



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
KAMENIVO A STAVEBNÍ SUŤ
PORTABLE BELT CONVEYOR FOR AGGREGATES AND CRUSHED RUBBLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR KRBEČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Krbeček

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 kamenivo a stavební suť

v anglickém jazyce:

Portable Belt Conveyor for aggregates and crushed rubble

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh přenosného šikmého pásového dopravníku,

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: 140.000 kg/hod

dopravní výška: do 2,5 m

dopravní délka (rozteč mezi osami bubnů: 9 m

doprovázaný materiál: kamenivo, stavební suť apod.

max. zrnitost 200mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši a koncepci 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. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. ČSN ISO 5048 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky.
4. Firemní literatura

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 25.10.2012



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přenosného pásového dopravníku pro kamenivo a stavební suť. Práce obsahuje popis základních částí dopravníku a jejich volbu. Dále je proveden funkční výpočet dle platné normy ČSN ISO 5048, určení hlavních rozměrů, návrh pohonu a pevnostní výpočet napínacího zařízení. K práci je přiložena požadovaná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

pásový dopravník, kamenivo, stavební suť, dopravní pás, válečková stolice, válečky, napínací zařízení

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the construction design of the portable belt conveyor for aggregate and crushed rubble. The thesis contains the description of basic parts of the belt conveyor and their choice. It also contains a functional calculation according to the valid norm ČSN ISO 5048, the determination of main dimensions of the belt conveyor, the design of the drive and the strength calculation of the tensioning device. The required technical drawings are attached to the thesis.

KEYWORDS

belt conveyor, aggregate, crushed rubble, conveyor belt, idler, rollers, tensioning device



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRBEČEK, P. *Přenosný pásový dopravník pro kamenivo a stavební sut'*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 55 s. Vedoucí bakalářské 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 24. května 2013

.....

Petr Krbeček



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za jeho cenné rady, připomínky a za odborné vedení mé bakalářské práce. Dále děkuji své rodině a přátelům za podporu po celou dobu studia.



OBSAH

Úvod	15
1 Hlavní části pásového dopravníku a jejich volba	16
1.1 Dopravní pás	16
1.2 Válečkové stolice	18
1.2.1 Volba nosných válečků.....	19
1.2.2 Volba pražců.....	22
1.3 Poháněcí stanice.....	24
1.4 Napínací zařízení	26
1.5 Čistič pásu.....	27
1.6 Násypka	27
1.7 Nosná konstrukce.....	28
2 Funkční výpočet	29
2.1 Sklon dopravníku.....	29
2.2 Volba rychlosti dopravního pásu	29
2.3 Teoretický průřez náplně pásu	30
2.4 Určení šířky pásu	30
2.5 Celková plocha průřezu náplně pásu	30
2.5.1 Plocha průřez horní části náplně.....	31
2.5.2 Plocha průřezu dolní části náplně pásu	31
2.6 Skutečná korigovaná plocha náplně pásu	32
2.7 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	32
2.8 Dopravní výkon	33
2.8.1 Objemový dopravní výkon	33
2.8.2 Hmotnostní dopravní výkon	33
2.9 Kontrola dopravovaného množství materiálu.....	33
2.10 Hlavní odpory.....	33
2.10.1 Hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr délky pásu.....	34
2.10.2 Hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr horní větve dopravníku	34
2.10.3 Hmotnost rotujících částí válečku na jeden metr délky v dolní větvi	35
2.11 Vedlejší odpory	35
2.11.1 Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	36
2.11.2 Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	36
2.11.3 Odpor ohybu pásu na bubnech	37
2.11.4 Odpor ložisek bubnu (neuvažuje se pro poháněcí bubny).....	37



2.12	Přídavné hlavní odpory	38
2.12.1	Odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu	38
2.13	Přídavné vedlejší odpory	38
2.13.1	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	38
2.13.2	Odpor čističe pásu	39
2.14	Odpor k překonání dopravní výšky	39
2.15	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	40
2.16	Zvětšení obvodové síly.....	40
2.17	Potřebný provozní výkon pohonu na poháněcím bubnu.....	40
2.18	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	40
2.19	Síly v pásu	41
2.19.1	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	41
2.19.2	Omezení podle průvěsu pásu	42
2.19.3	Napínací teoretická síla	42
2.19.4	Skutečná napínací síla	43
2.19.5	Velikost tahů v pásu	43
2.19.6	Pevnostní kontrola pásu.....	44
3	Pevnostní výpočet.....	45
3.1	Návrh napínacího zařízení	45
3.1.1	Návrh průměru závitové tyče	45
3.1.2	Kontrola na štíhlost.....	46
3.1.3	Kontrola matice na otlačení.....	47
	Závěr.....	49
	Seznam použitých zkratk a symbolů	51
	Seznam příloh.....	55



ÚVOD

Pásové dopravníky jsou zařízení určená ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží a to převážně ve vodorovném, příp. mírně šikmém směru. Dopravní pás přitom tvoří jak tažný, tak také nosný orgán pro přepravu materiálu [2].

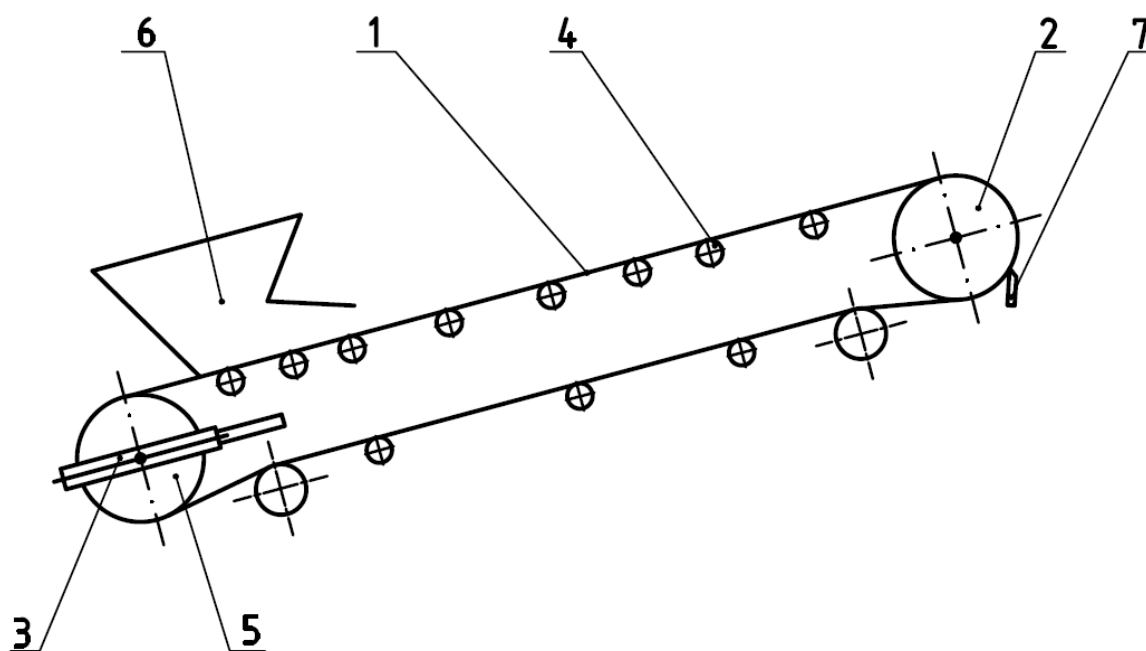
Jsou nejrozšířenější přepravní prostředky v průmyslu s plynulou přepravou materiálu. Oproti jiným manipulačním strojům mají výhodu ve výkonnosti, hospodárnosti provozu a údržby.

Pásový dopravník řešený v této práci nalezne uplatnění ve stavebnictví nebo ve firmách zabývajících se recyklací suti a přepravou sypkých hmot. Může být použit například pro nakládání materiálu nebo při přepravě materiálu od drtičů. Hlavní výhodou bude jeho mobilita, která zajistí nasazení dopravníku na místech, kde bude potřeba.



1 HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU A JEJICH VOLBA

Konstrukční schéma pásového dopravníku je znázorněno na Obr. 1.1.



Obr. 1.1 Schéma pásového dopravníku

- | | |
|---|--------------------|
| 1 - dopravní pás | 5 - vratná stanice |
| 2 - poháněcí stanice a pohon | 6 - násypka |
| 3 - napínací zařízení | 7 - čistič pásu |
| 4 - nosné válečky (horní a dolní válečková stolice) | |

Všechny tyto části jsou nesený nosnou konstrukcí.

1.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je jednou z nejdůležitějších částí dopravníku z hlediska provozu. Tvoří nekonečný prvek obíhající okolo koncových bubnů a plní funkci nesení přepravovaného materiálu na přepravní vzdálenosti. Současně plní funkci tažného prvku, který přenáší všechny pohybové odpory vznikající při jeho oběhu [1].



Požadavky na dopravní pás [2]:

- vysoká odolnost proti opotřebení otěrem
- vysoká životnost
- nízká hmotnost
- vysoká podélná tuhost (malá prodloužení při tahu v pásu)
- minimální navlhlost
- odolnost proti účinkům střídavého namáhání

Dopravní pásy se skládají z nosné kostry oboustranně chráněné gumovými krycími vrstvami a gumovými okraji. Nosná kostra přenášející veškerá tahová namáhání je většinou tvořena z textilních vložek (bavlna, polyamid, polyester apod.) nebo vysokopevnostními ocelovými lanky pro přenos větších tahů. Krycí vrstva chrání nosnou kostru před abrazivními účinky materiálu, mechanickým poškozením a atmosférickými vlivy [1], [2].

Dopravní pásy se dodávají nespojené i spojené. Mohou se také rozdělit na spoje rozebíratelné a nerozebíratelné.

Rozebíratelné spoje – vytvořené pomocí mechanických spojek (spon). Použijí se tam, kde je uvažována změna umístění a délky pásu a kde nevádí mírné poškození bubnu od ocelových spojek. Výhody tohoto provedení je rychlost spojení oproti tomu je snižená pevnost spoje. Z tohoto důvodu se použijí jen u méně namáhaných pásů. Bývá požadováno, aby pevnost spojek byla větší než 50% jmenovité pevnosti pásu [1].

Nerozebíratelné spoje – vytvořené lepením za studena nebo vulkanizací za tepla. V porovnání výhod a nevýhod jsou opačné než u rozebíratelných spojů. Provedení spoje je dvojího typu a to spojení přeplátováním nebo prstové spoje [1].

VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Dle výpočtu průřezu náplně (2) byl ze začátku zvolen dopravní pás o šířce 400 mm (kap. 2.4). Provedená kontrola pásu na potřebný ložný prostor nevyhovovala. Musel tedy být zvolen pás o šířce 500 mm, který už kontrolu splňuje. Z nabídky výrobců a prodejců dopravních pásů je vybrána firma GUMEX spol. s r. o. [7]. Zvolena je na základě zkušeností s prodejem, které získali během 19-leté tradice. Nabízí individuální přístup a znalost zboží. Je možnost prokonzultovat vhodnost vybraného typu dopravního pásu s prodejcem. Pásy dodávají ve spojeném i nespojeném stavu. Spoje provádí v jejich závodě nebo přímo na dopravníku. Vybraný pás je velmi odolný proti opotřebení, vhodný pro přepravu vysoce abrazivního sypkého, zrnitého materiálu. Pracovní teplota (– 60 až 60) °C. Bližší údaje jsou v Tab. 1.1 a pás je zobrazen na Obr. 1.2. Označení pásu je EP 250/2 š. 500 3+2 AA.

Tab. 1.1 Údaje o dopravním pásu [7]

Šířka pásu B [mm]	Tloušťka t_p [mm]	Tloušťka krycí vrstvy [mm]		Kategorie	Počet vložek	Pevnost R_{mp} [$N \cdot mm^{-1}$]	Min. průměr bubnu [mm]	Hmotnost q_B [$kg \cdot m^{-1}$]
		horní	dolní					
500	6,8	3	2	AA	2	250	200	4,48



Obr. 1.2 Dopravní pás EP 250/2 [7]

Dopravní pás bude spojen spojkami pro pryžové pásy. Jsou voleny spojky od stejné firmy jako dopravní pás GUMEX spol. s r. o. [8]. Jsou určeny pro velké namáhání. Montáž bez užití speciálních přípravků. Upevnění pomocí samořezných šroubů. Základní parametry jsou v Tab. 1.2.

Tab. 1.2 Údaje o spojce pro pryžové pásy [8]

Typ	Materiál	Pevnost [N·mm ⁻¹]	Min. průměr bubnu [mm]	Hmotnost [kg·m ⁻¹]	Cena [Kč/ks (bez DPH)]
MS 45	pozink	650	125	0,04	61



Obr. 1.3 Spojka pro pryžové pásy [8]

1.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečkové stolice mají za úlohu podepírat horní a dolní část dopravního pásu. Skládají se z nosné stolice a válečků. Nosné stolice můžeme rozdělit na horní a dolní. Horní nosné stolice nesou válečky pro horní větev. Podle počtu válečků bývají jednoválečkové, dvouválečkové, tříválečkové a víceválečkové [2].



Nosné stolice jednoválečkové (rovné) jsou převážně používány v dolní větvi dopravníku. U širších dopravních pásů může být použita dvouválečková stolice. Korýtkové válečkové stolice, skládající se ze dvou, tří či více válečků jsou určeny pro horní větev. Korýtkové provedení zvyšuje průřez náplně pásu a tím zároveň dopravní výkon a zabezpečuje lepší vedení pásu. Nevýhodou je příčný ohyb pásu ovlivňující jeho životnost. Sklony bočních válečků jsou v rozmezí (20 až 40)°. Z důvodu lepšího vedení pásu se krajní válečky odklánějí od kolmice k ose pásu o (1 až 2,5)° [1].

Jednou z nejdůležitějších částí pásového dopravníku jsou válečky, které mají vliv na provozní vlastnosti. Od válečků se vyžaduje vysoká spolehlivost, minimální odpory proti pohybu, malá hmotnost, jednoduchá a levná konstrukce, spolehlivá ochrana ložisek před znečištěním, musí být vyvážené, nenáročnost na údržbu, vysoká životnost, lehká vyměnitelnost v podpěrných stolicích [2].

Podle konstrukce rozlišujeme válečky[2]:

- a) S pevnou osu a otočným válečkem (nepohyblivý je vnitřní kroužek valivého ložiska). Jsou snadno vyměnitelné, mají nižší odpory proti pohybu. Nevýhodou je jejich vyšší hmotnost, cena a nižší životnost.
- b) S otočným čepem ve víčku a pevným ložiskovým tělesem. Vhodnější pro velké šířky pásů. Jsou lehčí a levnější. Nevýhodou je jejich náročnost na montáž za účelem přesného uložení víček.

Nejběžnější jsou válečky s pevnou osou. Ty jsou vyráběny z neopracovaných jakostních ocelových trubek se zalisovanými čely a průběžnou osou uloženou v kuličkových ložiskách s tukovou náplní uzavřenou těsněním. Dávka mazací náplně vydrží po celou dobu životnosti válečku. Ochraňuje ložisko má důležitou roli. Znečištěné ložisko, které stěžuje otáčení válečku nebo ho zcela zastaví, způsobuje klouzání pásu po válečku. To vyvolá zvýšení pasivních odporů a větší spotřebu energie, tak i větší opotřebení pásu.

Druhy nosných válečků:

- hladké
- hladké s obložením (pryž, umělé hmoty)
- diskové
- kotoučové

Válečky kotoučové nebo hladké s obložením mají za úkol tlumit dynamické účinky dopadajícího materiálu v plnicích místech a přesypech. Diskové válečky se používají ve spodní větvi. Mají samočisticí funkci.

1.2.1 VOLBA NOSNÝCH VÁLEČKŮ

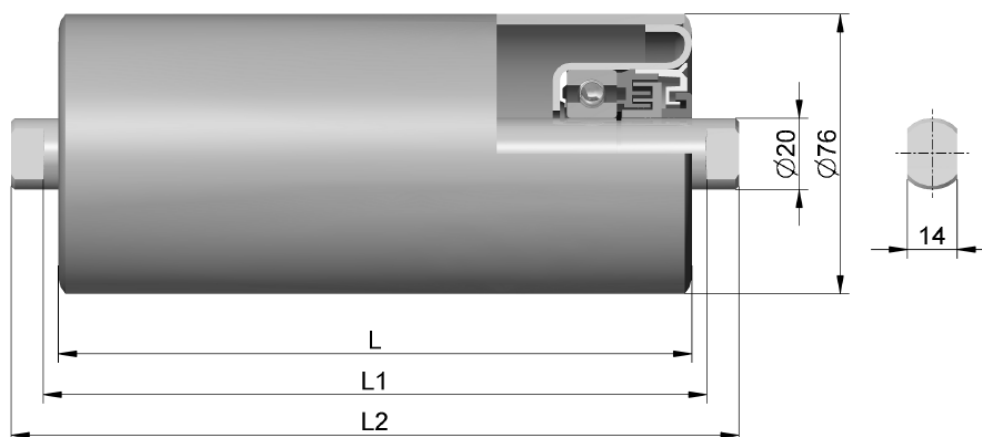
Válečky a válečkové stolice jsou voleny v závislosti na šířce dopravního pásu a typu použité stolice. Pro dopravník budou použity celkem tři druhy válečků, pro nosnou část, vratnou část a dopadovou část. Válečky budou dodány od firmy Transroll – CZ, a.s.. Produkty firmy se vyznačují vysokou kvalitou a životností. Nabízí poradenství, poprodejní servis a zkušenost, při konstrukci a výrobě dopravníkových komponentů.



Pro horní nosnou větev byl vybrán dle katalogu [9] str. 11 hladký váleček typu 20034 o průměru 76 mm a délce $L = 315$ mm. Plášť je z ocelové trubky o síle stěny 3 mm. Čela jsou tažená z ocelového plechu a svařená s pláštěm. Váleček je osazen kuličkovými ložisky 6204 C3 a dvoustupňovým labyrintovým těsněním s tukovou předkomůrkou. Povrch je opatřen polyesterovým práškovým lakem RAL 1003. Váleček je zobrazen na Obr. 1.4 a parametry jsou v Tab. 1.3.

Tab. 1.3 Údaje o hladkém válečku 20034[9]

Rozměry [mm]				Hmotnost	
D	L	L1	L2	Rotujících dílů	Celková
76	315	323	341	2,1	3,1



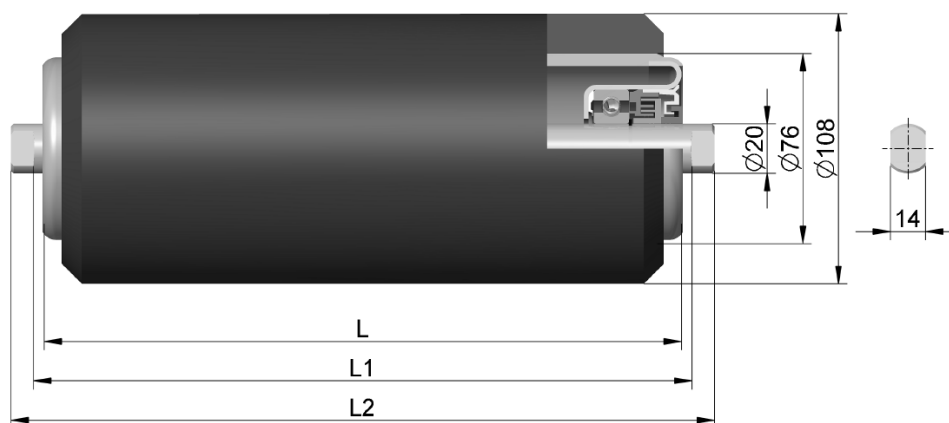
Obr. 1.4 Hladký váleček [9]

V dopadové části horní větve pod násypkou je dle katalogu [9] str. 32 zvolen váleček pogumovaný typu 20254 o průměru 108 mm a délce $L = 315$ mm. Plášť je z ocelové trubky o síle stěny 5 mm pogumovaný na průměr 108 mm pryží o tvrdosti 65Sh. Čela jsou tažená z ocelového plechu a svařená s pláštěm. Váleček je osazen kuličkovými ložisky 6204 C3 a dvoustupňovým labyrintovým těsněním s tukovou předkomůrkou. Povrchová je opatřen základním syntetickým nátěrem. Váleček je zobrazen na Obr. 1.5 a parametry jsou v Tab. 1.4.



Tab. 1.4 Údaje o pogumovaném válečku 20254[9]

Rozměry [mm]				Hmotnost	
D	L	L1	L2	Rotujících dílů	Celková
108	315	323	341	5	6

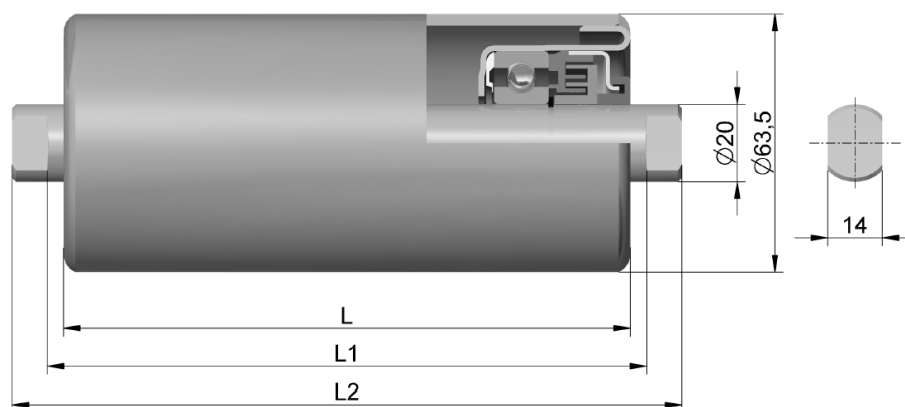


Obr. 1.5 Pogumovaný váleček [9]

Ve spodní vratné větvi je dle katalogu [9] str. 10 zvolen váleček hladký typu 20024 o průměru 63 mm a délce $L = 600$ mm. Plášť je z ocelové trubky o síle stěny 3 mm. Čela jsou tažená z ocelového plechu a svařená s pláštěm. Váleček je osazen kuličkovými ložisky 6204 C3 a dvoustupňovým labyrintovým těsněním s tukovou předkomůrkou. Povrch je opatřen práškovým polyesterovým lakem RAL 1003. Váleček je zobrazen na Obr. 1.6 a parametry v Tab. 1.5.

Tab. 1.5 Údaje o hladkém válečku 20024 [9]

Rozměry [mm]				Hmotnost	
D	L	L1	L2	Rotujících dílů	Celková
63,5	600	608	646	2,9	4,7



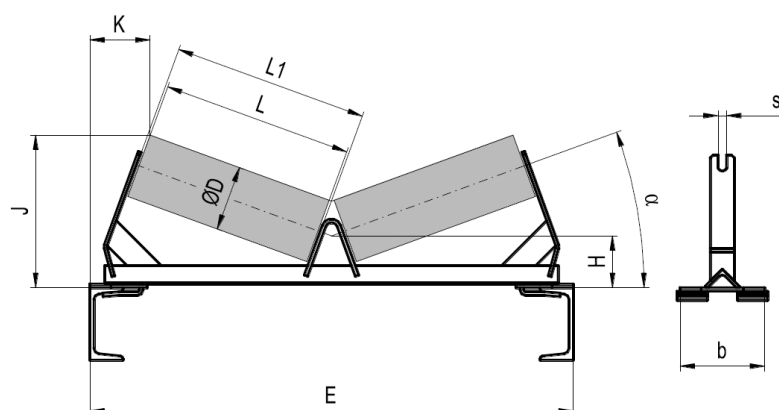
Obr. 1.6 Hladký váleček 20024[9]

1.2.2 VOLBA PRAŽCŮ

V kapitole 2.4 je zvolena dvouválečková stolice s úhlem sklonu válečků 20°. Pražce jsou zvoleny od stejné firmy jako válečky, tedy od firmy Transroll – CZ, a.s. [10]. Je zaručena jejich vzájemná kompatibilita při montáži. Stolice jsou svařované z plochých a úhelníkových ocelových dílů. Pražce jsou vhodné pro konstrukce vyrobené z U profilů, ale mohou se použít i pro další typy profilů. Jsou opatřeny přírubami na uchycení závěsnými příložkami na konstrukci. Závěsné příložky a spojovací materiál pro upevnění jsou součástí pražců. V nosné části jsou použity dva typy pražců. V místě násypky jsou použity dvouválečkové pražce typu 314 ST [10] str. 50, ve kterých jsou uloženy pogumované válečky typu 20254. Jejich úkolem je tlumit účinky dopadajícího materiálu. Pražec je znázorněn na Obr. 1.7 a charakteristické rozměry jsou v Tab. 1.6.

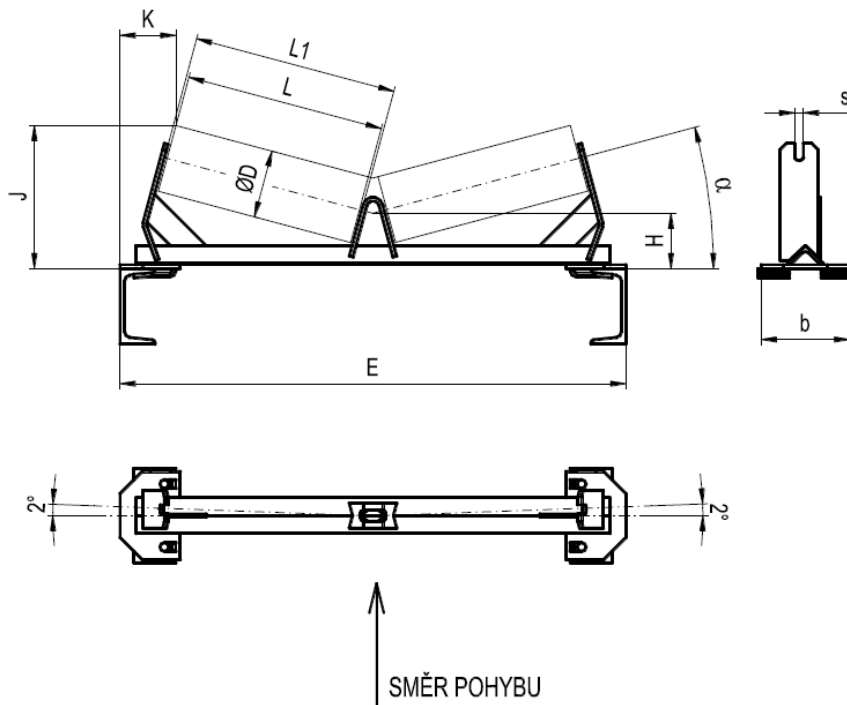
Tab. 1.6 Charakteristické rozměry pražce 314 ST [10]

Šířka pásu [mm]	Šířka nosné konstrukce E [mm]	Rozměry [mm]							Úhel sklonu [°]	Hmotnost [kg]
		L	L1	H	J	K	b	s	α	
B	E	L	L1	H	J	K	b	s	α	
500	800	315	323	88	242	100	140	14	20	5,7



Obr. 1.7 Pražec dvouválečkový 314 ST [10]

V nosné části dopravníku jsou použity pražce dvouválečkové středící typu 314 STS [10] str. 52. Válečky jsou uloženy v šípovitém tvaru, což má za účinek lepší vedení pásu. Válečky jsou odkloněny od kolmice k ose pásu o $\varepsilon = 2^\circ$. Tyto pražce jsou osazeny hladkými válečky typu 20034. Pražec je znázorněn na Obr. 1.8. Charakteristické rozměry jsou stejné jako u pražce typu 314 ST.



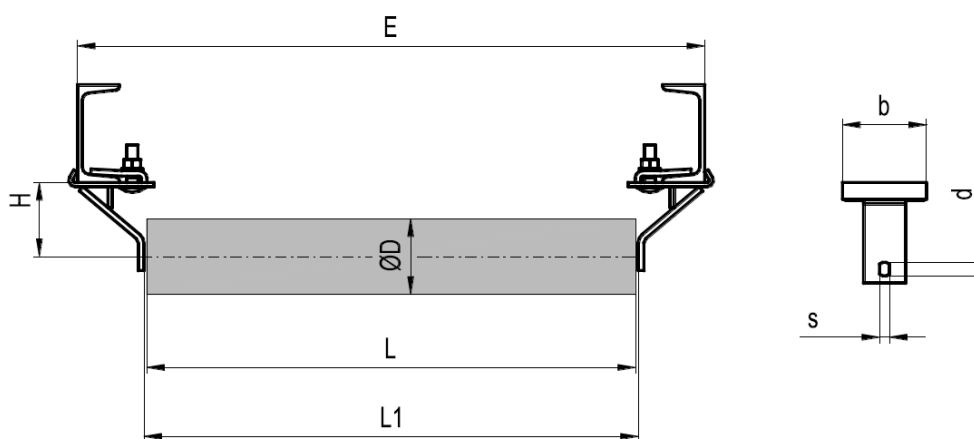
Obr. 1.8 Pražec dvouválečkový středící 314 STS [10]



Ve spodní vratné větvi bude uchycení válečku prostřednictvím závěsu dolních válečků typu 313 ST [10] str. 64 od stejné firmy, ve kterých jsou uloženy hladké válečky typu 20024. Závěsy jsou opatřeny základním syntetickým nátěrem. Závěs je znázorněn na Obr. 1.9 a charakteristické rozměry jsou v Tab. 1.7.

Tab. 1.7 Charakteristické rozměry pražce 313 ST [10]

Šířka pásu [mm]	Šířka nosné konstrukce E [mm]	Rozměry [mm]						Hmotnost [kg]
		L	L1	H	b	d	s	
B	E							
500	800	600	610	84	100	20	14	1,4



Obr. 1.9 Závěs dolních válečků 313 ST [10]

1.3 POHÁNĚCÍ STANICE

Je částí dopravníku zabezpečující pohyb dopravního pásu. Točivý moment je zde přeměněn na tažnou sílu v dopravním pásu. Přeměna je zajištěna třením mezi povrchem bubny a dopravním pásem. Pro zvýšení součinitele tření a tedy i možnost přenosu vyšších výkonů bývá povrch pogumován a případně opatřen vzorkem (rýhami). Hnací bubny se nejčastěji umísťují na přepadovou stranu dopravníku. Pohon je nejčastěji řešen pomocí čtyřpólového asynchronního motoru s kotvou nakrátko přes převodovku, spojku na hnací bubnu. Druhým typem jsou elektrobubny. U těchto pohonů je motor uložen uvnitř bubny spolu s převodovkou. Používají se u dopravníku s menšími výkony (do 10 kW) a pro dopravníky, které musí být z provozních důvodů úzké.

VOLBA POHONU

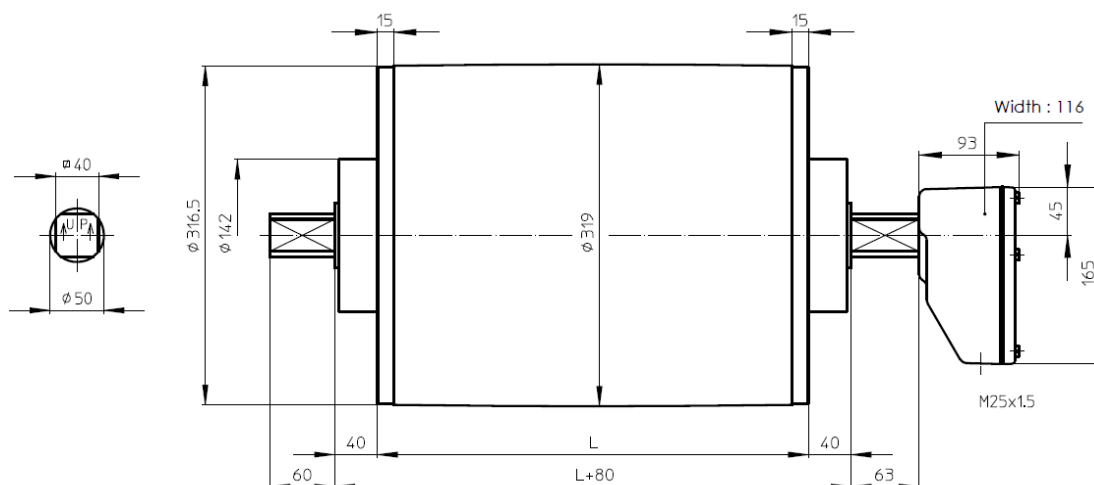
Je zvolen pohon pomocí elektrobubny od firmy Van der Graaf [11]. Je to mezinárodní uznávaná firma s velkými referencemi. Jejich produkty poskytují robustní konstrukci, tichý



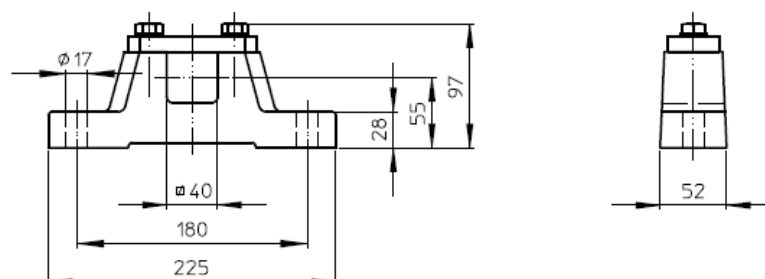
a efektivní chod, životnost, spolehlivost a prakticky žádnou údržbu. Montáž a demontáž je jednoduchá a rychlá. Oproti klasickému elektropohonu se vyznačují o 30% nižší spotřebou energie. Mezi nevýhodu patří vysoká pořizovací cena oproti elektromotoru s venkovní převodovkou. Zahřívání motoru důsledkem špatného chlazení bubny. Elektrobuben bude umístěn na přepadové straně. Umístění bude zajištěno držákem AB 50 [11] (Obr. 1.11), který dodává výrobce. Je vyroben z litiny o hmotnosti 3,6 kg. Výkon motoru je zvolen dle kapitoly 2.18. Označení motoru je TM 315A50 – 440 HD. Charakteristické parametry elektrobubny jsou v Tab. 1.8 a na Obr. 1.10.

Tab. 1.8 Charakteristické rozměry elektrobubny [11]

Výkon [kW]	Rychlost pásu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	Průměr D_B [mm]	Délka [mm]	Hmotnost [kg]
3	1,5	319	600	168



Obr. 1.10 Elektrobuben TM 315A50 – 440 HD [11]



Obr. 1.11 Držák AB 50 [11]



1.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

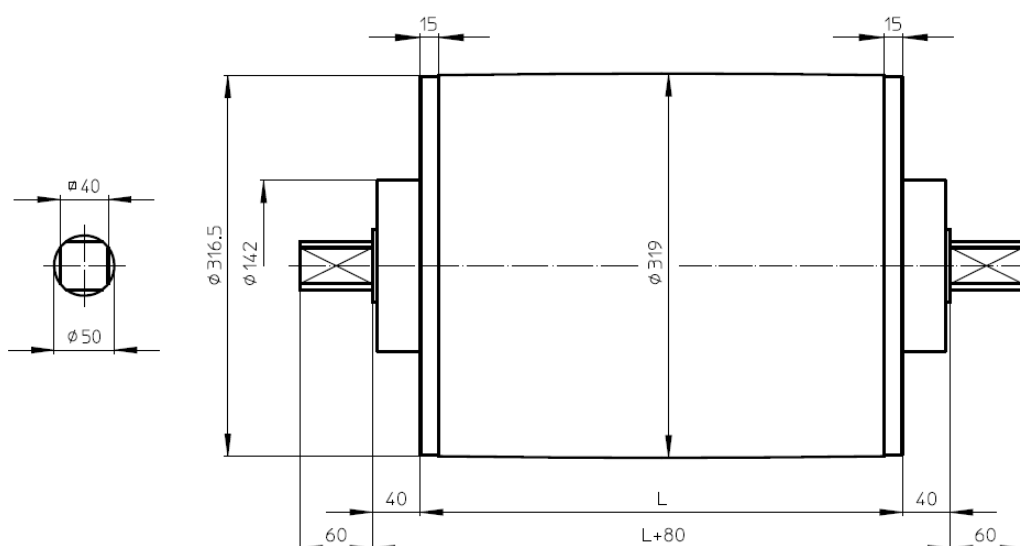
Dopravní pás musí být neustále napínán určitou silou, aby nedocházelo k průhybu mezi podpěrnými válečky a k prokluzu na hnacím bubnu. K tomuto účelu slouží napínací zařízení. Zároveň vyrovnává prodloužení pásu.

Napínací zařízení můžeme rozdělit do dvou skupin [1]:

- Zařízení kompenzující jen trvalé prodloužení pásu (s pevným napínacím bubnem) – vhodná jen pro kratší dopravníky a napínání se provádí pohybem vratného bubnu. Napínací síla se vyvodí pomocí šroubů nebo ručního kladkostroje. Napnutí pásu musí být za klidu dostatečné, aby zajistilo přenos sil za chodu tak i při rozběhu. Vratný buben po předepnutí nemění svoji polohu.
- Zařízení kompenzující trvalé i pružné prodloužení pásu (s posuvným napínacím bubnem) – při změně tahu v dopravním pásu se napínací buben pohybuje a tím kompenzuje změnu jeho délek. Tím je zajištěna konstantní napínací síla ve všech provozních režimech. Nejjednodušší je pomocí závaží. Použití u delších dopravníků.

VOLBA NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Napínání vratného bubnu bude zajištěno pomocí dvou šroubů a matic. Vratný buben je vybrán z katalogu k elektrobubnu Van der Graaf [11] s označením KT 315A50 (Obr. 1.12). Osa bubnu bude uložena v držáku AB 50 [11]. Buben má průměr $D_B = 319$ mm a délku $L_B = 600$ mm. Výpočet napínacího šroubu je v kapitole 3.1.1, kde je vypočítán nejmenší malý průměr metrického závitu. S ohledem na bezpečnost a provozní prostředí je zvolen větší průměr než minimální vypočítaný. Konkrétně je zvolena závitová tyč se závitem M30 [13].



Obr. 1.12 Vrtný buben KT 315A50 [11]



1.5 ČISTIČ PÁSU

Při dopravě materiálu dochází ke znečištění dopravního pásu. Z tohoto důvodu musí být zajištěno odstranění znečištění pomocí čističe. Čištění pásu má velký význam u lepkavých a vlhkých materiálů, u nichž dochází k nalepování nečistot na válečky ve spodní větvi, po kterých klouže znečištěnou stranou pás. Znečištěné válečky zvětšují svůj odpor, což má za následek opotřebení pásu a bubnu. Stěrače se umísťují na začátek spodní větve u výsypného bubnu. Setřený materiál odpadá pod dopravník. Stěrače jsou různých typů. Čističe můžeme rozlišovat podle umístění a podle typu konstrukčního provedení.

VOLBA ČISTIČE PÁSU

K zajištění čistého pásu je vybrán od firmy AB Technology, s.r.o. [12] čelní stěrač s označením CJ 1.1. Stěrač je osazen čtyřmi segmenty z polyuretanu zakončené plátkem z tvrdokovu (karbidu wolframu). Umístěn je na čelo vynášecího válce přibližně (15 až 20)° pod osu dopravníku. Je vhodný do těžkého provozu a další výhodou je jeho jednoduchá konstrukce. Šířka čističe $B_c = 500$ mm a tloušťka $t_c = 15$ mm.



Obr. 1.13 Čistič pásu CJ 1.1 [12]

1.6 NÁSYPKA

Přídavné zařízení pásových dopravníků zajišťující usměrněný přívod dopravovaného materiálu. Materiál může být přiváděn ze zásobníků, z drtičů, třídíčů apod.. Použitím násypky dosáhneme správného směru přívodu materiálu a souměrného rozložení po šířce pásu. Konstrukce násypky má materiál přivádět na pás ve směru pohybu pásu a to rychlostí přibližně rovné rychlosti pásu. Stěny násypky se dělají pod sklonem obvykle (30 – 40)°. Šířka bočních desek násypky musí být menší než šířka pásu, aby okraje zůstaly prázdné. Délka bočních desek bývá (1,1 – 2,5)m v závislosti na rychlosti pásu.



1.7 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce nese všechny strojní součásti potřebné k provozu. Můžeme rozlišovat stacionární nebo mobilní (přemístitelnou) konstrukci. Nejčastěji je tvořena ocelovými díly z profilu U, L nebo trubek. Spojování jednotlivých dílů závisí na druhu dopravníku. Ve většině případů se používá šroubový a svarový spoj.

KONSTRUKCE RÁMU

Je zvolena příhradová konstrukce. Celek bude vytvořen třemi segmenty, které se spojí šroubovými spoji. Segmenty budou svařované konstrukce z ocelových profilů L a materiálu 11 373. Pevnostní návrh ocelové konstrukce a podstavy není předmětem této bakalářské práce a proto není ani proveden. Podstava zde konstrukčně není řešena. Je dána volnost podle potřeb užití uživatele. Podstava může být řešena pomocí stojanů nebo jako mobilní na kolech.



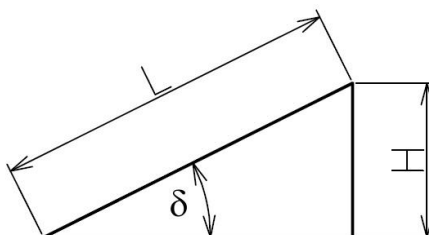
2 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet je proveden dle normy ČSN ISO 5048 [3].

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon:	$Q = 140\,000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$
dopravní výška:	$H = 2,5 \text{ m}$
dopravní délka:	$L = 9 \text{ m}$
doprovázaný materiál:	kamenivo, stavební suť
maximální zrnitost:	200 mm

2.1 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 2.1 Sklon dopravníku

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

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L} [^\circ]$$

$$\delta = \arcsin \frac{2,5}{9} = 16,12762^\circ$$

$$\delta = 16,13^\circ$$

Dle literatury [2] str. 151, tab. 8.5 pro dopravovaný materiál maximální sklon dopravníku 18° . Vypočítaný úhel $16,13^\circ$ vyhovuje.

2.2 VOLBA RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

S ohledem na dopravovaný materiál je dle literatury [2] str. 148, tab. 8.3 volena dopravní rychlost $v = 1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



2.3 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$\text{z rovnice: } Q = \rho \cdot S_T \cdot v \cdot 3600 \Rightarrow S_T$$

$$S_T = \frac{Q}{\rho \cdot v \cdot 3600} \quad [m^2] \quad (2)$$

$$S_T = \frac{140\,000}{1750 \cdot 1,5 \cdot 3600} = 0,014\,81 \, m^2$$

$$S_T = 0,015 \, m^2$$

kde: ρ – objemová sypaná hmotnost [$kg \cdot m^{-3}$], dle literatury [2] str. 151, tab. 8.5 voleno $\rho = 1750 \, kg \cdot m^{-3}$

2.4 URČENÍ ŠÍŘKY PÁSU

Dle literatury [2] str. 149, tab. 8.4 a vypočtené hodnoty teoretického průřezu náplně pásu $S_T = 0,015 \, m^2$, sypaného úhlu materiálu $\alpha = 30^\circ$ [2] str. 151, tab. 8.5 a korýtkového pásu pro dvouválečkovou stolicí $\beta = 20^\circ$, která se používá do šířek pásu $B = 650 \, mm$ včetně byla zvolena šířka pásu $B = 400 \, mm$. Při kontrole pásu na potřebný ložný prostor bylo zjištěno, že tato šířka pásu nevyhovuje. Z tohoto důvodu je použit pás o šířce $B = 500 \, mm$.

2.5 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

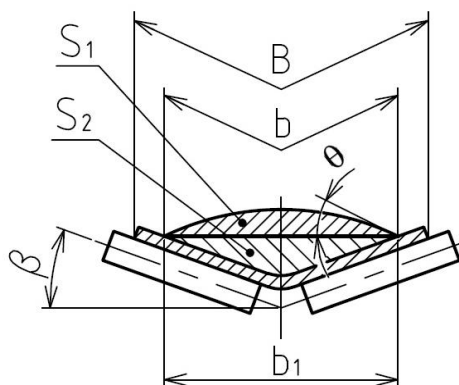
$$S = S_1 + S_2 \quad [m^2] \quad (3)$$

$$S = 0,010 + 0,013$$

$$S = 0,023 \, m^2$$

kde S_1 – plocha průřezu horní části náplně [m^2], dle rovnice (4)

S_2 – plocha průřezu dolní části náplně [m^2], dle rovnice (7)



Obr. 2.2 Průřez náplně pásu [2]



2.5.1 PLOCHA PRŮŘEZ HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot b_1 \cdot \tan \theta \quad [m^2] \quad (4)$$

$$\text{kde } b_1 = b \cdot \cos \beta$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot b \cdot \cos \beta \cdot \tan \theta$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot 0,4 \cdot \cos 20 \cdot \tan 22,5 = 0,009\,753\,m^2$$

$$S_1 = 0,010\,m^2$$

kde b – využitá ložná šířka pásu [m], dle rovnice (5)

β – úhel sklonu válečku [°], $\beta = 20^\circ$, dle kapitoly 2.4

θ – dynamický sypný úhel [°], dle rovnice (6)

VYUŽITÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad [m] \quad (5)$$

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

$$b = 0,4\,m$$

DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad [^\circ] \quad (6)$$

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

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

kde α – sypný úhel [°], $\alpha = 30^\circ$, dle kapitoly 2.4

2.5.2 PLOCHA PRŮŘEZU DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos \beta\right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin \beta\right) \quad [m^2] \quad (7)$$

$$S_2 = \left(\frac{0,4}{2} \cdot \cos 20\right) \cdot \left(\frac{0,4}{2} \cdot \sin 20\right) = 0,012\,855\,m^2$$



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

2.6 SKUTEČNÁ KORIGOVANÁ PLOCHA NÁPLNĚ PÁSU

$$S_k = S \cdot k \quad [\text{m}^2] \quad (8)$$

$$S_k = 0,023 \cdot 0,864$$

$$S_k = 0,020 \text{ m}^2$$

kde k – součinitel sklonu, dle rovnice (9)

SOUČINITEL SKLONU

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

$$k = 1 - \frac{0,010}{0,023} \cdot (1 - 0,688)$$

$$k = 0,864 [-]$$

kde k_1 – součinitel korekce vrchlíku náplně pásu, dle rovnice (10)

SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad [-] \quad (10)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 16,13 - \cos^2 22,5}{1 - \cos^2 22,5}}$$

$$k_1 = 0,688 [-]$$

2.7 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

Musí být splněná podmínka

$$S_k \geq S_T \quad [\text{m}^2] \quad (11)$$

$$0,020 \text{ m}^2 \geq 0,015 \text{ m}^2$$



Podmínka je splněna, korýtkový pás vyhovuje.

2.8 DOPRAVNÍ VÝKON

2.8.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (12)$$

$$I_V = 0,023 \cdot 1,5 \cdot 0,864$$

$$I_V = 0,03 \, m^3 \cdot s^{-1}$$

2.8.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho \cdot 3600 \quad [kg \cdot h^{-1}] \quad (13)$$

$$I_m = 0,03 \cdot 1750 \cdot 3600$$

$$I_m = 189 \, 000 \, kg \cdot h^{-1}$$

2.9 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

$$I_m \geq Q \quad [kg \cdot h^{-1}] \quad (14)$$

$$189 \, 000 \, kg \cdot h^{-1} \geq 140 \, 000 \, kg \cdot h^{-1}$$

Dopravované množství vyhovuje.

2.10 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [(2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta + q_{RO} + q_{RU}] \quad [N] \quad (15)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 9 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 4,48 + 35) \cdot \cos 16,13 + 8 + 1,62]$$

$$F_H = 91,56 \, N$$

kde f – globální součinitel tření, voleno dle literatury [3] str. 7, $f = 0,02$ [-]

q_B – hmotnost jednoho metru dopravního pásu, dle Tab. 1.1

q_G – hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr délky pásu, dle rovnice (16)



q_{RO} – hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr horní větve dopravníku,
dle rovnice (17)

q_{RU} – hmotnost rotujících částí válečku na jeden metr dolní větve dopravníku,
dle rovnice (20)

2.10.1 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA JEDEN METR DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad [kg \cdot m^{-1}] \quad (16)$$

$$q_G = \frac{0,03 \cdot 1750}{1,5} = 35 \text{ kg} \cdot m^{-1}$$

2.10.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_{n1} \cdot i_n}{L} + \frac{2 \cdot q_{d1} \cdot i_d}{L} \quad [kg \cdot m^{-1}] \quad (17)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10}{9} + \frac{2 \cdot 5 \cdot 3}{9} = 8 \text{ kg} \cdot m^{-1}$$

kde q_{n1} – hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi dopravníku, $q_{n1} = 2,1$ kg,
dle Tab. 1.3

q_{d1} – hmotnost rotujících částí válečku v dopadové větvi dopravníku, $q_{d1} = 5$ kg,
dle Tab. 1.4

i_n – počet válečkových stolic v nosné větvi dopravníku, dle rovnice (18)

i_d – počet válečkových stolic v dopadové větvi dopravníku, dle rovnice (19)

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NOSNÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$i_n = \frac{L - l}{a_0} \quad [ks] \quad (18)$$

$$i_n = \frac{9 - 1,2}{0,78} = 10 \text{ ks}$$

kde l – délka násypky, $l = 1,2$ m

a_0 – rozteč válečků v nosné větvi, $a_0 = 0,78$ m



POČET DOPADOVÝCH VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOPADOVÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$i_d = \frac{l}{a_{d0}} \quad [ks] \quad (19)$$

$$i_d = \frac{1,2}{0,4} = 3 \text{ ks}$$

kde a_{d0} – rozteč válečků v dopadové větvi, $a_{d0} = 0,4$ m

2.10.3 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA JEDEN METR DÉLKY V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_{s1} \cdot i_s}{L} \quad [kg \cdot m^{-1}] \quad (20)$$

$$q_{RU} = \frac{2,9 \cdot 5}{9} = 1,62 \text{ kg} \cdot m^{-1}$$

kde q_{s1} – hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi, $q_{s1} = 2,9$ kg, dle Tab. 1.5

i_s – počet válečkových stolic v dolní větvi, dle rovnice (21)

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOLNÍ VĚTVI

$$i_s = \frac{L}{a_u} \quad [ks] \quad (21)$$

$$i_s = \frac{9}{2} = 4,5 \text{ ks}$$

volím $i_s = 5$ ks

kde a_u – rozteč válečků v dolní větvi, $a_u = 2$ m

2.11 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_0 + F_t \quad [N] \quad (22)$$

$$F_N = 78,75 + 22,27 + 20,15 + 4,2$$

$$F_N = 125,37 \text{ N}$$

kde F_{bA} – odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování, dle rovnice (23)

F_f – odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování, dle rovnice (24)



F_0 – odpor ohybu pásu na bubnech, dle rovnice (27)

F_t – odpor ložisek bubnu s výjimkou ložisek poháněného bubnu, dle rovnice (28)

2.11.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad [N] \quad (23)$$

$$F_{bA} = 0,03 \cdot 1750 \cdot (1,5 - 0)$$

$$F_{bA} = 78,75 \text{ N}$$

kde v_0 – složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu,
volím $v_0 = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

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

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad [N] \quad (24)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,03^2 \cdot 1750 \cdot 9,81 \cdot 0,191}{\left(\frac{1,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,376^2}$$

$$F_f = 22,27 \text{ N}$$

kde μ_2 – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením,
dle literatury [3] str. 12, tab. 2 voleno $\mu_2 = 0,6$ [-]

l_b – urychlovací délka, dle rovnice (25)

b_1 – světlá šířka bočního vedení, dle rovnice (26)

URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad [m] \quad (25)$$

$$l_b = \frac{1,5^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_b = 0,191 \text{ m}$$



kde μ_1 – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem,
dle literatury [3] str. 12, tab. 2 voleno $\mu_1 = 0,6$ [-]

SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \beta \quad [m] \quad (26)$$

$$b_1 = 0,4 \cdot \cos 20$$

$$b_1 = 0,376 \text{ m}$$

2.11.3 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

Z důvodu neznámé síly F , která znázorňuje průměrný tah pásu na buben je volena velikost $F = 3\,500 \text{ N}$.

$$F_0 = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{t_p}{D_B} \quad [N] \quad (27)$$

$$F_0 = 9 \cdot 0,5 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{3500}{0,5} \right) \cdot \frac{0,0068}{0,319}$$

$$F_0 = 20,15 \text{ N}$$

kde F – průměrný tah pásu na buben, voleno $F = 3\,500 \text{ N}$

t_p – tloušťka dopravního pásu, $t_p = 0,0068 \text{ m}$, dle Tab. 1.1

D_B – průměr bubnu, $D_B = 0,319 \text{ m}$, dle Tab. 1.8

2.11.4 ODPOR LOŽISEK BUBNU (NEUVAŽUJE SE PRO POHÁNĚCÍ BUBNY)

Z důvodu neznámé síly F_B , která znázorňuje součet tahů v pásu a tíhových sil bubnu je volena velikost $F_B = 4\,500 \text{ N}$.

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D_B} \cdot F_B \quad [N] \quad (28)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,06}{0,319} \cdot 4500$$

$$F_t = 4,2 \text{ N}$$

kde d_0 – průměr hřídele v ložisku, $d_0 = 0,06 \text{ m}$, dle katalogu bubnu [11]



2.12 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} \quad [N] \quad (29)$$

$$F_{S1} = 45,8 \text{ N}$$

kde F_{ε} – odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu, dle rovnice (30)

2.12.1 ODPOR VÁLEČKŮ VYCHÝLENÝCH VE SMĚRU POHYBU PÁSU

$$F_{\varepsilon} = C_{\varepsilon} \cdot \mu_0 \cdot L \cdot (q_B \cdot q_G) \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad [N] \quad (30)$$

$$F_{\varepsilon} = 0,3 \cdot 0,35 \cdot 9 \cdot (4,48 \cdot 35) \cdot 9,81 \cdot \cos 20 \cdot \cos 16,13 \cdot \sin 2$$

$$F_{\varepsilon} = 45,8 \text{ N}$$

kde C_{ε} – součinitel korýtkovosti, dle literatury [3] str. 13, tab. 3 voleno $C_{\varepsilon} = 0,3$ [-]

μ_0 – součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem, dle literatury [3] str. 13, tab. 3 voleno $\mu_0 = 0,35$ [-]

ε – úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu, $\varepsilon = 2^\circ$, dle kapitoly (1.2.2)

2.13 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r \quad [N] \quad (31)$$

$$F_{S2} = 32,06 + 150$$

$$F_{S2} = 182,06 \text{ N}$$

kde F_{gL} – odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, dle rovnice (32)

F_r – odpor čističe pásu, dle rovnice (33)

2.13.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot l_{\tilde{V}}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad [N] \quad (32)$$



$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,03^2 \cdot 1750 \cdot 9,81 \cdot 1,1}{1,5^2 \cdot 0,376^2}$$

$$F_{gL} = 32,06 \text{ N}$$

2.13.2 ODPOR ČISTIČE PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad [N] \quad (33)$$

$$F_r = 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 0,5$$

$$F_r = 150 \text{ N}$$

kde A – dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu, dle rovnice (34)

p – tlak mezi čističem pásu a pásem, dle literatury [3] str. 13, tab. 3 voleno

$$p = 4 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

μ_3 – součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, dle literatury [3] str. 13, tab. 3 voleno

$$\mu_3 = 0,5 [-]$$

DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A ČISTIČEM PÁSU

$$A = B_\zeta \cdot t_\zeta \quad [m^2] \quad (34)$$

$$A = 0,5 \cdot 0,015$$

$$A = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

kde B_ζ – šířka čističe pásu, dle kapitoly 1.5

t_ζ – tloušťka čističe pásu, dle kapitoly 1.5

2.14 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad [N] \quad (35)$$

$$F_{St} = 35 \cdot 2,5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 858,375 \text{ N}$$



2.15 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{Vp} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad [N] \quad (36)$$

$$F_{Vp} = 91,56 + 125,37 + 45,8 + 182,06 + 858,375$$

$$F_{Vp} = 1303,17 \text{ N}$$

2.16 ZVĚTŠENÍ OBVODOVÉ SÍLY

$$F_V = F_{Vp} \cdot 1,2 \quad [N] \quad (37)$$

$$F_V = 1303,17 \cdot 1,2$$

$$F_V = 1563,8 \cong 1564 \text{ N}$$

- navýšení o 20% s ohledem na nepřesnost výpočtu a možného zvýšení zatížení dopravníku

2.17 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = F_V \cdot v \quad [W] \quad (38)$$

$$P_A = 1564 \cdot 1,5$$

$$P_A = 2346 \text{ W}$$

2.18 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad [W] \quad (39)$$

$$P_M = \frac{2346}{0,9}$$

$$P_M = 2606,7 \text{ W}$$

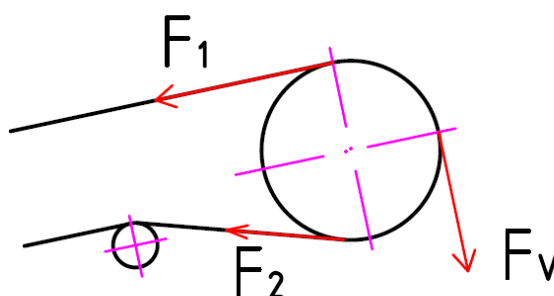
kde η_1 – účinnost motoru, dle literatury [3] str. 9 voleno $\eta_1 = 0,9$ [-]



2.19 SÍLY V PÁSU

2.19.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Pro přenos obvodové síly F_V (Obr. 2.3) z poháněcího bubnu na pás je zapotřebí udržovat tahovou sílu F_2 ve sbíhající větvi na hodnotě, kterou lze vypočítat z následujícího vztahu [3]:



Obr. 2.3 Síly na poháněcím bubnu

$$F_{2min} = F_{Vmax} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad [N] \quad (40)$$

$$F_{2min} = 2502,4 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,22886} - 1}$$

$$F_{2min} = 948,45 \text{ N}$$

kde F_{Vmax} – maximální obvodová hnací síla, dle rovnice (41)

μ – součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, dle literatury [3] str. 13, tab. 4
voleno $\mu = 0,4$ [-]

φ – úhel opásání poháněcího bubnu, dle konstrukce $\varphi = 185$ [°] = 3,22886 [rad]

MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{Vmax} = \xi \cdot F_V \quad [N] \quad (41)$$

$$F_{Vmax} = 1,6 \cdot 1564$$

$$F_{Vmax} = 2502,4 \text{ N}$$

kde ξ – součinitel rozběhu, dle literatury [3] str. 10 voleno $\xi = 1,6$ [-]

ξ – zahrnuje skutečnost, že obvodová síla je při rozběhu dopravníku větší, než při ustáleném chodu



2.19.2 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

S ohledem na průvės pásu určíme nejmenší tahové síly. Hodnoty nižší se nesmí vyskytnout v žádném místě dopravníku.

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV

$$F_{minh} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad [N] \quad (42)$$

$$F_{minh} \geq \frac{0,78 \cdot (4,48 + 35) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{minh} \geq 3146,8 \text{ N}$$

kde $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}$ - dovolený relativní průvės pásu mezi válečkovými stolicemi, dle literatury [3] str. 10 voleno $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,012$ [-]

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{mind} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad [N] \quad (43)$$

$$F_{mind} \geq \frac{2 \cdot 4,48 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{mind} \geq 915,6 \text{ N}$$

Nejmenší potřebná tahová síla s ohledem na omezení průvės mezi dvěma válečkovými stolicemi v celém dopravníku je síla F_{minh} (dle rovnice 42). Na tuto sílu bude pás napínán.

2.19.3 NAPÍNACÍ TEORETICKÁ SÍLA

- je nezbytná pro zajištění přenosu obvodové hnací síly z bubnu na pás a omezení průvės pásu

$$F_{Tt} = 2 \cdot F_{minh} \quad [N] \quad (44)$$

$$F_{Tt} = 2 \cdot 3146,8$$

$$F_{Tt} = 6293,6 \text{ N}$$



2.19.4 SKUTEČNÁ NAPÍNACÍ SÍLA

$$F_T = 1,1 \cdot F_{Tt} \quad [N] \quad (45)$$

$$F_T = 1,1 \cdot 6293,6$$

$$F_T = 6923 \text{ N}$$

Pro zabezpečení proti prokluzu se zvětšuje napínací síla o 10% oproti hodnotě teoretické.

2.19.5 VELIKOST TAHŮ V PÁSU

TAHOVÁ SÍLA VE VĚTVI NABÍHAJÍCÍ NA POHÁNĚCÍ BUBEN

$$F_1 = \frac{F_T}{2} + F_{Vmax} + q_B \cdot g \cdot H \quad [N] \quad (46)$$

$$F_1 = \frac{6923}{2} + 2502,4 + 4,48 \cdot 9,81 \cdot 2,5$$

$$F_1 = 6073,8 \text{ N}$$

TAHOVÁ SÍLA VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z POHÁNĚCÍHO BUBNU

$$F_2 = \frac{F_T}{2} + q_B \cdot g \cdot H \quad [N] \quad (47)$$

$$F_2 = \frac{6923}{2} + 4,48 \cdot 9,81 \cdot 2,5$$

$$F_2 = 3571,4 \text{ N}$$

TAHOVÁ SÍLA PŘI NÁBĚHU NA VRATNÝ BUBEN

$$F_3 = F_{2s} - q_B \cdot g \cdot H \quad [N] \quad (48)$$

$$F_3 = 3571 - 4,48 \cdot 9,81 \cdot 2,5$$

$$F_3 = 3461,5 \text{ N}$$

Uvažujme, stejný tah na vratném bubnu jak v nabíhající větvi tak ve sbíhající. Můžeme pak napsat:

$$F_3 = F_4 \quad (49)$$



Všechny síly jsou větší než vypočítané nejmenší tahové síly jak pro horní tak i pro dolní větev.

2.19.6 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{DP} \geq F_1 \quad [N] \quad (50)$$

$$125\,000\,N \geq 6073,8\,N$$

Pás vyhovuje.

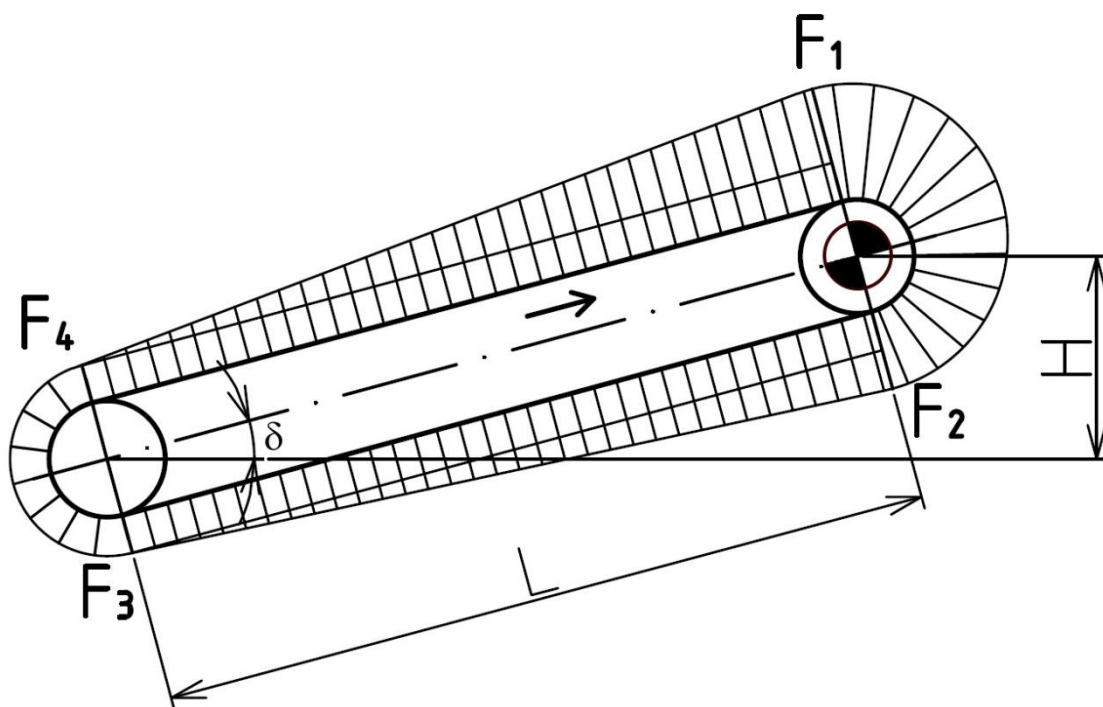
PEVNOST ZVOLENÉHO PÁSU

$$F_{DP} = R_{mp} \cdot B \quad [N] \quad (51)$$

$$F_{DP} = 250 \cdot 500$$

$$F_{DP} = 125\,000\,N$$

kde R_{mp} – pevnost pásu, $R_{mp} = 250\,N \cdot mm^{-1}$, dle kapitoly 1.1



Obr. 2.4 Tahy v dopravním pásu



3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

3.1 NÁVRH NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA NAPÍNACÍ ŠROUB

$$F_{\text{s}} = \frac{F_T}{2} \quad [N] \quad (52)$$

$$F_{\text{s}} = \frac{6923}{2}$$

$$F_{\text{s}} = 3461,5 \text{ N}$$

KRITICKÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŠROUB

$$F_k = k_n \cdot F_{\text{s}} \quad [N] \quad (53)$$

$$F_k = 4 \cdot 3461,5$$

$$F_k = 34\,615 \text{ N}$$

kde k_n – návrhový součinitel, voleno $k_n = 10$ [-]

ZDVIH NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

nejčastěji se volí jako 2% dopravní délky

$$l_z = 0,02 \cdot L \quad [m] \quad (54)$$

$$l_z = 0,02 \cdot 9$$

$$l_z = 0,18 \text{ m}$$

3.1.1 NÁVRH PRŮMĚRU ZÁVITOVÉ TYČE

Pro pruty střední délky využíváme Johnsonův vztah dle literatury [5] str.235, vztah 5-50

$$d_{\min} = 2 \cdot \left(\frac{F_k}{\pi \cdot R_e} + \frac{R_e \cdot l_z^2}{\pi^2 \cdot \alpha_1 \cdot E} \right)^{1/2} \quad [m] \quad (55)$$

$$d_{\min} = \left(\frac{34\,615}{\pi \cdot 640 \cdot 10^6} + \frac{640 \cdot 10^6 \cdot 0,18^2}{\pi^2 \cdot 1 \cdot 207 \cdot 10^9} \right)^{1/2}$$

$$d_{\min} = 0,010\,42 \text{ m} = 10,42 \text{ mm}$$



kde α_1 – součinitel závislý na způsobu uložení, dle literatury [5] str. 234 voleno $\alpha_1 = 1$ [-]

E – modul pružnosti v tahu pro ocel, dle literatury [5] str. 439, $E = 207$ GPa

R_e – mez kluzu, pro ocelový šroub pevnostní třídy 8.8 dle literatury [SH] str. 442

$R_e = 640$ MPa

VOLBA ŠROUBU

Dle literatury [6] volen šroub M30 jehož malý průměr $d_3 = 25,706$ mm.

3.1.2 KONTROLA NA ŠTÍHLOST

KVADRATICKÝ MOMENT

$$J_y = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad [mm^4] \quad (56)$$

$$J_y = \frac{\pi \cdot 25,706^4}{64}$$

$$J_y = 21\,434,23 \text{ mm}^4$$

kde d_3 – malý průměr šroubu, dle literatury [6] str. 359 $d_3 = 25,706$ mm

PLOCHA PRŮŘEZU ŠROUBU

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad [mm^2] \quad (57)$$

$$S_s = \frac{\pi \cdot 25,706^2}{4}$$

$$S_s = 518,99 \text{ mm}^2$$

POLOMĚR KVADRATICKÉHO MOMENTU

$$i = \sqrt{\frac{J_y}{S_s}} \quad [mm] \quad (58)$$



$$i = \sqrt{\frac{21\,434,23}{518,99}}$$

$$i = 6,426 \text{ mm}$$

ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda = \frac{l_z}{i} \quad [-] \quad (59)$$

$$\lambda = \frac{180}{6,426}$$

$$\lambda = 28,01 [-]$$

MEZNÍ ŠTÍHLOST

$$\lambda_k = \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \alpha \cdot E}{R_e} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [-] \quad (60)$$

$$\lambda_k = \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 1 \cdot 207 \cdot 10^9}{640 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\lambda_k = 78,682 [-]$$

PODMÍNKA POUŽITÍ JOHNSONOVA VZTAHU

$$\lambda \leq \lambda_k \quad [-] \quad (61)$$

$$28,01 \leq 78,682$$

Podmínka je splněna a použití Johnsonova vztahu bylo oprávněné.

3.1.3 KONTROLA MATICE NA OTLAČENÍ

Dle literatury [6] je zvolena šestihránná matice ČSN EN ISO 4032 - M30 - 8.

POČET ZÁVITŮ MATICE

$$n_z = \frac{m_1}{P_m} \quad [-] \quad (62)$$



$$n_z = \frac{25,6}{3,5}$$

$$n_z = 7,31 [-]$$

kde m_1 – jmenovitá výška matice, dle literatury [6] $m_1 = 25,6$ mm

P_m – rozteč závitu matice, dle literatury [6] $P_m = 3,5$ mm

TLAK V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{4 \cdot F_k}{\pi \cdot (d_s^2 - D_{1m}^2) \cdot n_z} \quad [MPa] \quad (63)$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 34\,615}{\pi \cdot (30^2 - 26,211^2) \cdot 7,31}$$

$$p_z = 28,3 \text{ MPa}$$

kde d_s – velký průměr šroubu, dle literatury [6] $d_s = 30$ mm

D_{1m} – malý průměr matice, dle literatury [6] $D_{1m} = 26,211$ mm

SOUČINITEL BEZPEČNOSTI NA OTLAČENÍ MATICE

$$k_m = \frac{p_D}{p_z} \quad [-] \quad (64)$$

$$k_m = \frac{150}{28,3}$$

$$k_m = 5,3 \quad [-]$$

kde p_D – dovolený tlak v závitech matice, dle literatury [5] str. 453, tab 8-15 $p_D = 150$ MPa

$k_m > 1$ navržená matice vyhovuje.



ZÁVĚR

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přenosného šikmého pásového dopravníku pro kamenivo a stavební suť. Ze začátku je uveden popis základních částí dopravníku s jejich následnou volbou. Volba komponent se řídila na základě zadaných parametrů výpočtem provedeného dle platné normy ČSN ISO 5048 [5]. Podle výpočtu se zvolilo dvouválečkové provedení nosné větve a potřebná šířka dopravního pásu, tak aby bylo dosaženo požadovaného dopravního výkonu. Dále se spočítala obvodová síla na poháněcím bubnu, ze které se určil potřebný výkon motoru. Pro zaručení správného chodu pásového dopravníku musí být pás napínán. S ohledem na omezení průvěsu pásu se zjistily nejmenší potřebné tahové síly, na které se pás napíná. Napínání je řešeno pomocí závitových tyčí. Ty jsou pevnostně zkontrolovány na vzpěr.

Vlastní konstrukční návrh se skládá z nosné konstrukce, která nese všechny funkční části dopravníku. Byla zvolena příhradová nosná konstrukce z profilových tyčí skládající se ze tří částí. Funkční části jsou dodány od dodavatelů, čímž klesnou nároky na výrobu.

K práci je přiložen sestavný výkres dopravníku, podsestava rámu napínacího zařízení a výrobní výkres vedení napínacího zařízení.

Přenosný pásový dopravník nalezne uplatnění v oblasti recyklace stavebních materiálů nebo v kamenolomech jako krátkodobá výpomoc, tak i jako plnohodnotný stacionární dopravník. Například může sloužit jako haldovací stroj za mobilním zařízením zpracovávající surovinu. Takhle může nahradit nakladač, který by ji pouze převážel mezi strojem a haldou. Zároveň přinese snížení nákladů na provoz oproti provozu nakladače. Nakladač může být použit na jiných potřebných místech.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003, 104 s. ISBN 80-248-0493-X.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988, 277 s.
- [3] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky: Vypočet výkonu a tahových sil*. 2. vyd. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [4] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983, 290 s.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [7] GUMEX: EP250/2 – Pryžové pásy pro průmyslové použití. [online]. [cit. 2013-03-03]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep250-2-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-24601.html>
- [8] GUMEX: Spojky pro pryžové pásy. [online]. [cit. 2013-03-25]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/spojky-pro-pryzove-pasy-24705.html>
- [9] TRANSROLL – CZ, a.s.: Katalog válečků. [online]. [cit. 2013-03-03]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-cesky-finale-6bf75.pdf?redir>
- [10] TRANSROLL – CZ, a.s. *Katalog A: Válečky, pražce, závěsy a girlandové stolice pro pásové dopravníky pro dopravu sypkých hmot*. 2010. vyd.
- [11] Van der Graaf: Drum motor. [online]. [cit. 2013-04-23]. Dostupné z: http://www.vandergraafpte.nl/media/documents/trommelmotor/tm315/catalogus_tm315-50_2012-11-09.pdf
- [12] DOPRAVNÍKY AB TECHNOLOGY s.r.o.: CJ 1.1. [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.abtech-cz.cz/sterace-dopravnich-pasu/celni-sterace/cj-1-1/>
- [13] Šrouby Soukup: DIN 975 - závitová tyč 1m 8.8 provedení zinek bílý. [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.sroubysoukup.cz/zavitove-tyce/din-975-zavitova-tyc-1m/din-975-zavitova-tyc-1m-88-provedeni-zinek-bily-.85/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<u>Značka</u>	<u>Jednotka</u>	<u>Veličina</u>
A	[m ²]	dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a ₀	[m]	rozteč válečků v nosné větvi
a _{d0}	[m]	rozteč válečků v dopadové větvi
a _u	[m]	rozteč válečků v dolní větvi
B	[mm]	šířka dopravního pásu
b	[m]	využitá ložná šířka pásu
b ₁	[m]	světlá šířka bočního vedení
B _ε	[m]	šířka čističe pásu
C _ε	[-]	součinitel korýtkovosti
d ₀	[m]	průměr hřídele v ložisku
D _{1m}	[mm]	malý průměr matice
d ₃	[m]	malý průměr metrického šroubu
D _B	[m]	průměr bubnu
d _{min}	[mm]	minimální průměr závitové tyče
d _§	[mm]	velký průměr šroubu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[-]	globální součinitel tření
F	[N]	průměrný tah v pásu
F ₀	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
F ₁	[N]	tahová síla ve větvi nabíhající na poháněcí buben
F ₂	[N]	tahová síla ve větvi sbíhající z poháněcího bubnu
F _{2min}	[N]	minimální tahová síla na poháněcím bubnu ve sbíhající větvi
F ₃	[N]	tahová síla ve větvi nabíhající na vratný buben
F ₄	[N]	tahová síla ve větvi sbíhající z vratného bubnu
F _B	[N]	součet tahů v pásu
F _{bA}	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F _{DP}	[N]	dovolená tahová síla v pásu
F _f	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
F _{gL}	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F _H	[N]	hlavní odpory



F_k	[N]	kritická síla působící na šroub
F_{mind}	[N]	minimální tahová síla pro dolní větev
F_{minh}	[N]	minimální tahová síla pro horní větev
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_{ξ}	[N]	síla působící na napínací šroub
F_t	[N]	odpor ložisek bubnu s výjimkou ložisek poháněného bubnu
F_T	[N]	skutečná napínací síla
F_{Tt}	[N]	napínací teoretická síla
F_V	[N]	obvodová síla na poháněcím bubnu
F_{Vmax}	[N]	maximální obvodová hnací síla
F_{Vp}	[N]	obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
F_{ϵ}	[N]	odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
H	[m]	dopravní výška
$(h/a_0)_{adm}$	[-]	dovolený relativní průvės pásu mezi válečkovými stolicemi
i	[mm]	poloměr kvadratického momentu
i_d	[ks]	počet válečkových stolic v dopadové větvi dopravníku
I_m	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní dopravní výkon
i_n	[ks]	počet válečkových stolic v nosné větvi dopravníku
i_s	[ks]	počet válečkových stolic v dolní větvi
I_V	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový dopravní výkon
J_y	[mm ⁴]	kvadratický moment
k	[-]	součinitel sklonu
k_l	[-]	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_m	[-]	součinitel bezpečnosti na otláčení matice
k_n	[-]	návrhový součinitel
L	[m]	dopravní délka
l	[m]	délka násypky
l_b	[m]	urychlovací délka



l_z	[m]	zdvih napínacího zařízení
m_1	[mm]	jmenovitá výška matice
n_z	[-]	počet závitů matice
p	[N·m ⁻²]	tlak mezi čističem pásu a pásem
P_A	[W]	potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
p_D	[MPa]	dovolený tlak v závitech matice
P_M	[W]	potřebný provozní výkon poháněcího motoru
P_m	[mm]	rozteč závitů matice
p_z	[MPa]	tlak v závitech
Q	[kg·h ⁻¹]	dopravní výkon
q_B	[kg·m ⁻¹]	hmotnost jednoho metru dopravního pásu
q_{d1}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku v dopadové větvi dopravníku
q_G	[kg·m ⁻¹]	hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr délky pásu
q_{n1}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi dopravníku
q_{RO}	[kg·m ⁻¹]	hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr horní větve dopravníku
q_{RU}	[kg·m ⁻¹]	hmotnost rotujících částí válečku na jeden metr dolní větve dopravníku
q_{S1}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_{mp}	[N·mm ⁻¹]	pevnost dopravního pásu
S	[m ²]	celková plocha průřezu náplně pásu
S_s	[mm ²]	plocha průřezu šroubu
S_1	[m ²]	plocha průřezu horní náplně pásu
S_2	[m ²]	plocha průřezu dolní náplně pásu
S_k	[m ²]	skutečná korigovaná plocha náplně pásu
S_T	[m ²]	teoretický průřez náplně pásu
t_c	[m]	tloušťka čističe pásu
t_p	[m]	tloušťka dopravního pásu
v	[m·s ⁻¹]	dopravní rychlost
v_0	[m·s ⁻¹]	složka rychlosti dopravovaného hmoty ve směru pohybu pásu
α	[°]	sypný úhel materiálu
α_1	[-]	součinitel závislý na způsobu uložení
β	[°]	sklon válečků
δ	[°]	sklon dopravníku



ε	[°]	úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu
η_1	[-]	účinnost motoru
θ	[°]	dynamický sypný úhel dopravované hmoty
λ	[-]	štíhlost prutu
λ_k	[-]	mezní štíhlost
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 bočním vedením
μ_3	[-]	součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ξ	[-]	součinitel rozběhu
ρ	[kg·m ⁻³]	objemová sypná hmotnost dopravované hmoty
φ	[rad]	úhel opásání poháněcího bubnu



SEZNAM PŘÍLOH

Sestavný výkres:	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	BP – 00 – 00
Podsestava:	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	BP – 01 – 00
Výrobní výkres:	VEDENÍ	BP – 01 – 01
CD-ROM		