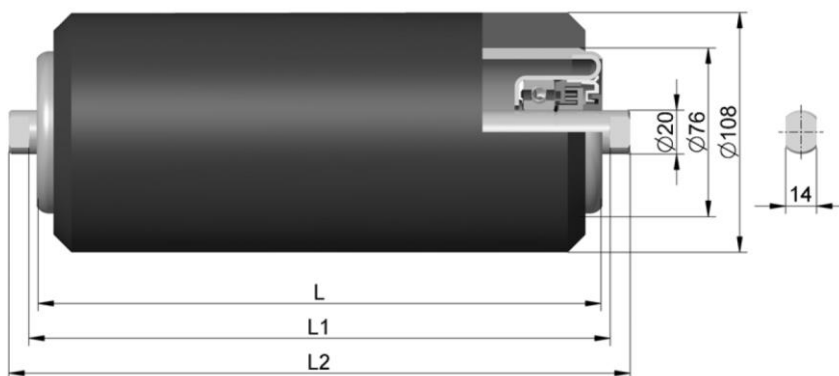
Tyto dopadové válečky s pogumováním slouží k ochraně pásu před dopadajícím materiálem. Plášť těchto válečků je vyroben z ocelové trubky o tloušťce stěny 5 mm a pogumován pryží. Čela jsou tažena z ocelového plechu zalemovaná v plášti. Základní rozměry a parametry uvedeny v obr. 6 a v obr. 7, a v tab. 4 a tab. 5 příslušných válečků.



Obr. 6 Hladký váleček Transroll 20044[3]

Tab. 4 Rozměry a parametry nosných hladkých válečků 20044 [3]

Rozměr - označení	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	Hmotnost rotujících dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]
Ø89x250/6204	250	258	276	2	2,8



Obr. 7 Pogumovaný váleček Transroll 20254 [3]

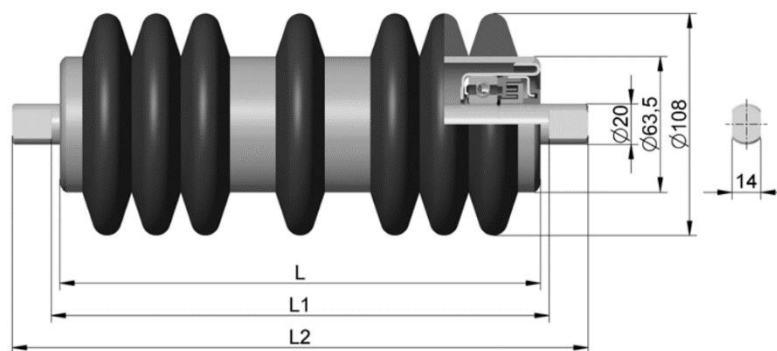
Tab. 5 Rozměry a parametry dopadových pogumovaných válečků 20254 [3]

Rozměr - označení	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	Hmotnost rotujících dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]
Ø108/76 x 250 /6204	250	258	276	4	4,8



4.4 VÁLEČKY VE VRATNÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU

V dolní vratné větvi jsou v jednoválečkové stoličce usazeny válečky diskové od firmy Transroll. Plášť vratného válečku z ocelové trubky o tloušťce stěny 3 mm. Na plášti jsou nalisovány disky z pryže. Čela tažená z ocelového plechu svařená s pláštěm [3]. Základní parametry a rozměry uvedeny na obr. 8 a v tab. 6.



Obr. 8 Vratné diskové válečky 20154 [3]

Tab. 6 Rozměry a parametry diskového válečku 20154 [3]

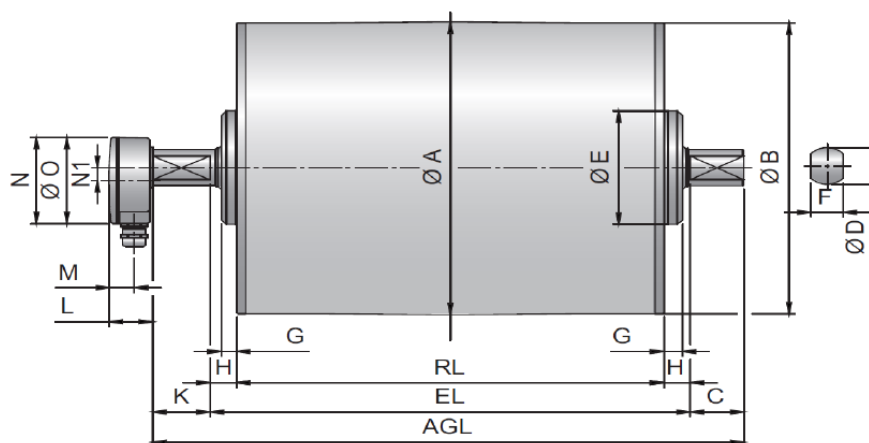
Rozměr - označení	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	Hmotnost rotujících dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]	Počet disků [ks]
Ø108/63 x 500 /6204	500	508	546	4,1	5,6	4+2+4

4.5 HNACÍ BUBEN

Pro pohon dopravníku zvolen elektrobuben s označením 320M od firmy Rulmeca o výkonu 4 kW (viz. obr. 9). Točivý moment udáván výrobcem je 362 N·m. Průměr bubnu je 320 mm a jeho šířka 500 mm. Elektrobuben je určen pro střední zátěže s maximálním radiálním zatížením 20 000 N [9]. Z výpočtu dle kapitoly 3.19.8 plyne, že toto dovolené zatížení nebylo překročeno. Výhody elektrobubnu pramení z jeho kompaktnosti (asynchronní elektromotor s převodovkou, který je umístěn uvnitř bubnu), životnosti a bezúdržbového provozu. Nevýhoda spočívá ve vyšší pořizovací ceně. Rozměry elektrobubnu 320M uvedeny v tab. 7.

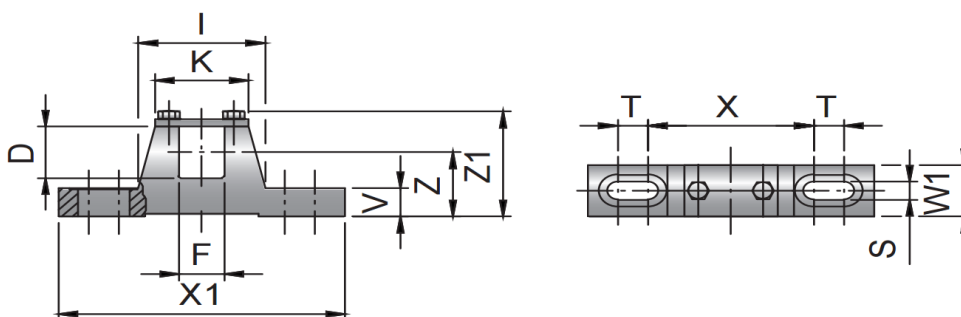
Tab. 7 Rozměry elektrobubnu Rulmeca 320M [6]

Rozměry [mm]														
RL	N1	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	O
500	14	321	319	50	40	125	30	17,5	25	54	41	24	95	105



Obr. 9 Elektrobuben Rulmeca 320M [6]

Součásti elektrobubnu jsou také držáky s typovým označením KL41 – HD (viz obr. 10) od stejnojmenného výrobce [6]. Tyto úchyty slouží k přišroubování elektrobubnu ke konstrukci dopravníku. Rozměry držáku uvedeny v tab. 8



Obr. 10 Držák elektrobubnu KL41 - HD [6]

Tab. 8 Rozměry držáku KL41 - HD [6]

Rozměry [mm]											
D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z	Z1
40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83

4.6 HNANÝ BUBEN

Umístěn ve spodní části dopravníku (v místě dopadu materiálu na pás). Vybrán hnaný buben od firmy Rulmeca s označením UTS 320 [10]. Tento hnaný a zároveň napínací buben je svařovaný. Průměr bubnu je 320 mm a jeho šířka 500 mm. Upevněn za pomoci šroubů ke konstrukci dopravníku.



Obr. 11 Hnaný buben Rulmeca UTS 320[10]

4.7 ČISTIČ PÁSU

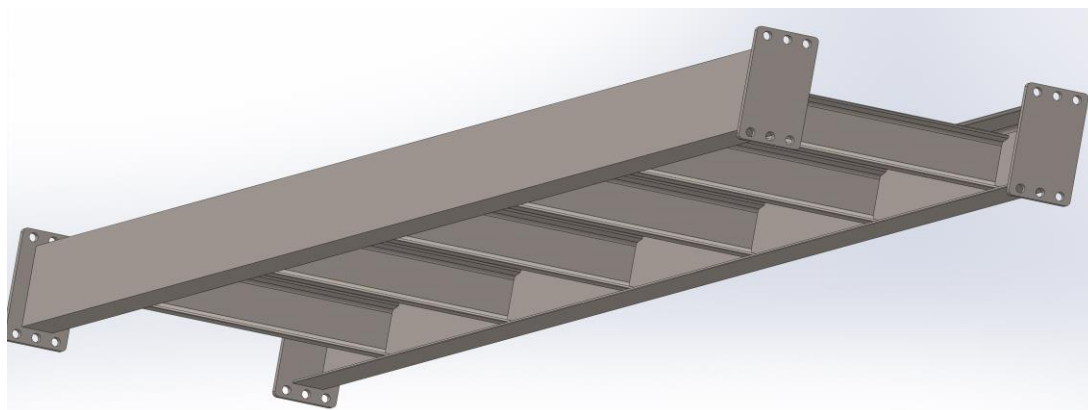
Pro čištění pásu zvolen čelní stěrač s označením CJ 1.1 od firmy AB Tech [7]. Vybrán pro svoji jednoduchou konstrukci. Stírací segment vyroben z polyuretanu zakončeného břitem z karbidu wolfranu. Umisťuje se na čelo hnacího bubnu přibližně 15 – 20° pod osu dopravníku. Tento stěrač je vhodný do těžkých provozů s vysoce abrazivním materiálem. Šířka stěrače je 400 mm a tloušťka stíracích segmentů 15 mm.



Obr. 12 Stěrač pásu CJ 1.1 [7]

4.8 NOSNÁ KONSTRUKCE

Neboli rám dopravníku, na kterém jsou uloženy ostatní komponenty dopravníku, jako jsou bubny, napínací zařízení, válečkové stolice a další součásti dopravníku. Nosný rám dopravníku je tvořen tyčemi průřezu U válcovaných za tepla. K sestavení rámu je použito devět 6 m dílů, složených z normalizovaných profilů U 180 ČSN 42 5570 – S235JR a profilu U 120 ČSN 42 5570 S235JR [11], které budou mezi profily U 180 příčně navařeny. Na koncích každého dílu je na profilech U 180 připevněna patka s otvory pro šrouby, pomocí těchto patek se k sobě jednotlivé díly připevní a pomocí šroubů sešroubují.



Obr. 13 Část rámu dopravníku

4.9 STOJINY

Dopravník bude podepřen šesti stojinami, které budou rozmístěny po celé délce nosné konstrukce. K nosnému rámu dopravníku jsou stojiny uchyceny pomocí šroubů a na spodní části budou přivařeny patky s otvory pro šrouby, pomocí nichž se stojina zakotví například k betonovému základu. První stojina pod násypkou a druhá za ní budou stejně široké v celé své výšce, zbylé 4 stojiny se už budou směrem dolů ke své spodní části rozšiřovat pro zlepšení stability a pro tuhost budou vyztuženy. Stojiny jsou svařeny jako sestava z normalizovaných profilů U 200 ČSN 425570 [11] a obdélníkových profilů 100 x 60 x 5 [12], které slouží jako výtzuha stojin.



Obr. 14 Ukázka konstrukce stojin[16]



4.10 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

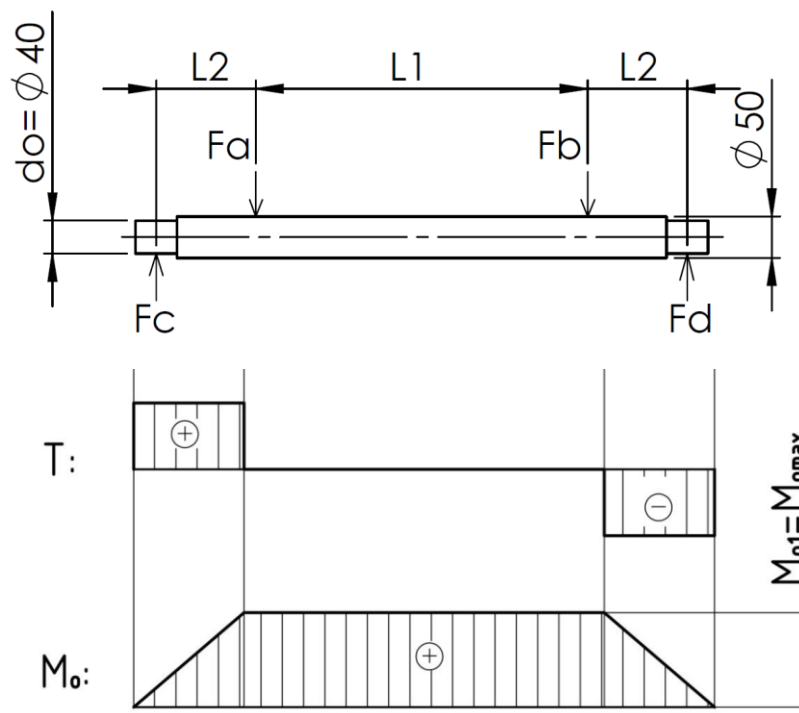
Slouží ke správnému napnutí pásu a pro zajištění dostatečného tření mezi hnacím bubnem a pásem, kvůli přenosu požadované tažné síly na pás. Napnutí pásu je uskutečněno na napínacím (vratném) bubnu za pomoci dvou pohybových šroubů a dvou tlačných pružin, které jsou navlečeny na trnech s barevným označením, signalizujícím vyznačený pracovní rozsah pružiny. Toto barevné označení (značky) slouží jako indikace pro správně napnutí pásu a taktéž slouží jako indikace pro překročení pracovního rozsahu pružiny. Šroubem se nastaví správně předpětí pružiny. Hnaný resp. napínací buben je uložen na vedení, které svým pohybem zajistí potřebné napnutí pásu. Napnutí se provádí rovnoměrně na obou stranách napínacího bubnu, proto aby nedocházelo ke sbíhání pásu.



5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HANÉHO BUBNU

MATERIÁL OSY

Osa hnaného bubnu z materiálu 11 373 (konstrukční ocel vhodná ke svařování), osa namáhána střídavým ohybem, hodnota dovoleného napětí pro střídavý ohyb je v rozmezí 50 – 75 MPa [14,13,15], zvoleno $\sigma_{\text{odov}} = 70 \text{ MPa}$.



Obr. 15 Průběh VVÚ osy hnaného bubnu

5.1 SILOVÉ REAKCE

SILY V MÍSTĚ UCHYCENÍ BUBNU KE HŘÍDELI

Symetricky dáno:

$$F_a = F_b = \frac{F_{\text{Celk}}}{2} \quad (46)$$

$$F_a = F_b = \frac{6633}{2}$$

$$F_a = F_b = 3316,5 \text{ N}$$

Kde F_{Celk} je celková síla působící na osu bubnu [N], dle kap. 3.19.8

F_a, F_b jsou síly působící na osu bubnu



SÍLY V PODPORÁCH (LOŽISKÁCH)

$$F_c = F_a = 3316,5 \text{ N} \quad (47)$$

$$F_d = F_b = 3316,5 \text{ N}$$

$$F_c = F_a = F_d = F_b = 3316,5 \text{ N}$$

Kde F_c , F_d jsou reakční síly v podporách (ložisek)

5.2 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA OSE

Dle výsledku VVU byla zjištěna maximální hodnota ohybového momentu, která působí mezi zatěžujícími silami F_a a F_b a má konstantní velikost. (obr. 13)

$$M_{O_{\max}} = F_d \cdot L_2 \quad (48)$$

$$M_{O_{\max}} = 3316,5 \cdot 0,11$$

$$M_{O_{\max}} = 364,8 \text{ Nm}$$

Kde L_2 je vzdálenost působící síly (F_A , F_B) k podpěře (ložisku) [m], dle konstrukce bubnu

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU NA OSE

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_o^3}{32} \quad (49)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0,040}{32}$$

$$W_o = 6,283 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde d_o je průměr hřídele v místě ložisek [m]

5.3 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{o \max} = \frac{M_{O_{\max}}}{W_o} \quad (50)$$

$$\sigma_{o \max} = \frac{364,8}{6,283 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o \max} = 58 \text{ MPa}$$

5.4 KONTROLA BEZPEČNOSTI OSY NAPÍNACÍHO BUBNU

$$k_k = \frac{\sigma_{odov}}{\sigma_{o \max}} \quad (51)$$

$$k_k = \frac{70}{58}$$



$$k_k = 1,21$$

$k_k > 1$ → hřídel vyhovuje z hlediska bezpečnosti



ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navržení pásového dopravníku pro recyklované kamenivo. Podle zadaných rozměrových a výkonnostních parametrů byl proveden funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048, dle získaných výsledků byly určeny hlavní rozměry pásového dopravníku a potřebný výkon motoru. Dle potřebného výkonu byl pro pohon pásového dopravníku zvolen elektrobuben o výkonu 4kW od firmy Rulmeca.

Následně byly z katalogu firem vybrány jednotlivé komponenty pásového dopravníku tak, aby byla zajištěna jeho správná funkčnost. Napnutí pásu se provádí za pomoci pružin, které se seřizují pomocí šroubů. Hnaný buben je proveden jako svarek a zároveň slouží i jako buben napínací. Taktéž byl proveden pevnostní výpočet osy hnaného bubnu. Práce obsahuje přiloženou výkresovou dokumentaci sestavného výkresu navrženého dopravníku a podsestavu rámu napínací stanice.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [2] Norma ČSN ISO 5048: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Česko normalizační institut, 1993. 16 s.
- [3] TRANSROLL. *Produktový katalog válečků* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf?redir
- [4] GUMEX. *Pryžové pásy pro všeobecné použití* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep250-2-aa-pryzove-pasy-pro-vseobecne-pouziti-52692.html>
- [5] GTK. *Válečkové stolice PE2-125* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.gtktupesy.cz/index.php?page=stanicka&skupina=PE2-125&language=cz>
- [6] RULMECA. *Motorized pulley Drawings* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/3%20Drawings_320L,%20320M%20&%20320H.pdf
- [7] AB Technology, s.r.o. *Stěrače dopravních pásů* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://abtech.losertjiri.cz/?p=57>
- [8] GTK. *Válečková stolice UB1* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.gtktupesy.cz/index.php?page=stanicka&skupina=UB1&language=cz>
- [9] RULMECA. *Motorized pulley power and speed* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/4%20Tables_320L,%20320M%20&%20320H.pdf
- [10] RULMECA. *Idler pulleys* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/UTS.pdf
- [11] TRIMOT s.r.o. *U profily* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.kari-site-roxory.cz/hutni-material/eshop/5-1-U-profil>
- [12] Feron. *Profil uzavřený s obdélníkovým průřezem* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=25646>
- [13] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ, VLK, Miloš (ed.). *Základy konstruování*. Vyd. 4., přeprac. Překlad Martin Hartl. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 80-720-4458-3.
- [14] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-864-9074-2.
- [15] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.



- [16] GTK. Dělení dopravníku dle účelu a funkce [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=dopravniky-rozcestnik-detail&id=5&language=cz>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	[-]	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi
η_1	[-]	Účinnost motoru s uvažováním převodu
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi čističem pásu a pásem
$\sigma_{o\ max}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí
σ_{odov}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí materiálu
δ_{max}	[°]	Maximální úhel sklonu dopravníku pro daný materiál
A	[m ²]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a_{do}	[m]	Rozteč válečkových stolic v dopadové části horní větve
a_o	[m]	Rozteč válečkových stolic v horní větvi
a_u	[m]	Rozteč válečkových stolic v dolní větvi
B	[m]	Šířka dopravního pásu
b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu
b_1	[m]	Světlá šířka bočního vedení
$B_{\check{c}}$	[m]	Šířka čističe pásu
d	[m]	Tloušťka pásu
D_{Bv}	[m]	Průměr hnaného bubnu
d_o	[m]	Průměr osy hnaného bubnu v ložiskách
e	[-]	Základ přirozených logaritmů
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
F_1	[N]	Tah v pásu v horní větvi
F_2	[N]	Tah v pásu v dolní větvi
F_A	[N]	Odpor shrnovače materiálu
F_A	[N]	Síla působící na osu hnaného bubnu v místě a
F_B	[N]	Síla působící na osu hnaného bubnu v místě b
F_{ba}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F_C	[N]	Reakční síla v podpoře c
F_{celk}	[N]	Celková síla namáhající buben
F_D	[N]	Reakční síla v podpoře d



F_{Dp}	[N]	Dovolená únosná síla
F_f	[N]	Odpor tření mezi doprav. hmotou a bočním ved. v oblasti urychlování
F_{gL}	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_l	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
$F_{min d}$	[N]	Nejmenší tahová síla pásu v dolní větvi
$F_{min h}$	[N]	Nejmenší tahová síla pásu v horní větvi
F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_R	[N]	Odpor čističe pásu
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_T	[N]	Vektorový součet tahů v pásu
F_U	[N]	Zvětšená obvodová síla na poháněcím bubnu
F_{Umax}	[N]	Maximální obvodová hnací síla
F_{Up}	[N]	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
g	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Tíhové zrychlení
H	[m]	Výškový rozdíl
I_m	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní dopravní výkon
I_v	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
k	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_1	[-]	Součinitel sklonu
k_k	[-]	Součinitel bezpečnosti ohybu osy napínacího bubnu
L	[m]	Osová vzdálenost
l	[m]	Délka bočního vedení
L_2	[m]	Vzdálenost působící síly na ose bubnu k podpoře
l_b	[m]	Urychlovací délka
L_d	[m]	Délka dopadové části
M_{Omax}	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment
p	$[N \cdot m^2]$	Tlak mezi čističem a pásem
P_1	[ks]	Počet válečkových stolic v nosné větvi



P_{1d}	[ks]	Počet dopadových válečkových stolic v nosné větvi
P_2	[ks]	Počet válečkových stolic v dolní větve
P_A	[W]	Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
P_M	[W]	Potřebný provozní výkon na poháněcího motoru
Q	[kg·h ⁻¹]	Dopravní výkon
q_1	[kg]	Hmotnost rotujících částí hladkého válečku v nosné větvi
q_{1d}	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku v dopadové části nosné větve
q_2	[kg]	Hmotnost rotujících částí diskového válečku pro dolní větev
q_B	[kg]	Hmotnost 1m dopravního pásu
q_G	[kg]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1m délky
q_{RO}	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve
q_{RU}	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve
R_{mp}	[N·mm ⁻¹]	Pevnost pásu v tahu
S	[m ²]	Celková plocha průřezu náplně pásu
S_1	[m ²]	Horní plocha průřezu náplně pásu
S_2	[m ²]	Dolní plocha průřezu náplně pásu
S_K	[m ²]	Skutečná plocha průřezu náplně pásu
S_T	[m ²]	Teoretický průřez náplně pásu
t_ε	[m]	Tloušťka čističe pásu
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pásu
v_0	[m·s ⁻¹]	Složka rychlosti doprav. materiálu ve směru pohybu pásu
W_o	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě největšího ohybu
θ	[°]	Dynamický sypný úhel dopravovaného materiálu
λ	[°]	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic
μ	[-]	Součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem
ξ	[-]	Součinitel rozběhu
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu
α	[°]	Sypný úhel dopravovaného materiálu
δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
ρ	[kg·m ³]	Objemová sypná hmotnost dopravované hmoty



SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Seznam obrázků:

1	Schéma pásového dopravníku	13
2	Průřez náplně pásu u dvouválečkové stolice	17
3	Dopravní pás GUMEX	29
4	Dvouválečková stolice PE2-125	29
5	Držák válečku UB1	30
6	Hladký váleček Transroll 20044	31
7	Pogumovaný váleček Transroll 20254	31
8	Vratné diskové válečky Transroll 20154	32
9	Elektrobuben Rulmeca 320M	32
10	Držák elektrobubnu	33
11	Hnaný buben Rulmeca UTS 320	34
12	Stěrač pásu	34
13	Část rámu dopravníku	35
14	Ukázka konstrukce stojin	35
15	Průběh VVÚ osy hnaného bubnu	37

Seznam tabulek:

1	Parametry dopravního pásu	29
2	Parametry nosné dvouválečkové stolice PE2-125	30
3	Parametry vratné jednoválečkové stolice UB1	30
4	Rozměry a parametry nosných hladkých válečků 20044	31
5	Rozměry a parametry dopadových pogumovaných válečků 20254	31
6	Rozměry a parametry diskového válečku 20154	32
7	Rozměry elektrobubnu Rulmeca 320M	32
8	Rozměry držáku KL14 -HD	33



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy pásového dopravníku: PADO-00-00

Kusovník k sestavě pásového dopravníku: PADO-00-00

Výkres sestavy svarku rámu napínací stanice: PADO-01-00

Kusovník k sestavě svarku rámu napínací stanice: PADO-01-00