



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

DÁLKOVÁ PÁSOVÁ DOPRAVA

LONG-DISTANCE BELT CONVEYANCE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Monsport

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Jan Monsport
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: Ing. Lukáš Zeizinger
Akademický rok: 2017/18

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:

Dálková pásová doprava

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh dálkové pásové dopravy o dopravovaném množství 1500 t/h.

Délka dopravníku 400 m.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.

Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.

Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.

Celková sestava zařízení.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUT IUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem dálkové pásové dopravy pro přepravu drčeného dolomitu dle zadaných parametrů. V prvních kapitolách je uveden popis pásové dopravy a jejího dělení. Následně jsou popsány jednotlivé části dálkové pásové dopravy a popsány vlastnosti přepravovaného materiálu. Dále se tato práce zabývá samotnými výpočty dle normy ČSN ISO 5048 a vlastním výběrem jednotlivých komponentů dálkové pásové dopravy.

KLÍČOVÁ SLOVA

dopravník, pásová doprava, pás, váleček, dolomit

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the draft of long-distance conveyor transportation of dolomite that is crushed according to specified parameters. In the first chapters, there is a description of the conveyor transportation and its classification. In continuation, the individual parts of the long-distance conveyor belt as well as the characteristics of the transported material are described. In addition, this thesis deals with the calculations according to the ČSN ISO 5048 standard. The selection of individual components of the conveyor belt transportation is captured here as well.

KEYWORDS

conveyor, belt conveyance, belt, roller, dolomite

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MONSPORT, J. *Dálková pásová doprava*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 59 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lukáš Zeizinger.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2018

.....

Jan Monsport

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu této bakalářské práce panu Ing. Lukáši Zeizingerovi za jeho cenné rady, připomínky a odbornou pomoc při vypracování mé bakalářské práce. Poděkování patří také mé rodině, které bych chtěl poděkovat za trpělivost a podporu při studiu i při vypracování této bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Pásová doprava	11
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	12
1.2 Dálková pásová doprava	13
1.2.1 Výhody a nevýhody dálkové pásové dopravy	14
1.2.2 Použití dálkové pásové dopravy	14
1.2.3 Hlavní části dálkové pásové dopravy	15
1.3 Jednotlivé části vlastních pásových dopravníků u DPD	17
1.3.1 Poháněcí stanice	17
1.3.2 Střední část pásového dopravníku	18
1.3.3 Vratná stanice	19
1.3.4 Dopravníkový pás	20
2 Materiály přepravované pásovou dopravou	22
2.1 Vlastnosti sypaných látek	22
2.2 Vlastnosti zadaného materiálu – Drcený dolomit	22
3 Výpočty pásového dopravníku	23
3.1 Funkční výpočty	23
3.1.1 Dopravní rychlost	24
3.1.2 Šíře dopravníkového pásu	24
3.1.3 Volba délky nosných válečků	26
3.1.4 Dynamický sypaný úhel	26
3.1.5 Celková plocha průřezu náplně pásu S	27
3.1.6 Součinitel sklonu k	28
3.1.7 Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu k_1	28
3.1.8 Maximální dopravní výkon Q_{\max}	28
3.1.9 Porovnání teoretického S_t a vypočteného S průřezu náplně pásu	28
3.1.10 Porovnání největšího dopravního výkonu Q_{\max} s dopravním výkonem Q	29
3.1.11 Volba dopravníkového pásu	29
3.2 Pohybové odpory pásového dopravníku	30

3.2.1	Hlavní odpory	30
3.2.2	Vedlejší odpory	33
3.2.3	Přídavné hlavní odpory.....	36
3.2.4	Přídavné vedlejší odpory	37
3.2.5	Odpor k překonání dopravní výšky	39
3.3	Hnací síla a potřebný výkon	40
3.3.1	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu.....	40
3.3.2	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	40
3.3.3	Síly v pásu	41
3.3.4	Výpočet napínání	46
4	Výběr nabízených komponentů dálkové pásové dopravy	47
4.1	Poháněcí stanice.....	47
4.2	Válečkové stolice a válečky.....	48
4.3	vratná stanice	49
4.4	Dopravníkový pás	50
4.5	Komplexní řešení	50
	Závěr.....	51
	Seznam použité literatury	52
	Seznam použitých zkratk a symbolů	54
	Seznam obrázků.....	57
	Seznam tabulek.....	58
	Seznam příloh.....	59

ÚVOD

V každé etapě života na Zemi řeší člověk potřebu přemísťovat různé věci nebo materiál z jednoho místa na druhé. S rozvojem techniky dochází postupně i k rozvoji možností této přepravy. Z počátku byla pro dopravu využívána zvířata, postupem času lidé dokázali zhotovit jednoduché vozíky a v současné době pro přepravu materiálů a věcí využíváme převážně stroje.

Manipulace s materiálem je proto neoddělitelnou součástí prakticky každého technologického procesu. Významným dílem této manipulace je doprava, která výraznou měrou ovlivňuje ekonomiku, kvalitu a bezpečnost práce ve všech aktivitách lidské činnosti, jako je strojírenství, stavebnictví a těžební průmysl. V dnešní uspěchané době je v každodenním životě používána nejenom doprava automobilová, letecká, železniční, ale často právě i doprava pásová.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem dálkové pásové dopravy pro přepravu drceného dolomitu s dopravovaným množstvím 1500 t/hod na vzdálenost 400 metrů s překonáním dopravní výšky 23,5 metrů. V práci jsou v prvních kapitolách popsány základní informace o pásové dopravě a pásových dopravnících, následují funkční výpočty a návrhy jednotlivých komponent tak, aby byly dodrženy všechny zadané parametry.

1 PÁSOVÁ DOPRAVA

Dopravní zařízení je dle ČSN 26 0001 zařízení, které je určené k přemísťování nákladu ve směru vodorovném, úklonném a svislém. Náklad je na zařízení přiveden jiným dopravním zařízením, v některých případech strojním mechanismem nebo i ručně. Při přemísťování se nemění struktura ani fyzikální vlastnosti přemísťovaného nákladu. Velká část dopravního zařízení je v klidu a pohybuje se jen unášecí prostředek s nákladem. Unášecí prostředek také přenáší zatížení od nákladu do nosné konstrukce. energii potřebnou k pohybu nákladu mu dodává tažný prostředek. V případě dopravního pásu jsou unášecí a tažný prostředek identické.

Dopravní zařízení se používají pro nepřetržitý přísun materiálu (sypké materiály) nebo přísun v pravidelných dávkách (sypké i kusové hmoty).

Dle tažného prvku lze dopravníky rozdělit na [1]:

- Dopravníky s tažným prvkem:
 - pásové dopravníky, viz Obr. 1,
 - lanopásové dopravníky,
 - korečkové elevátory,
 - řetězové článkové dopravníky,
 - žlabové, hřeblové dopravníky,



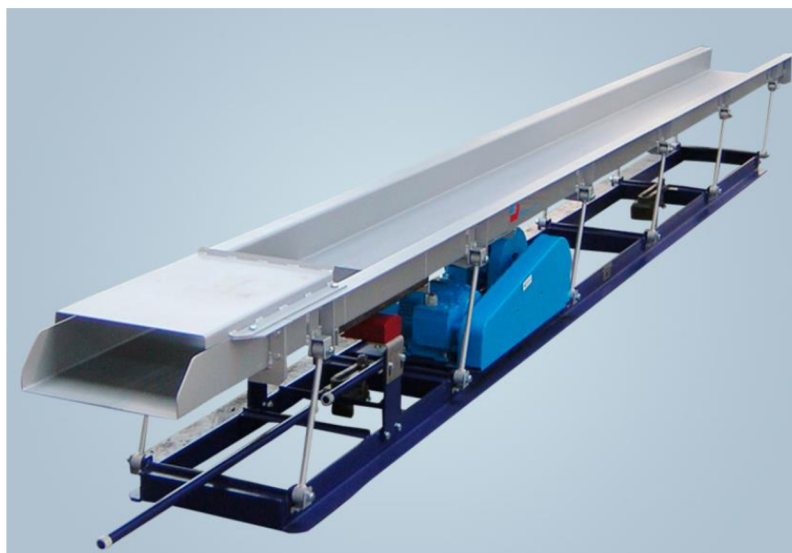
Obr. 1 Pásový dopravník [2]

- Dopravníky bez tažného prvku:
 - šnekové dopravníky,
 - vibrační dopravníky, viz Obr. 2,
 - válečkové tratě.

U pásových dopravníků je unášecím (tažným) prostředkem nekonečný dopravní pás, který obíhá mezi poháněcím a vratným bubnem. Pásové dopravníky jsou doplněny o další konstrukční prvky, které jsou potřebné pro jejich bezpečný a bezproblémový provoz.

Pásové dopravníky lze využívat nejen pro vodorovnou dopravu, ale umožňují i dopravu úklonnou (dovrchně do 18°, úpadně do 12°). Běžné sypké materiály je možno dopravovat na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti, mnohdy až několik kilometrů.

Mezi výhody pásových dopravníků řadíme plynulou dopravu s velkým dopravním výkonem, vhodnost pro přepravu nejen sypkých materiálů, malé pohybové odpory, tichý chod, bezpečný provoz a jednoduchou konstrukci se snadnou montáží a demontáží. Určitou nevýhodou je velký počet rotujících částí s nutnou preventivní údržbou a problémy s přepravou abrazivních a lepkavých materiálů.



Obr. 2 Vibrační dopravník [3]

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pásové dopravníky lze rozdělit do skupin podle několika kritérií, mezi které patří účel použití a konstrukce, směr dopravy, tvar dopravníku, druh pohonu. [1, 4, 5, 6]

Podle použití a konstrukce:

- dopravníky stabilní – dopravníky nemožné změny místa, trvale spojeny se základem,
- dopravníky pojízdné – dopravníky umožňující změnu místa na vlastním podvozku,
- dopravníky přenosné – dopravníky, které je možno přemístit přenášením,
- dopravníky přestavitelné,
- dopravníky důlní,
- dopravníky stavební.

Podle směru dopravy:

- dopravníky horizontální,
- dopravníky stoupající,
- dopravníky klesající,
- dopravníky s kombinovaným směrem – lomené dopravníky.

Podle tvaru dopravníku:

- dopravníky vodorovné – přepravovaný materiál je dopravován ve vodorovné rovině,
- dopravníky šikmé – náklad je přepravován šikmo vzhůru, vzhledem k vodorovné rovině,
- dopravníky konvexní – přechod mezi vodorovnou a šikmou částí dopravníku je ve tvaru konvexní (vypuklé) křivky,
- dopravníky konkávní – přechod mezi vodorovnou a šikmou částí dopravníku je ve tvaru konkávní (vyduté) křivky,
- dopravníky kombinované.

Podle druhu pohonu:

- dopravníky s jednobubnovým pohonem,
- dopravníky s dvoububnovým pohonem,
- dopravníky s třibubnovým pohonem,
- dopravníky s vícebubnovým pohonem.

Pásové dopravníky lze dále rozdělit podle vzdálenosti přepravy na dvě základní skupiny:

- pásové dopravníky pro technologickou dopravu,
- pásové dopravníky pro dálkovou dopravu.

1.2 DÁLKOVÁ PÁSOVÁ DOPRAVA

S rozvojem moderních těžebních metod se jako speciální dopravní systém vyvinula tzv. dálková pásová doprava (dále také DPD). Dálková pásová doprava je tvořena jednotlivými na sebe navazujícími pásovými dopravníky. Díky tomu lze zajistit kontinuální přepravu materiálu z místa odběru materiálu do místa uložení, popřípadě k jeho dalšímu zpracování.

Dálková pásová doprava je charakterizována dle [6] následujícími parametry:

- velkým dopravním výkonem – od 2000 m³/hod,
- velkou délkou dopravníku – od 200 m,
- šířkou dopravníku – od 1200 mm,
- dopravní rychlostí – od 3,15 m/s.

Pokud je v dopravní pásové lince DPD zařazen dopravník, který nesplňuje některý z uvedených parametrů, např. rychlost nebo délku, posuzuje se celá pásová linka jako dálková. Pokud jednotlivé pásové dopravníky splňují jen některé z uvedených parametrů, posuzuje se jejich zařazení podle místních podmínek provozu. [6]

1.2.1 VÝHODY A NEVÝHODY DÁLKOVÉ PÁSOVÉ DOPRAVY

Mezi základní výhody dálkové pásové dopravy patří dle [1, 5]:

- kontinuita, nepřetržitost dopravního procesu,
- schopnost překonávat pracovní stoupání,
- přízpůsobivost dálkové pásové dopravy k terénu,
- přeprava na velké vzdálenosti,
- vysoké dopravní výkony,
- možnost přepravy velkého spektra materiálů,
- velké přepravní rychlosti,
- technická jednoduchost konstrukce,
- finančně nenáročný převoz DPD,
- příznivost k životnímu prostředí.

Určitými nevýhodami DPD jsou:

- velký počet mazacích míst,
- limitovaná životnost dopravníkového pásu a jeho náročná výměna,
- vysoká pořizovací cena.

1.2.2 POUŽITÍ DÁLKOVÉ PÁSOVÉ DOPRAVY

Uhelné lomy

Dálková pásová doprava je nejčastěji využívána v hnědouhelných lomech. Je zařazena do celkového těžebního celku společně se skrývkovými, těžebními a zakládacími stroji. Aby těžební organizace mohla přistoupit k samotné těžbě uhlí, musí nejprve odtěžit několikametrovou vrstvu skrývky a následně skrývku přemístit do již vytěžených prostor, mnohdy vzdálených až několik kilometrů. K přepravě této skrývky je použití DPD nejvýhodnější. Druhým způsobem využití v těchto lomech je přeprava již vytěžené suroviny. Rovněž zde je vzdálenost několika kilometrů od místa těžby na místo dalšího zpracování (úpravny, drtírny, teplárny nebo elektrárny) překonávána pomocí DPD.

Povrchové lomy

Stejně jako v případě hnědouhelných lomů, slouží DPD v povrchových lomech k přepravě skrývky i samotného těženého nerostu na místo dalšího zpracování nebo využití. Mnohdy je tato doprava využívána při těžbě štěrku a štěrkopísku z vody k následné dopravě suroviny od jezera na úpravnu, jak je vidět na Obr. 3. Takto využívá DPD například organizace Kámen Zbraslav, a.s. při těžbě na jezerech Moravičany a Mohelnice.



Obr. 3 Pásová doprava při těžbě štěrkopísku [7]

1.2.3 HLAVNÍ ČÁSTI DÁLKOVÉ PÁSOVÉ DOPRAVY

Mimo jednotlivé pásové dopravníky je DPD složena z mnoha komponentů a přídatných zařízení, které můžeme rozdělit do následujících skupin:

- technologické příslušenství,
- zařízení pro doplňkovou mechanizaci,
- pomocná zařízení,
- ostatní články technologického celku.

Technologické příslušenství

Tvoří základní vybavení pásového dopravníku. Vybavení se může v závislosti na technologických podmínkách lišit. Mezi příslušenství lze zařadit:

- přemístitelné násypky a násypná vedení, umožňující nakládat materiál k přepravě v libovolných místech pásového dopravníku,
- shazovací vozy, sloužící k odvedení přepravovaného materiálu z dopravníku v libovolném místě,

- prostředky k zajištění bezporuchového provozu za nepříznivých klimatických podmínek, krytí, zastřešování dopravníku,
- přechody a přejezdy přes dopravník, viz Obr. 4,
- pásové rezervy,
- zařízení na obracení spodní větve.



Obr. 4 Přejezd přes dopravník [8]

Zařízení pro doplňkovou mechanizaci

Doplňková zařízení se přidávají do technologického celku podle místních podmínek. Z tohoto důvodu je o jejich použití rozhodováno individuálně. Mezi tyto doplňkové zařízení patří:

- pásové vozy a mosty,
- drtiče – stabilní, mobilní, které slouží k drcení materiálu na požadovanou velikost pro potřeby dosažení parametrů DPD. Na Obr. 5 je zachycen mobilní odrazový drtič McCloskey, který může dodávat podrcený materiál přímo na dopravníkový pás.
- podavače,
- vyhrnovače apod.



Obr. 5 Odrazový drtič McCloskey I44 s recirkulační jednotkou [9]

Pomocná zařízení

Tato pomocná zařízení jsou speciálně vyráběna pro účely DPD a patří k nim:

- překladače pro přemísťování pásových dopravníků,
- zařízení pro čištění prostoru pod pásovými dopravníky,
- zařízení pro výměnu a údržbu pryžových pásů,
- zařízení pro výměnu a opravu válečků.

Ostatní články technologického celku

Aby byla zajištěna kompletnost DPD jako technologického celku, je potřeba doplnit následující komponenty:

- rypadla kolesová, korečková, pásová,
- nakládače,
- zásobníky,
- zakladače,
- úpravny aj.

1.3 JEDNOTLIVÉ ČÁSTI VLASTNÍCH PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ U DPD

Každý pásový dopravník jako část DPD je zařízení složené z mnoha samostatných dílů, ke kterým řadíme:

- poháněcí stanice,
- střední část pásového dopravníku,
- vratná stanice,
- dopravníkový pás.

1.3.1 POHÁNĚCÍ STANICE

Hnací stanice zajišťuje pohyb dopravníkového pásu. Přenosem kroutícího momentu z hnacího bubnu se vytváří obvodová hnací síla. Hnací bubny jsou vyrobeny technologií svařování nebo lití. Povrch bubnu může být hladký, pogumovaný nebo drážkovaný pro zvýšení koeficientu smykového tření.

Nejčastěji je hnací stanice umístěna tam, kde během přepravy vznikají v pásu největší tahové síly. Tyto síly jsou největší v místě přepadu přepravovaného materiálu, to je v hlavě dopravníku.

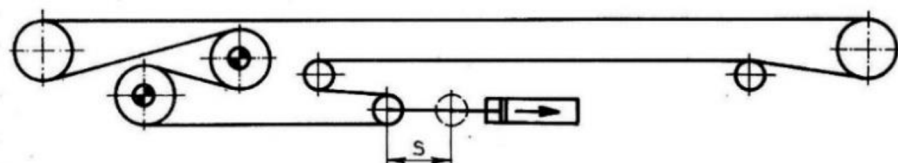
Poháněcí stanice u DPD je tvořena nosnou ocelovou konstrukcí, na kterou jsou ukotveny poháněcí bubny s pohonem a dalšími díly (pružná spojka, brzda, převodovka a elektromotor).

Dále k poháněcí stanici patří vynášecí a převáděcí bubny, pomocné konstrukce pro údržbu, obslužné lávky pro přístup k jednotlivým komponentům a v neposlední řadě prvky napínání. Důležitou součástí poháněcí stanice je rovněž elektrická rozvodna, kde je umístěno napájení, ovládání a další elektrická zařízení.

Napínání v poháněcí stanici slouží ke správnému a dostatečnému napnutí dopravníkového pásu. Správně vyřešené napínání zajistí potřebnou napínací sílu, která je nutná k dosažení dostatečně vysokého tření mezi pásem a hnacím bubnem a tím i k přenosu požadované tažné síly. Správné napnutí dopravníkového pásu také zamezí jeho průvěsu mezi jednotlivými válečky.

Podle druhu a způsobu vyvození napínací síly lze napínací zařízení dělit na [4]:

- tuhá napínací zařízení (s napínacími šrouby, napínáky apod.),
- samočinná napínací zařízení se závažím,
- samočinná nebo ručně regulovaná napínací zařízení (pneumatická, elektrická, elektrohydraulická), viz Obr. 6.



Obr. 6 Pneumatické napínací zařízení [4]

1.3.2 STŘEDNÍ ČÁST PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Tato část pásového dopravníku je nejdelší a skládá se z typizovaných dílů, kterými jsou válečkové stolice umístěné na pevných podpěrách. Střední část je dále doplněna o kontrolní, bezpečnostní a signalizační prvky (snímače otáček, bezpečnostní lanka, kamery aj.), případně zastřešení nebo zakrytování.

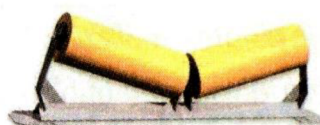
Válečková stolice je konstrukční zařízení, které je tvořeno ocelovou konstrukcí, na niž jsou uchyceny normalizované válečky různého typu a materiálu. Hlavním úkolem stolice s válečky je podpora spodní (vratné stolice) a horní části (nosné stolice) dopravníku. Rozteče válečků v obou větvích jsou rozdílné. Horní větev nese na dopravníkovém pásu materiál, je tedy více namáhána, a proto válečky v této větvi musí být blíže k sobě než ve větvi spodní.

Válečkové stolice se nejčastěji dělí dle [1] do 3 skupin, jak je patrné z Obr. 7:

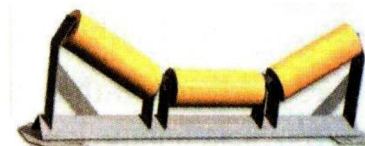
- jednoválečková stolice s plochým pásem – používá se nejčastěji ve spodní větvi, ale také ve větvi horní pro přepravu menšího množství materiálu,
- dvouválečková stolice s pásem tvarovaným do „V“,
- tříválečková stolice korýtková.



a) jednoválečková stolice



b) dvouválečková stolice



c) tříválečková stolice

Obr. 7 Válečkové stolice [1]

Podle uchycení válečků lze dále horní stolice rozdělit následovně:

- stolice s pevným rámem (válečky uchyceny v pevném rámu),
- girlandová stolice (válečky pouze zavěšené na nosném lanu).

Válečky se vyrábí v různých provedeních. Při volbě jednotlivých válečků záleží především na funkci, kterou váleček plní (nosná, tlumící, dopadová). Nejpoužívanějšími válečky jsou:

- hladké válečky,
- pogumované válečky,
- plastové válečky,
- dopadové válečky,
- diskové válečky,
- spirálové válečky.

1.3.3 VRATNÁ STANICE

Vratná stanice, stejně jako poháněcí stanice, je tvořena nosnou ocelovou konstrukcí. Tato stanice nese vratný buben a dále může být vybavena bočním vedením. Vratný buben je bubnem koncovým a nachází se před násypem materiálu na pás. Slouží ke změně směru pohybu pásu. Nedílnou součástí vratné stanice je rovněž horní a dolní válečková stolice.

Dalším komponentem vratné stanice je násypka, která umožňuje přesypávání materiálu z předchozího dopravníku, nebo jeho přísun jiným nakládacím prostředkem (kolové a pásové nakládače, pásové a kolové rypadla aj.). Samotná násypka je rovněž tvořena ocelovou konstrukcí, která je doplněna dopadovými prvky tlumícími náraz sypaného přepravovaného materiálu, bočním vedením s těsněním, odprašovacím zařízením, usměřovači a stabilizátory chodu pásu, případně doplňujícími prvky jako je váha, snímače otáček a další.

Důležitým prvkem je ukotvení vratné stanice, které lze řešit dvěma způsoby:

- kotvením na navazující poháněcí stanici, jak je zřejmé na Obr. 8, kde je vratná stanice ukotvena pomocí ocelových lan,
- kotvením v terénu.



Obr. 8 Kotvení na navazující poháněcí stanici [10]

1.3.4 DOPRAVNÍKOVÝ PÁS

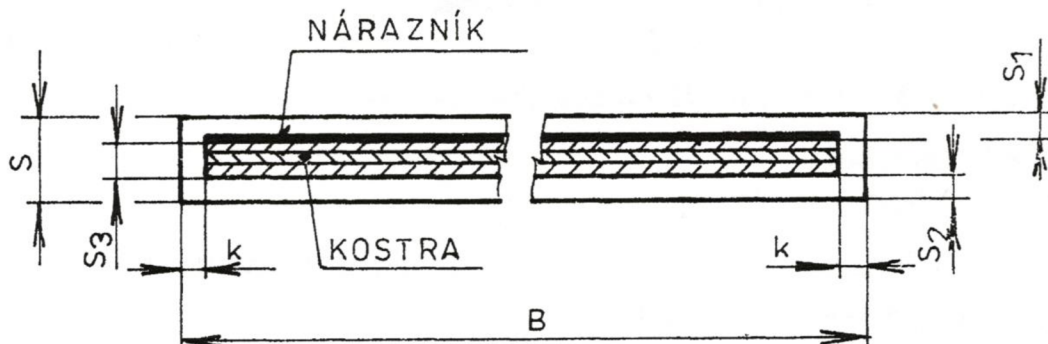
Dopravníkový pás je jednou z nejdůležitějších částí pásového dopravníku. Představuje konstrukčně uzavřený prvek vytvořený z pružných částí. Obíhá kolem hnacího a vratného bubnu, je jednou z nejméně namáhaných částí pásového dopravníku a během přepravy materiálu čelí velkému opotřebení. Z toho důvodu je při výběru vhodného dopravníkového pásu potřeba vzít v úvahu nároky na něj kladené, kterými dle [11] jsou:

- vysoká odolnost proti opotřebení otěrem,
- vysoká životnost,
- vysoká podélná tuhost – malé prodloužení i při vysokých tazích v pásu,
- minimální navlhavost,
- vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti,
- schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání.

Pokud jsou pásy používány v nestandardním prostředí, je nutno na výběr správného pásu klást další doplňující požadavky, jako jsou:

- odolnost vůči průrazu,
- ohnivzdornost,
- tepluvzdornost,
- mrazuvzdornost,
- odolnost vůči mastnotě,
- odolnost vůči chemikáliím.

Dopravníkový pás se skládá z kostry, která je tvořena textilními vložkami z polyamidů (P), polyesterů (E), bavlny, viskózy (V), nebo jejich kombinací, a je chráněna z obou stran ochrannými okraji a krycími vrstvami, jak je patrné z Obr. 9.



B – šířka dopravního pásu, s – celková tloušťka dopravního pásu, s_1 – tloušťka vrchní krycí vrstvy, s_2 – tloušťka spodní krycí vrstvy, s_3 – tloušťka kostry, k – šířka ochranného okraje

Obr. 9 Dopravníkový pás [11]

Dopravníkové pásy můžeme podle materiálu, ze kterého jsou vyrobeny, dle [6] rozdělit následujícím způsobem:

- dopravníkové pásy s kostrou
 - textilní
 - pryžové
 - hladké,
 - žebrované,
 - profilové,
 - PVC
 - hladké,
 - žebrované,
 - ocelovou
 - ocelolanové,
 - ocelopryžové,
 - speciální osinkovou,
- dopravníkové pásy bez kostry
 - textilní,
 - ocelové,
 - pletivové.

2 MATERIÁLY PŘEPRAVOVANÉ PÁSOVOU DOPRAVOU

Pásovou dopravou můžeme přepravovat téměř všechny druhy materiálů různé zrnitosti a kusovitosti. V dnešní době jsou pásovou dopravou přepravovány nejen horniny, zeminy, různé stavební hmoty, ale i chemické materiály, keramické hmoty, zemědělské a potravinářské produkty.

2.1 VLASTNOSTI SYPNÝCH LÁTEK

Pro správný, fungující a ekonomický návrh a provoz pásové dopravy je potřeba jednoznačně stanovit základní fyzikálně-mechanické vlastnosti přepravovaného materiálu. Těmito vlastnostmi jsou dle [4]:

- zrnitost – udává rozměry a tvar zrna přepravovaného materiálu,
- hustota – udává hmotnost dané objemové jednotky rostlého materiálu,
- sypná hmotnost – udává hmotnost dané objemové jednotky volně sypaného materiálu,
- sypný úhel – udává úhel mezi vodorovnou rovinou a hranou sypného kužele,
- vlhkost – udává procentuální obsah vody v přepravovaném materiálu,
- abrazivnost – závisí na tvrdosti, velikosti a tvaru zrna.

2.2 VLASTNOSTI ZADANÉHO MATERIÁLU – DRCENÝ DOLOMIT

Dle [12] jsou pro zadaný materiál drcený dolomit, který můžeme vidět na Obr. 10, stanoveny následující ukazatele:

- zrnitost – 3,6-75 mm,
- hustota – $2700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,
- sypná hmotnost – $1280\text{-}1600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,
- sypný úhel – $30^\circ\text{-}45^\circ$,
- vlhkost – není možné předem stanovit, záleží na místních podmínkách,
- abrazivnost – středně abrazivní – součinitel abrazivnosti χ 18-67.



Obr. 10 Drcený dolomit [13]

3 VÝPOČTY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Zadané parametry:

- Dopravní výkon: $Q = 1\,500\,000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1} = 416,667 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$,
- Dopravní výška: $H = 23,5 \text{ m}$,
- Dopravní vzdálenost: $L = 400 \text{ m}$.

Postup výpočtu pásového dopravníku podle [14].

3.1 FUNKČNÍ VÝPOČTY

Úhel sklonu dopravníku:

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L} [^\circ] \quad (1)$$

$$\delta = \arcsin \frac{23,5}{400} = 3,368^\circ$$

$$\delta = 3,368^\circ$$

Tab. 1 Maximální sklon dopravníku pro daný materiál [4]

Dopravovaný materiál		Objemová sypná hmotnost γ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	Maximální sklon transportéru [°]	Sypný úhel ρ [°]
Hnědé uhlí těžené z dolů		800–1000	18°	20°
Černé uhlí těžené z dolů		850-1100	18°	
Koks kusový		350-500	17°	
Štěrk kopaný		1800-2000	18°	
Uhlí konzumní	Tříděné drobné	750-1000	22°	30°
	Tříděné hrubé	750-1000	17°	
Kámen drcený		1500-2000	18°	

Jak je patrné z Tab. 1, maximální sklon dopravníku pro zadaný materiál drcený dolomit – kámen drcený je 18°. Vypočtený úhel dopravníku je 3,37° a tudíž je menší než maximální povolený sklon.

3.1.1 DOPRAVNÍ RYCHLOST

Tab. 2 Hodnoty pro doporučenou dopravní rychlost [4]

Materiál	Charakteristický materiál	Rychlost: v [m·s ⁻¹]	
		Od	Do
Lehký	Obilní zrna, slad, šrot	2,5	4
Neodírající, drobný	Drobné uhlí, cukr, cement, písek, rašelina	1,6	3,2
Ostrohranný, odírající, drobný a střední	Drobný koks, štěrky, kamenivo, strusky, hlušina	1,25	2,5
Neodírající v kusech	Uhlí, řepa, škrob, kusová sůl	1,6	2,5
Odírající v kusech a kusový	Hrubý štěrky, ruda, kámen, struska, vápno, hlušina, uhlí	1,25	2
	Těžké uhlí pro podzemní dobývání		3,2
Ztrácející rozbíjením jakost	Tříděné uhlí	0,8	1,6

Jak vyplývá z Tab. 2, je drcený dolomit zařazen do skupiny materiálu – ostrohranný, odírající, drobný a střední. Pro tento druh materiálu je doporučeno volit dopravní rychlost z rozmezí od 1,25 do 2,5 m·s⁻¹. Byla zvolena rychlost pásového dopravníku 2 m·s⁻¹.

3.1.2 ŠÍŘE DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

Šířku dopravníkového pásu je nutno zvolit na základě provedeného výpočtu teoretického průřezu náplně pásu podle rovnice (2), sypného úhlu a tvaru válečkové stolice. Byla zvolena stolice se 3 válečky v souladu s [15].

Teoretický průřez náplně pásu:

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

$$S_t = \frac{1500000}{3600 \cdot 1500 \cdot 2} = 0,139 m^2$$

$$S_t = 0,139 m^2$$

Kde:

ρ – objemová hmotnost [kg·m⁻³], dle kapitoly 3.2 byla zvolena $\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,

v – dopravní rychlost [m·s⁻¹], $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Tab. 3 Hodnoty pro volbu pásu [4]

		Tříválečková stolice – sklon válečku $\lambda = 30^\circ$				
		B[mm]	800	1000	1200	1400
Vodorovný pás – KORÝTKOVÝ	Sypný úhel α [°]	Teoretický průřez materiálu S_t [m ²]				
	15	0,059	0,096	0,141	0,196	
	20	0,05	0,106	0,156	0,216	
	25	0,072	0,117	0,171	0,238	
	30	0,079	0,128	0,188	0,261	
	35	0,087	0,141	0,206	0,286	
	40	0,096	0,155	0,228	0,315	

Dle výpočtu teoretického průřezu a volby nosné válečkové stolice byly z Tab. 3 zvoleny následující parametry:

- šířka dopravníkového pásu: $B = 1200$ mm,
- sklon válečku: $\lambda = 30^\circ$,
- sypný úhel: $\alpha = 40^\circ$.

Využitelná ložná šířka pásu

Tento rozměr je závislý na šířce pásu B .

Pro $B \leq 2$ m

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \text{ [m]} \quad (3)$$

Pro $B > 2$ m

$$b = B - 0,25 \text{ [m]} \quad (4)$$

V mém případě, kdy je šířka dopravníkového pásu rovna 1,2 m, bude použita rovnici (3):

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

$$b = 0,9 \cdot 1,2 - 0,05 = 1,03 \text{ m}$$

$$b = 1,03 \text{ m}$$

3.1.3 VOLBA DÉLKY NOSNÝCH VÁLEČKŮ

Na základě šíře dopravníkového pásu je nutné zvolit délku válečků horní a spodní větve dopravníku.

V souladu s [15] byly vybrány válečky s těmito normovanými rozměry:

- délka válečku horní větve dopravníku: $l_3 = 465$ mm,
- délka válečku spodní větve dopravníku: $l_s = 1400$ mm,
- průměr válečku: $D = 108$ mm.

Dle nabídky vyráběných nosných válečků byly následně zvoleny nosné válečky od firmy TRANSROLL – CZ, a.s. [Příloha I], s tímto označením:

- Horní nosný váleček – 108x465/6204,
- Spodní nosný váleček – 108x1400/6204.

Z katalogu výrobce a mnou zvolených typů válečků byly určeny hmotnosti válečků pro další výpočty. Tyto hodnoty jsou uvedeny v Tab. 4.

Tab. 4 Hmotnost rotujících částí válečků [Příloha I]

Hmotnost rotujících částí válečků horní větve dopravníku m_{RO} [kg]	$m_{RO} = 4,1$
Hmotnost rotujících částí válečků dolní větve dopravníku m_{RU} [kg]	$m_{RU} = 11,3$

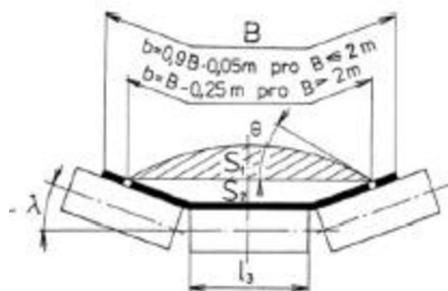
3.1.4 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

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

$$\theta = 0,75 \cdot 40 = 30^\circ$$

$$\theta = 30^\circ$$

3.1.5 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU S



Obr. 11 Průřez náplně pásu pro tříválečkovou stolicí [14]

Pro následující výpočet celkové plochy průřezu navržené tříválečkové stolice byly použity rovnice (7), (8) a (9).

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cdot \cos \lambda]^2 \cdot \frac{\tan \theta}{6} \quad [\text{m}^2] \quad (7)$$

$$S_1 = [0,465 + (1,03 - 0,465) \cdot \cos 30]^2 \cdot \frac{\tan 30}{6} = 0,088 \text{ m}^2$$

$$S_1 = 0,088 \text{ m}^2$$

$$S_2 = \left[l_3 + \frac{b - l_3}{2} \cdot \cos \lambda \right] \cdot \left[\frac{b - l_3}{2} \cdot \sin \lambda \right] \quad [\text{m}^2] \quad (8)$$

$$S_2 = \left[0,465 + \frac{1,03 - 0,465}{2} \cdot \cos 30 \right] \cdot \left[\frac{1,03 - 0,465}{2} \cdot \sin 30 \right] = 0,1 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 0,1 \text{ m}^2$$

$$S = S_1 + S_2 \quad [\text{m}^2] \quad (9)$$

$$S = 0,088 + 0,1 = 0,188 \text{ m}^2$$

$$S = 0,188 \text{ m}^2$$

Protože se jedná o pásový dopravník, na který je dopravovaný materiál nasypáván na jeho nakloněnou část, je potřeba dále vypočítat součinitel sklonu k .

3.1.6 SOUČINITEĽ SKLONU K

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) [-] \quad (10)$$

$$k = 1 - \frac{0,088}{0,188} \cdot (1 - 0,993) = 0,997$$

$$k = 0,997$$

Kde:

k_1 – součinitel korekce vrchlíku náplně pásu [-], viz rovnice (11), $k_1 = 0,993$.

3.1.7 SOUČINITEĽ KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU k_1

Je-li při dopravě drceného materiálu předpokládán ideální chod dopravníku s optimální kusovitostí dopravovaného materiálu, lze součinitel korekce vrchlíku náplně pásu k_1 vypočítat z daného vztahu:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} [-] \quad (11)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 3,37 - \cos^2 30}{1 - \cos^2 30}} = 0,993$$

$$k_1 = 0,993$$

3.1.8 MAXIMÁLNÍ DOPRAVNÍ VÝKON Q_{MAX}

$$Q_{max} = S \cdot v \cdot k \cdot \rho [kg \cdot s^{-1}] \quad (12)$$

$$Q_{max} = 0,188 \cdot 2 \cdot 0,997 \cdot 1500 = 562,308 kg \cdot s^{-1}$$

$$Q_{max} = 562,308 kg \cdot s^{-1}$$

3.1.9 POROVNÁNÍ TEORETICKÉHO S_t A VYPOČTENÉHO S PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

Pro ověření správnosti navrhovaných a vypočtených hodnot bylo provedeno porovnání teoretického a vypočteného průřezu náplně pásu dle vztahu (13).

$$S_t < S \quad (13)$$

$$0,139 < 0,188$$

Podmínka je splněna, a tudíž lze návrh považovat za správný.

3.1.10 POROVNÁNÍ NEJVĚTŠÍHO DOPRAVNÍHO VÝKONU Q_{\max} S DOPRAVNÍM VÝKONEM Q

Dále byla správnost navrhovaného řešení ověřena pomocí porovnání největšího dopravního výkonu se zadaným dopravním výkonem dle vztahu (14).

$$Q_{\max} > Q \quad (14)$$

$$562,308 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} > 416,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Vypočtený největší dopravní výkon Q_{\max} je vyšší než zadaný dopravní výkon Q , a proto vyhovuje zadaným požadavkům.

3.1.11 VOLBA DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

Dle nabídky vyráběných dopravníkových pásů a zvolených parametrů byl vybrán pryžový dopravníkový pás EP 630/3 AA od firmy Gumex, spol. s r.o., který vidíme na Obr. 12. Parametry tohoto dopravníkového pásu jsou uvedeny v Tab. 5.

Tab. 5 Parametry vybraného dopravníkového pásu [16]

Max. šířka [mm]	Síla [mm]	Hmotnost [kg/bm]	Max. abrazivnost [mm ³]	Pevnost [N/mm]	Pracovní teplota [°C]	Minimální průměr hnacího válce [mm]	Vrchní vrstva pryže [mm]	Spodní vrstva pryže [mm]
1800	10	13.98	90	630	-40 až 60	500	4	2

Hmotnost 1 m² pásu: $m_B = 11,65 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

Pevnost pásu v tahu: $\sigma = 630\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$

Tloušťka pásu: $d = 10 \text{ mm}$



Obr. 12 Pryžový dopravníkový pás EP 630/3 AA – Gumex spol. s r.o. [17]

3.2 POHYBOVÉ ODPORY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Na dopravníkový pás působí mnoho pohybových odporů. Celkový pohybový odpor pásového dopravníku se skládá z dílčích odporů působících ať už v celé délce pásového dopravníku, nebo jen v jeho určité části. Mezi pohybové odpory pásového dopravníku patří:

- Hlavní odpory F_H ,
- Vedlejší odpory F_N ,
- Přídavné hlavní odpory F_{S1} ,
- Přídavné vedlejší odpory F_{S2} ,
- Odpor k překonání dopravní výšky F_{St} .

3.2.1 HLAVNÍ ODPORY

Výpočet hlavních odporů F_H se svým výpočtem liší v závislosti na délce pásového dopravníku. V mém případě je délka pásového dopravníku rovna $L = 400$ m. Dle [14] je výpočet proveden podle vztahu pro $L > 80$ m.

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

$$F_H = 1,213 \cdot 0,02 \cdot 400 \cdot 9,81 \cdot [12,3 + 3,767 + (2 \cdot 13,98 + 208,334) \cdot \cos 3,368]$$

$$F_H = 23984,966 \text{ N}$$

Kde:

C – součinitel C [-], rovnice (16),

f – globální součinitel tření [-], $f = 0,02$,

g – gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$], $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,

q_{RO} – hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$], rovnice (17),

q_{RU} – hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$], rovnice (18),

q_B – hmotnost 1 m dopravníkového pásu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$], rovnice (19),

q_G – hmotnost nákladu na 1 m délky pásu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$], rovnice (20).

Součinitel C

Součinitel C je funkcí délky pásového dopravníku, protože většina vedlejších odporů F_N je nezávislá na délce dopravníku L a působí pouze v určitém místě. [14]

Součinitel C musí být větší nebo roven 1,02. [14]

Pokud je délka pásového dopravníku L větší než 80 m, lze součinitel C vypočítat z následujícího vztahu [14]:

$$C = \frac{L + L_0}{L} [-] \quad (16)$$

$$C = \frac{400 + 85}{400} = \frac{485}{400} = 1,213$$

$$C = 1,213$$

$$C \geq 1,02$$

Kde:

L_0 – přídatná délka [m] – obecně mezi 70 m–100 m – byla volena $L_0 = 85$ m.

Podmínka, která stanovuje, že C musí být větší nebo rovno 1,02, je splněna, přídatná délka je tedy zvolena správně.

Globální součinitel tření f

Dle [14] je na základě mnoha měření hodnota globálního součinitele tření $f = 0,02$.

Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku q_{RO}

$$q_{RO} = \frac{n_0 \cdot m_{RO}}{a_0} [kg \cdot m^{-1}] \quad (17)$$

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot 4,1}{1} = 12,3 kg \cdot m^{-1}$$

$$q_{RO} = 12,3 kg \cdot m^{-1}$$

Kde:

n_0 – počet válečků v tříválečkové stolici horní větve dopravníku – $n_0 = 3$,

a_0 – rozteč válečků horní větve dopravníku – dle [4] se rozteč válečků horní větve dopravníku nachází v rozmezí 0,75 m – 1,8 m. Na základě tohoto kritéria byla rozteč a_0 zvolena 1 m.

Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku q_{RU}

$$q_{RU} = \frac{n_U \cdot m_{RU}}{a_U} [kg \cdot m^{-1}] \quad (18)$$

$$q_{RU} = \frac{1 \cdot 11,3}{3} = 3,767 kg \cdot m^{-1}$$

$$q_{RU} = 3,767 kg \cdot m^{-1}$$

Kde:

n_U – počet válečků v jednoválečkové stolici dolní větve dopravníku [-] – $n_U = 1$,

a_U – rozteč válečků dolní větve dopravníku [m] – dle [4] se rozteč válečků dolní větve dopravníku nachází v rozmezí 3 m–5 m. Dle tohoto kritéria byla rozteč a_U zvolena 3 m.

Hmotnost 1 m dopravníkového pásu q_B

$$q_B = m_B \cdot B [kg \cdot m^{-1}] \quad (19)$$

$$q_B = 11,65 \cdot 1,2 = 13,98 kg \cdot m^{-1}$$

$$q_B = 13,98 kg \cdot m^{-1}$$

Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu q_G

$$q_G = \frac{Q}{v} [kg \cdot m^{-1}] \quad (20)$$

$$q_G = \frac{416,667}{2} = 208,334 kg \cdot m^{-1}$$

$$q_G = 208,334 kg \cdot m^{-1}$$

3.2.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

S těmito odpory se lze setkat u všech pásových dopravníků. Odpory nepůsobí v celé délce dopravníku, ale pouze v jeho určitých částech.

Mezi vedlejší odpory F_N u pásových dopravníků jsou zařazeny dle [14]:

- odpory tření a setrvačných sil při urychlování dopravované hmoty v místě nakládání,
- odpory tření o boční stěny násypky v místě nakládání,
- odpory ložisek bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu,
- odpory ohybu pásu na bubnech.

Celkový vedlejší odpor je pak dán jako součet všech dílčích vedlejších odporů, rovnice (21).

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \text{ [N]} \quad (21)$$

$$F_N = 833,334 + 678,108 + 60,12 + 30 = 1601,562 \text{ N}$$

$$F_N = 1601,562 \text{ N}$$

Kde:

F_{bA} – odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování [N], rovnice (22),

F_f – odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením v oblasti urychlování [N], rovnice (23),

F_l – odpor ohybu pásu na bubnech [N], rovnice (27),

F_t – odpor v ložiskách bubnu [N], rovnice (28).

Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování F_{bA}

$$F_{bA} = Q \cdot (v - v_0) \text{ [N]} \quad (22)$$

$$F_{bA} = 416,667 \cdot (2 - 0) = 833,334 \text{ N}$$

$$F_{bA} = 833,334 \text{ N}$$

Kde:

v_0 – složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
– v našem případě $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování F_f

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot Q_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v - v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} [N] \quad (23)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,375^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 0,34}{\left(\frac{2 - 0}{2}\right)^2 \cdot 0,789^2} = 678,108 N$$

$$F_f = 678,108 N$$

Kde:

μ_2 – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi [-] – dle [14] v rozmezí 0,5 až 0,7
- v mém případě předpokládám $\mu_2 = 0,6$,

Q_v – objemový dopravní výkon [$m^3 \cdot s^{-1}$], rovnice (24),

l_b – urychlovací délka [m], rovnice (25),

b_1 – světlá šířka bočního vedení [m], rovnice (26).

Objemový dopravní výkon Q_v

$$Q_v = S \cdot v \cdot k [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (24)$$

$$Q_v = 0,188 \cdot 2 \cdot 0,997 = 0375 m^3 \cdot s^{-1}$$

$$Q_v = 0375 m^3 \cdot s^{-1}$$

Urychlovací délka l_b

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

$$l_b = \frac{2^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,34 m$$

$$l_b = 0,34 m$$

Kde:

μ_1 – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem [-] – dle [14] je možno tento součinitel volit v rozmezí 0,5 až 0,7. Dle tohoto byl součinitel tření μ_1 zvolen 0,6.

Světlá šířka bočního vedení b_1

$$b_1 = b \cdot \cos\alpha \text{ [m]} \quad (26)$$

$$b_1 = 1,03 \cdot \cos 40^\circ = 0,789 \text{ m}$$

$$b_1 = 0,789 \text{ m}$$

Odpor ohybu pásu na bubnech F_l

Odpor ohybu pásu na bubnech je závislý na druhu dopravníkového pásu (pás s textilní vložkou, pás s ocelovým kordem). V mém případě (viz 3.1.11) byl z nabídky dopravníkových pásů vybrán pás s textilní vložkou.

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D_v} \text{ [N]} \quad (27)$$

$$F_l = 9 \cdot 1,2 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{50000}{1,2} \right) \cdot \frac{0,01}{1} = 60,12 \text{ N}$$

$$F_l = 60,12 \text{ N}$$

Kde:

d – tloušťka pásu [m], $d = 0,01 \text{ m}$,

D_v – průměr vratného bubnu [m] – dle [18] zvolen průměr vratného bubnu $D_v = 1 \text{ m}$,

F – průměrný tah pásu na bubnu [N] – dle rovnice (43) se $F_{\min} = 27261,254 \text{ N}$. Průměrný tah v pásu musí být větší, a byla tedy zvolena hodnota 50000 N .

Odpor v ložiskách bubnu F_t

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D_v} F_T \text{ [N]} \quad (28)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,12}{1} \cdot 50000 = 30 \text{ N}$$

$$F_t = 30 \text{ N}$$

Kde:

d_0 – průměr hřídele v ložisku [m] – dle [19] byl zvolen průměr hřídele $d_0 = 0,12 \text{ m}$,

F_T – vektorový součet tahů v pásu a tíhových sil otáčejících se části bubnu [N], $F_T = 50000 \text{ N}$.

3.2.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

Přídavné hlavní odpory F_{S1} spolu s odpory hlavními F_H působí v celé délce pásového dopravníku. Přídavné hlavní odpory se nevyskytují u všech pásových dopravníků, ale pouze u určitých typů.

Mezi přídavné hlavní odpory lze zařadit:

- odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu,
- odpor tření o boční stěny násypky nebo bočního vedení, je-li po celé délce dopravníků [14].

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

$$F_{S1} = 0 N$$

Kde:

F_{ε} – odpor vychýlených bočních válečků, $F_{\varepsilon} = 0 N$.

Odpor vychýlených bočních válečků F_{ε}

V tomto případě byla zvolena válečková stolice se třemi válečky stejné délky, tudíž dle [14] byla použita rovnice pro válečkové stolice se třemi válečky stejné délky.

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

$$F_{\varepsilon} = C_{\varepsilon} \cdot \mu_0 \cdot L_{\varepsilon} \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos\delta \cdot \sin 0$$

$$F_{\varepsilon} = 0 N$$

Kde:

C_{ε} – součinitel korýtkovosti [-],

μ_0 – součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem [-],

L_{ε} – délka dopravníku s vychýlenými válečky [m],

ε – úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu [°]

– v mém případě $\varepsilon = 0^\circ$.

3.2.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

Přídavné vedlejší odpory F_{S2} působí společně s vedlejšími odpory F_N jen v určitém místě pásového dopravníku. Přídavné odpory vedlejší se vyskytují pouze u určitých typů pásových dopravníků.

Mezi přídavné vedlejší odpory lze zařadit:

- odpor čističů pásu a bubnu,
- odpor tření o boční stěny násypky nebo bočního vedení, je-li pouze v části délky dopravníků,
- odpor obrácení dolní větve pásu,
- odpor shrnovačů dopravované hmoty z pásu,
- odpor shazovacího vozu [14].

Celkový přídavný vedlejší odpor je pak dán jako součet všech dílčích vedlejších odporů, rovnice (31).

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

$$F_{S2} = 4986,089 + 540 + 1800 = 7326,089 \text{ N}$$

$$F_{S2} = 7326,089 \text{ N}$$

Kde:

F_{gL} – odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením [N], rovnice (32),

F_r – odpor čističů pásu [N], rovnice (33),

F_a – odpor shrnovače materiálu [N], rovnice (35).

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

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

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,375^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 10}{2^2 \cdot 0,789^2} = 4986,089 \text{ N}$$

$$F_{gL} = 4986,089 \text{ N}$$

Kde:

l_{bv} – délka bočního vedení [m] – v mém případě byla zvolena 10 m.

Odpor čističů pásu

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

$$F_r = 0,018 \cdot 50000 \cdot 0,6 = 540 N$$

$$F_r = 540 N$$

Kde:

A – dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu [m^2], rovnice (34),

p – tlak mezi pásem a čističem pásu [$N \cdot m^{-2}$] – dle [14] je tlak $p = 50000 N \cdot m^{-2}$,

μ_3 – součinitel tření mezi pásem a čističem pásu [-] – dle [14] byl zvolen $\mu_3 = 0,6$.

Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu A

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

$$A = 1,2 \cdot 0,015 = 0,018 m^2$$

$$A = 0,018 m^2$$

Kde:

B_ξ – šířka čističe [m], dle šíře dopravníku $B_\xi = 1,2 m$,

t_ξ – tloušťka čističe [m], byla zvolena $0,015 m$.

Odpor shrnovače materiálu

$$F_a = B \cdot k_a [N] \quad (35)$$

$$F_a = 1,2 \cdot 1500 = 1800 N$$

$$F_a = 1800 N$$

Kde:

k_a – součinitel shrnování [$N \cdot m$] – dle [14] byl zvolen $1500 N \cdot m$.

3.2.5 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Odpor, který vzniká u šikmých dopravníků. [14]

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \text{ [N]} \quad (36)$$

$$F_{St} = 208,334 \cdot 23,5 \cdot 9,81 = 48028,279 \text{ N}$$

$$F_{St} = 48028,279 \text{ N}$$

3.3 HNACÍ SÍLA A POTŘEBNÝ VÝKON

3.3.1 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Součtem všech pohybových odporů je vypočtena obvodová hnací síla F_U , které je potřeba dosáhnout na hnacím bubnu pásového dopravníku.

Obvodová hnací síla F_U

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \text{ [N]} \quad (37)$$

$$F_U = 23984,966 + 1601,562 + 0 + 7326,089 + 48028,279 = 80940,896 \text{ N}$$

$$F_U = 80940,896 \text{ N}$$

Kde:

F_H – hlavní odpory [N], rovnice (15),

F_N – vedlejší odpory [N], rovnice (21),

F_{S1} – přídavné hlavní odpory [N], rovnice (29),

F_{S2} – přídavné vedlejší odpory [N], rovnice (31),

F_{St} – odpor k překonání dopravní výšky [N], rovnice (36).

3.3.2 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Tento provozní výkon je nutné vypočítat z důvodu správné volby pohonu pásového dopravníku. Výpočet je rozdílný pro pásový dopravník s kladným výkonem pohybu (hnaný) a pro brzděný dopravník. V mém případě se jedná o pásový dopravník hnaný, proto byla použita následující rovnice:

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \text{ [W]} \quad (38)$$

$$P_M = \frac{161881,792}{0,9} = 179868,658 \text{ W} = 179,868 \text{ kW}$$

$$P_M = 179868,658 \text{ W} = 179,868 \text{ kW}$$

Kde:

P_A – provozní výkon na poháněcím bubnu [W], rovnice (39),

η_1 – účinnost pro hnané dopravníky [-] – dle [14] byla zvolena 0,9.

Provozní výkon na poháněcím bubnu P_A

$$P_A = F_U \cdot v [W] \quad (39)$$

$$P_A = 80940,896 \cdot 2 = 161881,792 W$$

$$P_A = 161881,792 W$$

Aby byl pohon vhodně zvolen, je potřeba kromě provozního výkonu poháněcího bubnu znát také otáčky hřídele tohoto bubnu.

Otáčky hřídele poháněcího bubnu n_p

$$n_p = \frac{v}{\pi \cdot D_p} [s^{-1}] \quad (40)$$

$$n_p = \frac{2}{\pi \cdot 1} = 0,637 s^{-1} = 38,22 min^{-1}$$

$$n_p = 0,637 s^{-1} = 38,22 min^{-1}$$

Kde:

D_p – průměr poháněcího bubnu [m], byl zvolen z nabízeného sortimentu na trhu 1 m.

Na základě rovnice (38) je potřebný provozní výkon poháněcího motoru roven 179,868 kW. Dle normy [20] musím zvolit potřebný provozní výkon nejbližší vyšší. Proto byl zvolen výkon $P_M = 200$ kW při otáčkách 38,22 za minutu.

$$P_M = 200 kW$$

3.3.3 SÍLY V PÁSU

Tahové síly, které působí u pásových dopravníků, se mění po celé délce dopravníku v závislosti na:

- trase pásového dopravníku,
- počtu a uspořádání poháněcích bubnů,
- charakteristikách hnacích a brzdových systémů,
- druhu a uspořádání napínacích zařízení pásu,
- případu zatížení dopravníku: rozběhu, ustáleném provozu, brzdění, zastavení, a to nenaloženého nebo plně nebo částečně naloženého [14].

Tahové síly by měly být v pásu pásového dopravníku co nejmenší, a to s ohledem na namáhání pásu a zbylých částí pásového dopravníku. Pro korektní provoz pásového dopravníku je nutné, aby tahové síly v dopravníkovém pásu splňovaly následující podmínky:

- tahy v dopravníkovém pásu musí být takové, aby obvodové hnací síly na poháněcích bubnech byly v každém případě přenášeny na pás třením bez prokluzu,
- tah v pásu musí být dostatečný, aby nedocházelo k příliš velkému průvěsu mezi dvěma válečkovými stolicemi [14].

Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu $F_{2, \min}$

Pro přenos obvodové síly F_U z poháněcího bubnu na pás je zapotřebí udržovat tahovou sílu F_2 ve sbíhající větvi na hodnotě, kterou lze vypočítat podle následujícího vztahu [14]:

$$F_{2, \min} = F_{U, \max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} [N] \quad (41)$$

$$F_{2, \min} = 129505,434 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,5} - 1} = 42388,53 N$$

$$F_{2, \min} = 42388,53 N$$

Kde:

$F_{U, \max}$ – maximální obvodová hnací síla [N], která se nejčastěji vyskytuje při rozběhu nebo brzdění plně zatíženého dopravníku, rovnice (42),

μ – součinitel smykového tření mezi poháněcím bubnem a pásem [-] – dle Tab. 6, pro pryžově obložený buben je možné tento součinitel volit v rozmezí 0,4 – 0,45. Na základě tohoto požadavku byl součinitel tření μ zvolen 0,4.

φ – úhel opásání poháněcího bubnu [rad] – v mém případě byl zvolen tento úhel 3,5 rad.

Tab. 6 Hodnoty součinitele smykového tření mezi poháněcím bubnem a pásem [14]

Stav stykových ploch	Součinitel tření μ			
	Hladký ocelový buben	Pryžově obložený	Polyuretanové obložení	Keramické obložení
Suché	0,35 – 0,4	0,4 - 0,45	0,35 – 0,4	0,4 – 0,45
Čisté a mokré – voda	0,1	0,35	0,35	0,35 - 0,4
Mokré a znečištěné – jíl, hlína	0,05 - 0,1	0,25 - 0,3	0,2	0,35

Maximální obvodová hnací síla $F_{U, \max}$

$$F_{U, \max} = F_U \cdot \xi \text{ [N]} \quad (42)$$

$$F_{U, \max} = 80940,896 \cdot 1,6 = 129505,434 \text{ N}$$

$$F_{U, \max} = 129505,434 \text{ N}$$

Kde:

ξ – součinitel rozběhu [-] – dle [14] byla zvolena hodnota potřebného součinitele rovna 1,6.

Omezení podle průvěsu pásu

Nejmenší možná tahová síla, která může působit mezi dvěma stolicemi z hlediska omezení průvěsu, se určí ze vztahů:

- Pro horní větev:

$$F_{min} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \text{ [N]} \quad (43)$$

$$F_{min} \geq \frac{1 \cdot (13,98 + 208,334) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} = 27261,254 \text{ N}$$

$$F_{min} \geq 27261,254 \text{ N}$$

Kde:

$(h/a)_{adm}$ – dovolený relativní průvës pásu mezi stolicemi [-] – dle [14] byl průvës zvolen 0,01.

- Pro dolní větev:

$$F_{min} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \text{ [N]} \quad (44)$$

$$F_{min} \geq \frac{3 \cdot 13,98 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} = 5142,893 \text{ N}$$

$$F_{min} \geq 5142,893 \text{ N}$$

Největší tahová síla v pásu

$$F_{max} = F_1 = F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) [N] \quad (45)$$

$$F_{max} = 80940,896 \cdot 1,6 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,5} - 1} + 1 \right) = 171893,963 \text{ N}$$

$$F_{max} = F_1 = 171893,963 \text{ N}$$

Dovolené namáhání pásu v tahu

$$R_{mp} = \sigma_B \cdot k_b [N \cdot m^{-1}] \quad (46)$$

$$R_{mp} = 630000 \cdot 10 = 6300000 \text{ N} \cdot m^{-1}$$

$$R_{mp} = 6\,300\,000 \text{ N} \cdot m^{-1}$$

Kde:

σ_B – pevnost pásu v tahu [$N \cdot m^{-1}$] – na základě Tab. 5 je pevnost rovna $630\,000 \text{ N} \cdot m^{-1}$,

k_b – koeficient bezpečnosti [-] – byl zvolen 10.

Kontrola pevnosti v tahu

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max} \quad (47)$$

$$6300000 \cdot 1,2 \geq 171893,963$$

$$7560000 \geq 171893,963$$

Kontrola pevnosti v tahu proběhla úspěšně. Největší tahová síla vyšla menší než součin dovoleného namáhání pásu v tahu a šířky pásu.

Síla v horní větvi hnacího bubnu

$$F_1 = F_{max} [N] \quad (48)$$

$$F_1 = 171893,963 \text{ N}$$

Síla ve vratné větvi hnacího bubnu

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} [N] \quad (49)$$

$$F_2 = \frac{171893,963}{e^{0,4 \cdot 3,5}} = 42388,53 N$$

$$F_2 = 42388,53 N$$

Kontrola síly ve vratné větvi

Podmínka, která musí být v tomto případě splněna, zahrnuje skutečnost, že síla F_2 uvedená v rovnici (49) musí být větší nebo rovna síle F_{2min} vypočtené v rovnici (41).

$$F_2 \geq F_{2min} \quad (50)$$

$$42388,53 N \geq 42388,53 N$$

Celková síla namáhající buben:

V ose X:

$$F_{1x} = F_1 [N] \quad (51)$$

$$F_{1x} = F_1 = 171893,963 N$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \cos(\varphi^\circ - 180^\circ) [N] \quad (52)$$

$$F_{2x} = 42388,53 \cdot \cos(200,535^\circ - 180^\circ) = 39695,082 N$$

$$F_{cx} = F_{1x} + F_{2x} [N] \quad (53)$$

$$F_{cx} = 171893,963 + 39695,082 = 211589,045 N$$

V ose Y:

$$F_{1y} = 0 N \quad (54)$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \sin(\varphi^\circ - 180^\circ) [N] \quad (55)$$

$$F_{2y} = 42388,53 \cdot \sin(200,535^\circ - 180^\circ) = 14869,027 N$$

$$F_{cy} = F_{1y} + F_{2y} [N] \quad (56)$$

$$F_{cy} = 0 + 14869,027 = 14869,027 N$$

Skutečný tah:

$$F_c = \sqrt{F_{cx}^2 + F_{cy}^2} [N] \quad (57)$$

$$F_c = \sqrt{211589,045^2 + 14869,027^2} = 212110,848 \text{ N}$$

3.3.4 VÝPOČET NAPÍNÁNÍ

Napínací síla

$$F_z = 2 \cdot (F_2 - q_B \cdot H \cdot g) [N] \quad (58)$$

$$F_z = 2 \cdot (42388,53 - 13,98 \cdot 23,5 \cdot 9,81) = 78331,301 \text{ N}$$

$$F_z = 78331,301 \text{ N}$$

Dráha napínání

$$s = k_s \cdot L \quad (59)$$

$$s = 0,015 \cdot 400 = 6 \text{ m}$$

$$s = 6 \text{ m}$$

k_s – součinitel délky napínání [-] – dle [4] lze tento součinitel volit z intervalu 0,012 - 0,02. V tomto případě byla hodnota pro součinitel zvolena 0,015.

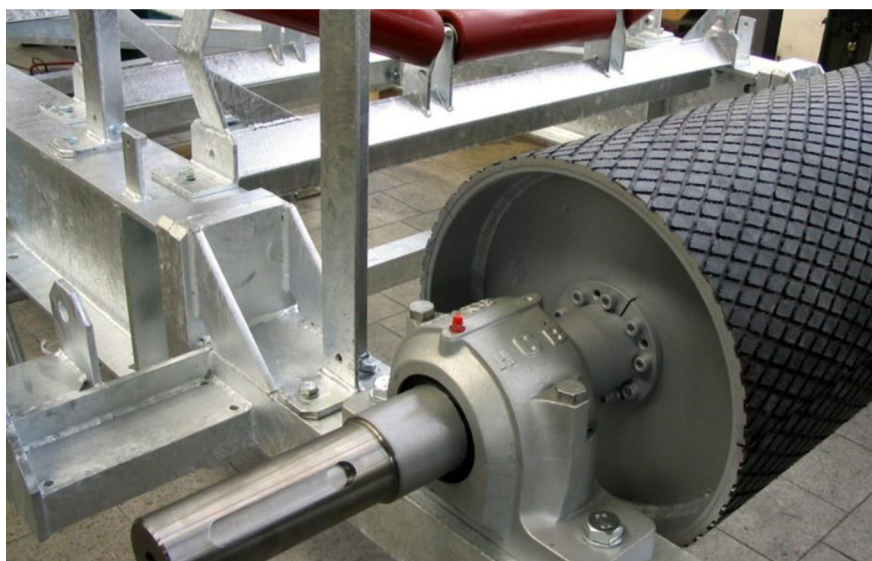
4 VÝBĚR NABÍZENÝCH KOMPONENTŮ DÁLKOVÉ PÁSOVÉ DOPRAVY

V této práci byly z důvodu výpočtů navrhovány jednotlivé díly samostatně. Jelikož je DPD koncipována jako technologický celek, byli osloveni výrobci, kteří jsou schopni sestavit jednotlivé části a provést celkovou montáž DPD dle požadavků zákazníka přímo na určeném místě. Následně bylo na základě reakcí kontaktovaných společností vybráno nejvhodnější řešení.

4.1 POHÁNĚCÍ STANICE

U DPD tvoří poháněcí stanice technologický celek, který obsahuje další jednotlivé komponenty, jež byly v naší práci navrhovány.

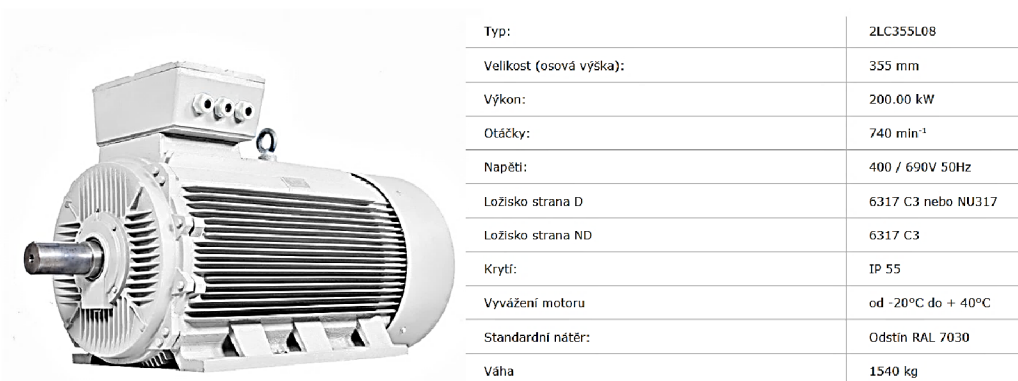
- Hnací buben byl zvolen od společnosti GTK, spol. s r.o., která nabízí bubny až do průměru 1,4 m, přičemž se zároveň snaží vyjít vstříc specifickým požadavkům zákazníků. V této práci byl zvolen buben o průměru 1 metr, pogumovaný, s vnějšími ložisky a domečky. Na Obr. 14 je vidět hnací pogumovaný buben od vybrané společnosti.



Obr. 13 Hnací buben [21]

- Napínání je v této práci dle [4] řešeno pomocí hydraulického napínání.
- V případě elektrického motoru byl z nabídky několika výrobců (Siemens, Mez, ABB, VYBO Electric) pro účely této práce vybrán jako nejvhodnější elektromotor s výkonem 200 kW, typ 2LC355L08 od společnosti VYBO Electric a.s. Parametry vybraného motoru jsou uvedeny na Obr. 14.

- Součástí pohonu pásového dopravníku je převodovka, která slouží ke správnému přenesení výstupních otáček elektromotoru na hnací buben ve vypočteném poměru. Návrh převodovky není součástí této bakalářské práce.
- Výsypka je v tomto případě řešena pomocí odvodu materiálu z pásu pouhým přesypem přes vynášecí buben do násypky následujícího dopravníkového pásu, který je součástí DPD.
- Pro čištění pásu jsem se rozhodl použít čistič od společnosti RULMECA POLAND Sp. z o.o. – parametry viz [Příloha II.]



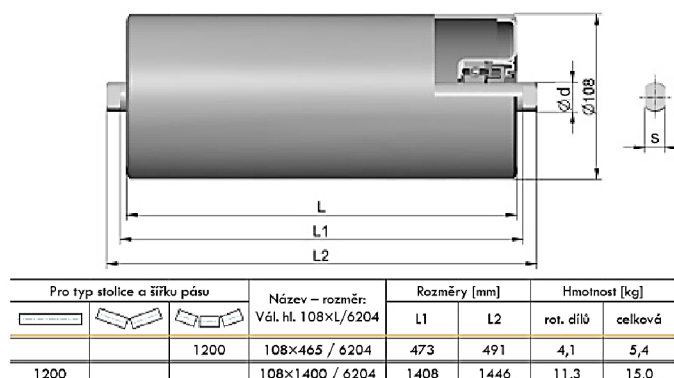
Obr. 14 Elektromotor od společnost VYBO Eletric [22]

4.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE A VÁLEČKY

Válečkové stolice jsou v České republice vyráběny několika společnostmi. Pro účely této práce byly osloveny:

- Transroll – CZ, a.s.,
- Všekov, spol. s r. o.,
- GTK, spol. s r. o.

Na základě provedených výpočtů bylo vybráno řešení od společnosti Transroll – CZ, a.s.



Obr. 15 Válečky od společnosti Transroll – CZ, a.s. [23]

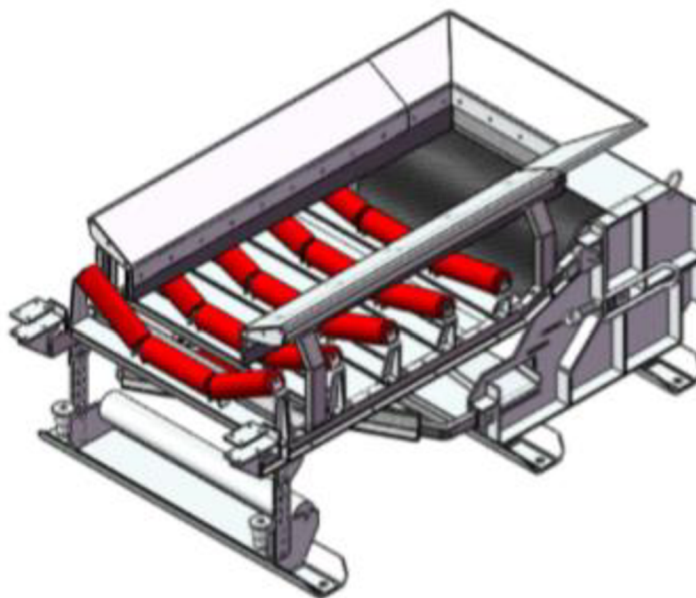
V místě násypu jsem zvolil tlumící dopadové pogumované válečky typu 108/76x465/6204.

Na horní větvi je umístěna tříválečková stolice s úhlem bočních válečků 30°, na které jsou uchyceny válečky s označením 108x465/6204. Na spodní (vratné) větvi je umístěna jednoválečková stolice s válečkem označeným 108x1400/6204. Jednotlivé rozměry válečků jsou patry z Obr. 13.

4.3 VRATNÁ STANICE

U DPD vratná stanice představuje technologický celek, který obsahuje další jednotlivé komponenty, které byly v této práci zvoleny.

- Vratný buben byl stejně jako buben hnací vybrán od společnosti GTK, spol. s r.o. Zvolený buben je hladký, nepogumovaný, ocelový s povrchovou úpravou (lakovaný) o průměru 1 metr s vnějšími ložisky a domečky.
- Při řešení násypky jsem vycházel z předpokladu, že mnou navrhovaná část DPD je část středová, tudíž násypka je řešena pouze formou vyvýšeného ocelového rámu s menšími roztečemi horních válečků v místě dopadové plochy. Tuto variantu řešení jsem vybral od společnosti SE-MI Technology, a.s.



Obr. 16 Násypka firmy SE-MI Technology, a.s. [24]

- V případě ukotvení bylo vybráno uchycení pomocí lana k poháněcí stanici následného pásového dopravníku, který předpokládám. Ukotvení bylo provedeno ocelovým šestipramenným lanem.

4.4 DOPRAVNÍKOVÝ PÁS

Na základě vypočtených hodnot, druhu dopravovaného materiálu, klimatických podmínek a dalších vlivů byl zvolen pryžový dopravníkový pás EP 630/3 AA, šířky 1,2 metru od firmy Gumex, spol. s r.o., který je vhodný pro použití v pískovnách, šterkovnách a jiných těžebních provozovnách. Bližší technické parametry jsou specifikovány v kapitole 3.1.11.

4.5 KOMPLEXNÍ ŘEŠENÍ

Jak již bylo zmíněno, DPD je v současné době dodávána ve formě technologických celků od specializovaných dodavatelů. Výrobou i dodávkou DPD se u nás zabývá několik společností, které jsou schopny dle požadavků zákazníka sestavit jednotlivé části a provést celkovou montáž DPD přímo na místě samém.

Pro účely této práce bylo osloveno několik výrobních společností:

- ALTA, a.s.,
- GTK, spol. s r.o.,
- SE-MI Technology, a.s.,
- PRODECO, a.s.,
- NOEN, a.s.

Přestože v mnoha případech zůstala žádost o spolupráci bez odezvy (zřejmě z důvodu ochrany výrobního programu), kladnou odpověď jsem dostal od společností SE-MI Technology, a.s. a GTK, spol. s r.o. Druhý zmíněný výrobce na základě e-mailové komunikace zaslal informaci, že jejich společnost se zabývá výrobou pásových dopravníků pouze do maximálního příkonu 75 kW. I z tohoto důvodu se jeví jako nejvhodnější potenciální zhotovitel mnou navrženého dopravníku DPD společnost SE-MI Technology, a.s., která nabízí několik možností řešení DPD. V návrhu jednotlivých částí DPD tato společnost zmiňována nebyla, protože se zabývá především komplexním řešením a dodávkou.

Tato společnost zaslala základní všeobecné prospekty k jimi vyráběným dálkovým pásovým dopravníkům, poskytla kontakty na odborné pracovníky a nabídla pomoc při případné realizaci mého návrhu. Z nabízených vzorových návrhů, vzhledem k zadaným a vypočteným parametrům, nejvíce vyhovovalo řešení podle pásového dopravníku DPT 1200. Prospekty jsou součástí bakalářské práce jako [Příloha III].

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce si kladla za cíl předložit návrh dálkové pásové dopravy pro přepravu drceného dolomitu. V teoretické části bylo na základě rešerše odborné literatury uvedeno dělení pásových dopravníků a podrobněji představena DPD. Následně byly prezentovány jednotlivé části DPD a poté byl proveden funkční výpočet jednotlivých komponent tak, jak je stanoven normou ČSN ISO 5048.

Na základě vypočtených parametrů jsem v dalších krocích navrhnul jednotlivé díly DPD. Z oslovených společností, které se zabývají výrobou, dodávkou a kompletačí zařízení DPD, byla vybrána společnost SE-MI Technology, a.s., protože se jevila jako nejvhodnější dodavatel a výrobce v práci navrženého pásového dopravníku DPD. Domnívám se, že i přes značnou neochotu výrobních společností zmínit bližší podrobnosti k jimi vyráběným komponentům a dílům se podařilo cíl bakalářské práce naplnit.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. 1. vyd. Košice: TU v Košicích, Strojnická fakulta. 256 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [2] GTKTUPESY: Pásový dopravník [online]. [Citace 29.3.2018]. Dostupné z: <http://www.gtktupesy.cz/index.php?page=dopravniky-rozcestnik-detail&id=18&language=cz>
- [3] M-TEC.CZ: Vibrační dopravník [online]. [Citace 17.3.2018]. Dostupné z: <http://www.m-tec.cz/vyrobky/dopravni-a-davkovaci-systemy/vibracni-dopravniky/>
- [4] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně. 277 s. ISBN 1524.
- [5] JASANĚ, V., KOŠÁBEK, J., SZUTTOR, N. *Teória a stavba dopravných a manipulačných zariadení*. 1. vyd. Bratislava: ALFA, vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry. 376 s. ISBN 80-05-00125-8.
- [6] ČSN 26 0001. *Dopravní zařízení. Názvosloví a rozdělení*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1985.
- [7] GTKTUPESY: Pásová doprava [online]. [Citace 17.3.2018]. Dostupné z: <http://www.gtktupesy.cz/index.php?page=dopravniky&language=cz&dopravnik=ldb>
- [8] PRODECO.CZ: Přejezd přes pásový dopravník [online]. [Citace 4.5.2018]. Dostupné z: <http://www.prodeco.cz/news/43/19/Mobilni-most-pred-DPD-na-1-Sr>
- [9] STAVEBNÍ-TECHNIKA.CZ: Odrazový drtič McCloskey I44 s recirkulační jednotkou [online]. [Citace 11.5.2018]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/mobilni-drtice-a-tridice-mccloskey>
- [10] ALTA: Dálková pásová doprava v hnědouhelném lomu [online]. [Citace 17.3.2018]. Dostupné z: <https://www.alt.cz/vyroba-a-obchod/tezebni-prumysl/povrchovatezba/dalkova-pasova-doprava/>
- [11] ČSN 26 0378. *Dopravní pásy s textilní kostrou. Základní ustanovení*. Praha: Vydavatelství norem Praha, 1989.
- [12] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. Praha: Český normalizační institut, 1993.

- [13] DEPOSITPHOTOS.COM: Dolomit drcený [online]. [Citace 29.3.2018]. Dostupné z: https://static8.depositphotos.com/1183609/998/i/950/depositphotos_9986343-stock-photo-close-up-of-crushed-rock.jpg
- [14] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [15] ČSN ISO 1537. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot. Pásové dopravníky s korýtkovým dopravním profilem (jiné než přenosné). Válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [16] GUMEX: Dopravníkové pásy [online]. [Citace 4.11.2017]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/ep-630-3-aa-pryzovy-dopravnikovy-pas-48642.html#tab=popis-vyroбку>
- [17] GUMEX: Pryžový dopravníkový pás [online]. [Citace 5.5.2018]. Dostupné z: https://www.gumex.cz/files/catalog/07_dopravnikové%20pásy_CZ_11_final.pdf
- [18] ČSN ISO 1536. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot. Pásové dopravníky s korýtkovým dopravním profilem (jiné než přenosné). Bubny*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [19] ČSN 02 2502. *Převlečné průměry*. Praha: Český normalizační institut, 1962.
- [20] ČSN IEC 72-1. *Rozměry a výkony točivých elektrických strojů*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [21] GTKTUPESY: Hnací buben [online]. [Citace 5.5.2018]. Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=bubny&language=cz>
- [22] VYBO ELECTRIC: Elektromotor [online]. [Citace 5.5.2018]. Dostupné z: www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-200kw-2lc355l08-740-ot-min-1/
- [23] TRANSROLL.CZ: Válečková stolice [online]. [Citace 5.5.2018]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog-cz-815fa.pdf?redir>
- [24] SE-MI Technology, a.s.: Násypka firmy SE-MI Technology, a.s. [online]. [Citace 6.5.2018]. Dostupné z: <https://www.se-mi.cz/download/clanky/pasove-dopravniky/pasove-dopravniky-dpt1200.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(h/a)_{adm}$	[-]	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi
A	[m ²]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a_0	[m]	Rozteč válečků horní větve dopravníku
a_U	[m]	Rozteč válečků dolní větve dopravníku
B	[m]	Šířka dopravníkového pásu
b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu
b_1	[m]	Světlá šířka bočního vedení
B_c	[m]	Šířka čističe
C	[-]	Součinitel C
C_ε	[-]	Součinitel korýtkovosti
D	[mm]	Průměr válečků
d	[mm]	Tloušťka pásu
d_0	[m]	Průměr hřídele v ložisku
D_p	[m]	Průměr poháněcího bubnu
DPD		Dálková pásová doprava
D_v	[m]	Průměr vratného bubnu
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah pásu na bubnu
F_1	[N]	Největší tahová síla v pásu
F_2	[N]	Tahová síla ve sbíhající větvi
$F_{2,min}$	[N]	Minimální tahová síla ve sbíhající větvi
F_a	[N]	Odpor shrnovače materiálu
F_{bA}	[N]	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F_c	[N]	Skutečný tah
F_{cx}	[N]	Skutečný tah v ose x
F_{cy}	[N]	Skutečný tah v ose y
F_f	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_{gL}	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_1	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
F_{min}	[N]	Nejmenší možná tahová síla

F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_r	[N]	Odpor čističů 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 bubnu
F_T	[N]	Vektorový součet tahů v pásu tíhových sil otáčejících se částí bubnu
F_U	[N]	Obvodová hnací síla
$F_{U, \max}$	[N]	Maximální obvodová hnací síla
F_Z	[N]	Napínací síla
F_ε	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Dopravní výška
k	[-]	Součinitel sklonu
k_1	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_a	[N·m]	Součinitel shrnování
k_b	[-]	Koeficient bezpečnosti
k_S	[-]	Součinitel délky napínání
L	[m]	Dopravní vzdálenost
l_3	[mm]	Délka válečku horní větve dopravníku
l_b	[m]	Urychlovací délka
l_{bv}	[m]	Délka bočního vedení
L_O	[m]	Přídavná délka
l_s	[mm]	Délka válečku spodní větve dopravníku
L_ε	[m]	Délka dopravníku s vychýlenými válečky
m_B	[kg·m ⁻²]	Hmotnost 1 m ² pásu
m_{RO}	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků horní větve dopravníku
m_{RU}	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků dolní větve dopravníku
n_O	[-]	Počet válečků ve válečkové stolici horní větve dopravníku
n_p	[s ⁻¹]	Otáčky hřídele poháněcího bubnu
n_U	[-]	Počet válečků ve válečkové stolici dolní větve dopravníku
p	[N·m ⁻²]	Tlak mezi pásem a čističem pásu
P_A	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
P_M	[W]	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

Q	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	Dopravní výkon
q_B	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost 1 m dopravníkového pásu
q_G	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
Q_{\max}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	Maximální dopravní výkon
q_{RO}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku
q_{RU}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku
Q_v	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
R_{mp}	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$	Dovolené namáhání pásu v tahu
S	$[\text{m}^2]$	Celková plocha průřezu náplně pásu
s	$[\text{m}]$	Dráha napínání
S_t	$[\text{m}^2]$	Teoretický průřez náplně pásu
t_c	$[\text{m}]$	Tloušťka čističe
v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Dopravní rychlost
v_0	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
α	$[\text{°}]$	Sypný úhel
δ	$[\text{°}]$	Úhel sklonu dopravníku
ε	$[\text{°}]$	Úhel vychýlení osy válečku
η_1	$[-]$	Účinnost pro hnané dopravníky
θ	$[\text{°}]$	Dynamický sypný úhel
λ	$[\text{°}]$	Sklon válečků
μ	$[-]$	Součinitel smykového tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_0	$[-]$	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
μ_1	$[-]$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	$[-]$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	$[-]$	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ξ	$[-]$	Součinitel rozběhu
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Objemová hmotnost
σ	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$	Pevnost pásu v tahu
φ	$[\text{rad}]$	Úhel opásání poháněcího bubnu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Pásový dopravník [2]	11
Obr. 2 Vibrační dopravník [3]	12
Obr. 3 Pásová doprava při těžbě štěrkopísku [7]	15
Obr. 4 Přejezd přes dopravník [8]	16
Obr. 5 Odrazový drtič McCloskey I44 s recirkulační jednotkou [9]	16
Obr. 6 Pneumatické napínací zařízení [4]	18
Obr. 7 Válečkové stolice [1]	19
Obr. 8 Kotvení na navazující poháněcí stanici [10]	20
Obr. 9 Dopravníkový pás [11]	21
Obr. 10 Drcený dolomit [13]	22
Obr. 11 Průřez náplně pásu pro tříválečkovou stolicí [14]	27
Obr. 12 Pryžový dopravníkový pás EP 630/3 AA – Gumex spol. s r.o. [17]	29
Obr. 13 Hnací buben [21]	47
Obr. 14 Elektromotor od společnost VYBO Eletric [22]	48
Obr. 15 Válečky od společnosti Transroll – CZ, a.s. [23]	48
Obr. 16 Násypka firmy SE-MI Technology, a.s. [24]	49

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Maximální sklon dopravníku pro daný materiál [4].....	23
Tab. 2 Hodnoty pro doporučenou dopravní rychlost [4].....	24
Tab. 3 Hodnoty pro volbu pásu [4]	25
Tab. 4 Hmotnost rotujících částí válečků [Příloha I]	26
Tab. 5 Parametry vybraného dopravníkového pásu [16].....	29
Tab. 6 Hodnoty součinitele smykového tření mezi poháněcím bubnem a pásem [14].....	42

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha I. Katalog válečků – firma TRANSROLL – CZ, a.s.
Příloha II. Čistič pásu – firma RULMECA POLAND Sp. z o.o.
Příloha III. Pásový dopravník DPT 1200
Příloha IV. Výkresová dokumentace