



# 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 TRANSPORT

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Baričiak

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

BRNO 2023



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Petr Baričiak**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.**  
Akademický rok: 2022/23

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:

Pásové dopravníky jsou strojními zařízeními k přepravě kusových nebo sypkých produktů na potřebnou vzdálenost s využitím v různých odvětvích průmyslu. Dálková pásová doprava je speciální druh pásové dopravy, který je převážně využíván v povrchových nebo hlubinných dolech pro transport vytěženého materiálu na velké vzdálenosti.

Konstrukční návrh dálkové pásové dopravy o dopravovaném množství 3500 t/h. Délka dopravníku je 300 m s převýšením 22 m. Přepravovaný materiál je pískovec.

### Cíle bakalářské práce:

Stručný popis funkce dálkové pásové dopravy.  
Podrobná rešerše jednotlivých komponent zařízení.  
Pevnostní výpočet vybraných komponent.  
Výkresová dokumentace koncepčního návrhu.

### Seznam doporučené literatury:

SUBBA, Rao. The Belt Conveyor. New York: CRC Press, 2022. ISBN 9780367544416.  
FRIES, Jiří. Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2080-4.  
GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně v Čs. redakci VN MON, 1988, 277 s.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

V bakalářské práci je řešen výpočet a návrh pásového dopravníku o dopravovaném množství 3 500 t/hod s délkou 300 m a převýšením 22 m. Úvodní část je věnována podrobné rešerši jednotlivých komponent pásového dopravníku. Dále je v práci proveden funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048, pevnostní kontrola hřídele, ložisek hnacího bubnu a dopravního pásu. V poslední části je rozepsána volba dílů, která vycházela z pevnostních a výpočetních kapitol. Výstupem celé práce je zhotovení výkresové dokumentace obsahující výkres sestavy.

## KLÍČOVÁ SLOVA

dálková pásová doprava, pásový dopravník, dopravní pás, válečky, válečková stolice, hnací buben, hnaný buben, napínací zařízení, elektromotor, čistič pásu

## ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the calculation and design of a conveyor belt with a transported quantity of 3 500 t/h with a length of 300 m and an elevation of 22 m. The introductory part is devoted to detailed research of individual components of belt conveyor. In the following chapters, a functional calculation according to ISO 5048, strength check of the shaft, bearings of the driving pulley and conveyor belt is performed. The last part of the thesis describes the choice of parts, which was based on strength and calculation chapters. The result of the entire thesis is the drawing documentation containing the drawing of the assembly.

## KEYWORDS

long-distance belt transport, belt conveyor, conveyor belt, roller, idler frames, drive pulleys, driven pulleys, tensioning device, electric motor, belt cleaner

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BARIČIAK, Petr. *Dálková pásová doprava*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149127>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Lukáš Zeizinger.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Lukáše Zeizingera, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. května 2023

.....

Petr Baričiak

## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval především panu Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, které mi velice pomohly při psaní této práce. A samozřejmě patří velké díky mé rodině a přátelům, kteří mě podporovali po celou dobu studia.



# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Pásová doprava .....</b>	<b>12</b>
1.1 Rozdělení pásových dopravníků .....	12
<b>2 Konstrukční části pásového dopravníku .....</b>	<b>14</b>
2.1 Dopravní pás .....	14
2.1.1 Kostra pásu .....	14
2.1.2 Horní a spodní krycí vrstva pásu .....	15
2.2 Nosné válečky .....	15
2.3 Válečkové stolice .....	16
2.4 Bubny .....	17
2.5 Poháněcí stanice .....	17
2.6 Napínací zařízení .....	18
2.6.1 Tuhá napínací zařízení .....	19
2.6.2 Napínací zařízení se závažím .....	19
2.6.3 Napínací zařízení s regulací síly .....	19
2.7 Čističe pásu .....	20
<b>3 Dálková pásová doprava .....</b>	<b>21</b>
<b>4 Funkční výpočet .....</b>	<b>23</b>
4.1 Zadané hodnoty .....	23
4.1.1 Dopravovaný materiál .....	23
4.1.2 Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu .....	24
4.1.3 Rychlost pásu .....	25
4.2 Dopravní výkon a průřez náplně dopravníku .....	25
4.2.1 Teoretická plocha průřezu náplně pásu .....	25
4.2.2 Plocha průřezu náplně pásu .....	26
4.2.3 Součinitel sklonu .....	27
4.2.4 Maximální objemový dopravní výkon .....	28
4.2.5 Teoretický objemový dopravní výkon .....	28
4.2.6 Největší hmotnostní dopravní výkon .....	28
4.3 Hlavní odpory .....	29
4.3.1 Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku .....	29
4.3.2 Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku .....	30
4.3.3 Hmotnost jednoho metru dopravního pásu .....	30
4.3.4 Hmotnost nákladu na jeden metr délky pásu .....	31
4.4 Vedlejší odpory .....	31
4.4.1 Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a vykládání materiálu .....	31
4.4.2 Odpor tření v oblasti urychlování mezi hmotou a bočním vedením .....	32
4.4.3 Odpor ohybu dopravního pásu na bubnech .....	33
4.4.4 Odpor v ložiskách bubnu .....	33
4.5 Přídavné hlavní odpory .....	34
4.6 Přídavné vedlejší odpory .....	34
4.6.1 Odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením .....	34
4.6.2 Odpor čističů pásu .....	35

4.6.3	Odpor shrnovače pásu .....	35
4.7	Odpor k překonání dopravní výšky .....	35
4.8	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu .....	36
4.9	Požadovaný výkon motoru .....	36
4.9.1	Provozní výkon .....	36
<b>5</b>	<b>Síly v pásu .....</b>	<b>37</b>
5.1	Maximální obvodová hnací síla .....	37
5.2	Potřebná síla v pásu ve větvi sbíhající z bubnu .....	37
5.3	Nejmenší tahová síla pro nosnou větev .....	38
5.4	Nejmenší tahová síla pro vratnou větev .....	38
5.5	Síla v pásu ve větvi nabíhající na buben .....	39
5.6	Síla v pásu ve větvi sbíhající z bubnu .....	39
<b>6</b>	<b>Pevnostní výpočet .....</b>	<b>40</b>
6.1	Kontrola deformací hřídele hnacího bubnu .....	40
6.1.1	Výsledná síla působící na osu hnacího bubnu .....	40
6.1.2	Síla působící ve směru osy x .....	41
6.1.3	Síla působící ve směru osy y .....	41
6.1.4	Průhyb hřídele .....	42
6.1.5	Kontrola průhybu hřídele .....	42
6.2	Výpočet trvanlivosti ložiska hnacího bubnu .....	43
6.2.1	Minimální trvanlivost ložiska .....	43
6.2.2	Základní trvanlivost ložiska .....	43
6.2.3	Modifikovaná trvanlivost ložiska .....	45
6.2.4	Trvanlivost vypočítaná pomocí softwaru výrobce .....	45
6.2.5	Součinitel bezpečnosti statické únosnosti ložiska .....	46
6.3	Pevnostní kontrola pásu .....	46
<b>7</b>	<b>Konstrukční řešení .....</b>	<b>48</b>
7.1	Válečkové stolice .....	48
7.1.1	Horní válečková stolice .....	48
7.1.2	Dolní válečková stolice .....	48
7.2	Dopravní válečky .....	49
7.2.1	Válečky pro horní větev .....	49
7.2.2	Válečky pro dolní větev .....	50
7.3	Dopravní pás .....	51
7.4	Elektromotor .....	51
7.5	Hnací a hnaný buben .....	52
7.6	Čistič pásu .....	52
7.7	Napínací zařízení .....	52
7.8	Ložiskové domky .....	53
	<b>Závěr .....</b>	<b>54</b>
	<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>55</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>57</b>
	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>62</b>

## ÚVOD

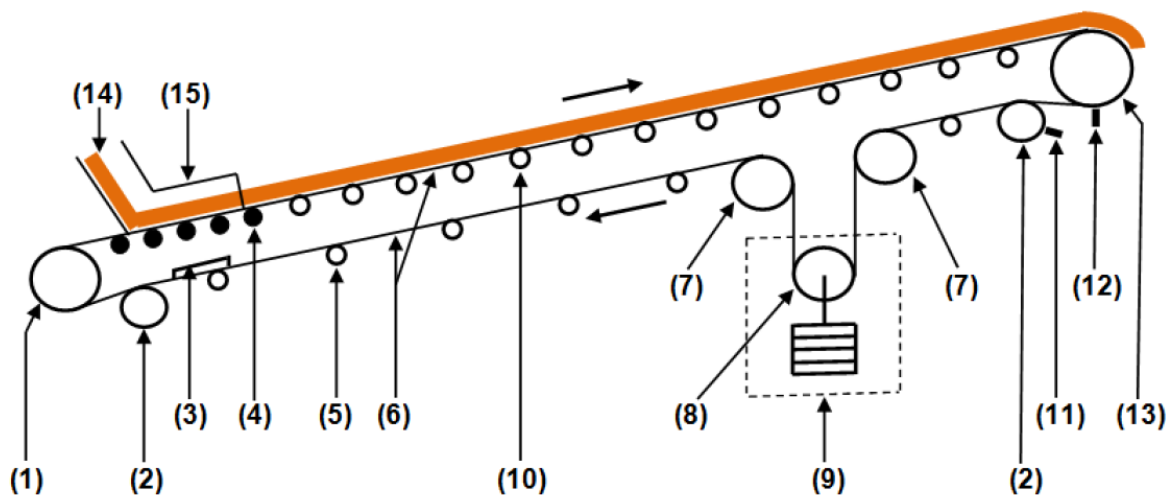
Pásová doprava se začala využívat od sedmdesátých let 19. století pro dopravu obilovin. Předcházela jí vlaková nebo automobilová doprava, která postupně začala být nedostačující, z pohledu dopravovaného množství, finanční nevýhodnosti a fyzické náročnosti pro člověka. Rozvoj pásové technologie dopravy měl zvýšit bezpečnost práce, urychlit a zefektivnit způsob dopravy, aby byla splněna poptávka po velkém množství těžené suroviny. Od té doby se kontinuální doprava o velkém objemovém množství na vzdálenosti od jednoho metru do desítek kilometrů začala více využívat. Využití dnes můžeme nalézt v mnoha odvětvích, jako je zpracování a těžba nerostných surovin, na recyklačních linkách, v potravinářském průmyslu na přepravu potravin a v mnoha dalších oblastech.

V dnešní době se klade vysoký požadavek na minimalizaci uhlíkové stopy při dopravě, což pásová doprava výborně splňuje. Mezi další výhody pásové dopravy patří vysoká efektivita, která umožňuje snadný přesun materiálu, možnost přestavby pro rozdílný typ dopravované hmoty způsobuje vysokou flexibilitu a snadnou údržbu. Z pohledu snižování vedlejších časů se jedná o nejvýhodnější způsob přepravy.

Práce je rozdělena do sedmi kapitol, které jsou chronologicky uspořádány. V první kapitole je definována pásová doprava jako taková. Následující kapitola je věnována popisu a vysvětlení jednotlivých součástí, které se na zařízení nachází. Kapitola třetí se zabývá dálkovou dopravou. Funkční výpočet dle normy je podrobně popsán v kapitole číslo čtyři, na kterou navazuje pátá kapitola s výpočtem sil v páse. V šesté kapitole je proveden pevnostní výpočet vybraných komponent a volba jednotlivých dílů je uvedena v poslední kapitole této práce.

# 1 PÁSOVÁ DOPRAVA

Pásová doprava je jednoduchým a zároveň jedním z nejběžnějších způsobů přepravy, kdy je potřeba dopravit materiál na jiné místo v krátké nebo dlouhé vzdálenosti, ve velkém objemovém množství a rovnoměrném chodu. Velkou výhodou těchto zařízení v porovnání s jinými mechanickými dopravníky je možnost plynulé dopravy, dlouhé životnosti, snadné přizpůsobivosti terénu, flexibility dráhy pojezdu a nízké údržby. Všechny tyto výhody jsou v dnešní době velmi požadovány, a proto jsou na jednotlivé komponenty pásových dopravníků kladeny daleko vyšší nároky. Hlavní součástí pásových dopravníků tvoří nekonečně dlouhý pás, který je ovinut kolem hnacího a hnaného bubnu. Dále se dopravníky skládají z násypky, poháněcí stanice, nosné a vratné části. Vratná část je sestavena z vratných válečků, napínacího zařízení a přítlačné kladky. Nosná část je složena z dopadových a nosných válců, viz *Obr. 1*. Dané komponenty budou později podrobně popsány v jednotlivých podkapitolách, kde bude vysvětleno jejich možné využití. Nejnovější dopravníky se v dnešní době skládají z dalších součástí, které slouží k zajištění větší bezpečnosti a ke kontrole dopravovaného materiálu. [1]



*Obr. 1 Schéma pásového dopravníku: (1) Vratný hnací bubnu (2) Vodící kladka (3) Vnitřní čistič řemene (4) Dopadové válce (5) Vratné válečky (6) Pás (7) Vodící kladka napínacího zařízení (8) Napínací kladka (9) Napínací zařízení (10) Nosné válce (11) Čistič bubnu (12) Čistič vnějšího řemene (13) Hnací bubnu (14) Dopravovaný materiál (15) Násypka [4]*

## 1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Při navrhování pásového dopravníku je zapotřebí splňovat zadané požadavky, ze kterých vyplývá volba správného typu dopravníku.

Rozdělení podle konstrukčního řešení: [2]

- a) přenosné a pojízdné
  - Využití této konstrukční varianty se provádí v omezeném pracovním prostoru s krátkodobým účelem. Nosná konstrukce bývá lehká a jednoduše přemístitelná na kolech. Délky těchto dopravníků bývají v jednotkách metrů.

## b) stabilní

- Stabilní dopravníky jsou charakterizovány ocelovou konstrukcí s podpěrami, které jsou zakotveny v betonové základně. Typy těchto konstrukcí bývají umístěny na jednom místě po dobu několika let. Funkční délky jsou v desítkách metrů.

## c) přestavitelné

- Přestavitelné dopravníky připomínají dálkové pásové dopravníky, které se například využívají při těžbě uhlí, rud, keramických surovin apod. z povrchových dolů. Dopravní vzdálenosti jsou stovky až tisíce metrů.

Rozdělení podle sklonu dopravníku: [3]

A) vodorovné ( $-3^\circ < \delta < 3^\circ$ ),

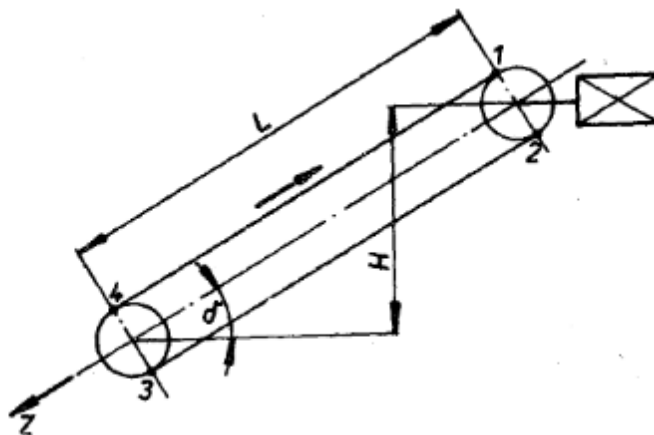
B) šikmé

- dovrchní ( $3^\circ < \delta < 15^\circ$ ),
- úpadní ( $\delta < -3^\circ$ ),
- strmé ( $\delta > 20^\circ$ ),

kde:

$\delta$  úhel sklonu dopravníku [°].

Schéma strmého dopravního zařízení s pohonem u výsypky je znázorněno na *Obr. 2*.



*Obr. 2 Šikmý dopravník s pohonem na horním konci [25]*

Úpadní dopravníky pracují jako jediné v generátorovém režimu, a jsou tak motoricky brzděny. Vyplývá tedy, že při jmenovitém dopravovaném množství je tíha dopravovaného materiálu větší než odpory proti pohybu dopravního pásu.

## 2 KONSTRUKČNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

V této kapitole budou postupně popsány jednotlivé části pásového dopravníku, které jsou nesený nosnou konstrukcí. Každá součást na pásového dopravníku se navrhuje dle patřičných norem, ze kterých jsem také vycházel při svém výpočtu a volbě jednotlivých komponent.

### 2.1 DOPRAVNÍ PÁS

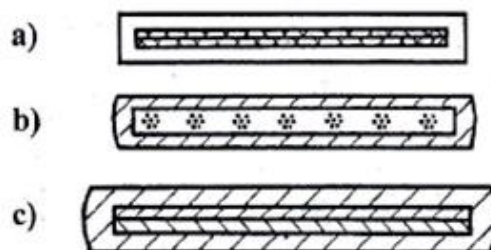
Dopravní pás funguje jako tažná součást, která plní funkci nesení materiálu a břemen na přepravní vzdálenosti. Jedná se o nejdůležitější a nejnákladnější součást, u které dochází k velkému opotřebení během činnosti. Na pásy jsou proto kladeny velké mechanické nároky, mezi které patří: oteřuvzdornost, vysoká pevnost, příčná tuhost, nízká hmotnost na jednotku délky apod. Dopravníkové pásy se primárně skládají z horní krycí vrstvy, kostry a spodní vrstvy. Jednotlivé části budou popsány v následujících podkapitolách. [3] [4]

#### 2.1.1 KOSTRA PÁSU

Jedná se o nejdůležitější a nejsložitější vrstvu pásu. Skládá se buďto z textilních vložek, ocelových kordů nebo polyamidů, viz *Obr. 3*. Vložky jsou vzájemně spojeny měkkou pryží. Zajišťují požadovanou pevnost pásu v tahu, tažnost a z velké části absorbují nárazy dopadajícího materiálu.

Kostra pásu z textilní vrstvy se skládá obecně ze dvou nebo více tenkých ploch, které jsou spojeny speciální adhezivní pryžovou směsí. Směs mezi vrstvami zlepšuje schopnost pásu odolávat nárazům od dopadajícího materiálu. Vzory textilní vrstvy bývají většinou odlišné, aby se pryžová směs dokonale rozprostřela do mezer.

Pásy s ocelovými kordy jsou vyrobeny z jednovrstvých ocelových lan, která jsou zapuštěna do spojovací pryže. Ocelové kordy se vyrábí z vysokouhlíkové oceli, která je následně povrchově upravena ke zlepšení přilnavosti s pryží. Jednotlivé kordy se nejčastěji skládají ze sedmi pramenů, které jsou spleteny ze sedmi ocelových drátů. Rozdílná napětí v kordech mohou pás zakřivit, což vede k poruše zařízení. Využívají se v pásech tam, kde použití textilních vláken není vhodné z důvodů konstrukčního řešení nebo provozních podmínek, kterými jsou například vysoké tažné zatížení. Vysoká příčná tuhost a nepatrné protažení, které kordové pásy mají, jsou důležitými vlastnostmi zejména u napínacích zařízení u dálkových dopravníků. Vyznačují se také vyšší životností v porovnání s pásy s textilními vrstvami. [1] [5]



*Obr. 3* Řezy pásu: a) pás s textilní vložkou, b) s ocelovými kordy, c) s polyamidovými vložkami [3]

### 2.1.2 HORNÍ A SPODNÍ KRYCÍ VRSTVA PÁSU

Horní vrstva má za úkol chránit kostru před abrazivními účinky přepravovaného materiálu. Obecně platí, že 80 % opotřebení povrchu dopravníkového pásu se vyskytuje na horní vrstvě a zbylých 20 % opotřebení nastává na vrstvě spodní. Opotřebení horní vrstvy vzniká zejména v místě násypky, kde je pás vystaven nárazům sypkého materiálu a je účinně urychlován povrchem pásu. U spodní vrstvy dochází k opotřebení vlivem třecího kontaktu s povrchem bubny a napínacích kladek. [1]

Druhy materiálu, ze kterých bývá dopravní pás vyroben, jsou znázorněny na *Obr. 4* a uvedeny níže:

- gumové,
- polyvinylchloridové,
- ocelové,
- ocelovo-gumové,
- z drátěného pletiva.



*Obr. 4 Materiály pásů: gumové, ocelové a z drátěného pletiva [21] [19] [20]*

Celková tloušťka pásu vyplývá z tloušťky jednotlivých vrstev. S rostoucí požadovanou životností roste také tloušťka pásu, která musí vydržet postupné opotřebení. Šířky a parametry pásů jsou normalizovány, viz *Tab. 1*. [1]

*Tab. 1 Normalizované šířky pásů [6]*

Normalizované šířky pásů B [mm]											
400	500	650	800	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400

## 2.2 NOSNÉ VÁLEČKY

Válečky vedou a podpírají horní i dolní větev dopravního pásu. Jejich uložení je v nosných válečkových stolicích, které budou popsány v následující kapitole. Vzhledem k velkému počtu válečků na pásových dopravnících má návrh a volba válečků značný vliv na vlastnosti dopravníku. Z provozního hlediska jsou proto kladeny vysoké požadavky na spolehlivost, jednoduchost, životnost, dokonalou těsnost s co nejnižšími odpory proti otáčení.

Pláště válečků bývají uloženy na valivých ložiskách, která umožňují rotační pohyb. Konstrukční varianty jsou graficky znázorněny na *Obr. 5*.

Dle konstrukce se rozlišují dva typy válečků:

- válečky s pevnou osou,
- válečky s čepy ve víku.

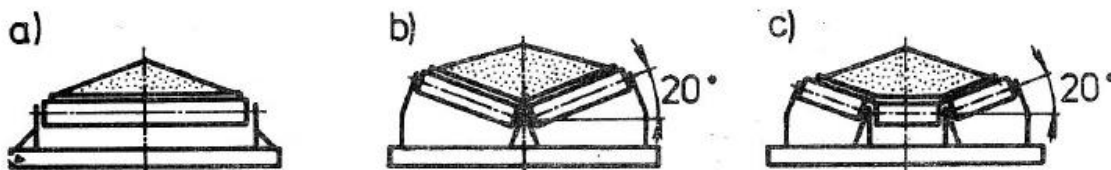
Válečky s volnou osou mají větší odpor než válečky s osou pevnou. Využívají se u pásových dopravníků s větší šířkou pásu z důvodu nižší ceny a hmotnosti. [6] [2] [3]



*Obr. 5 Typy válečků: pogumované, diskové, dopadové a hladké [26]*

## 2.3 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečkové stolice se skládají z jednotlivých válečků a jejich hlavním úkolem je podpírat horní a dolní část dopravního pásu. Podle uspořádání válečků mohou být stolice rovné, složené z jednoho válečku, které se používají převážně pro spodní vratnou větev nebo korýtkové, které se skládají ze dvou, tří a více válečků, viz *Obr. 6*. U korýtkových stolic je centrální váleček uspořádán vodorovně a zbylé vnější válečky jsou připevněny v požadovaném úhlu tak, aby vytvořily potřebný korýtkový průřez. Úhel, pod kterým jsou vnější válečky skloněny, je 15°, 20°, 30° a více. [6] [3]



*Obr. 6 Druhy válečkových stolic: a) vodorovná, b) dvouválečková, c) tříválečková [6]*

V provozu se kromě základních korýtkových uspořádání využívá tzv. Girlandova stolice, která se skládá z ocelového lana připevněného otočnými hlavicemi k rámu dopravníku, viz *Obr. 7*. Na laně jsou tak pevně usazeny válečky, které se otáčejí společně s lanem. Výhody Girlandových stolic jsou nižší hmotnosti, snížení opotřebení pásu, jednodušší montáž a údržba. Větší počet válečků dovolí vystředění dopravovaného materiálu během provozu. Značnou nevýhodou je pak větší odpor válečků proti otáčení. [7]





Obr. 7 Girlandova stolice [7]

## 2.4 BUBNY

Dopravníkové bubny plní funkci hlavního prostředku k pohonu pásu. Pomocí bubnů dochází ke změně směru pásu ve vertikální rovině a také k napínání a podpěře pásu. S postupem času pokročila konstrukce bubnů, které se dříve vyráběly z opracovaného dřeva a poté z litiny. V dnešní době se využívá ocel.

V praxi se využívají primárně dva základní typy bubnů, tj. hnací a hnaný. Umístění hnacího bubnu bývá na výsypné straně dopravníku a jeho úkolem je přenést vysoké obvodové síly na pás a uvést tak řemen do pohybu. Pro splnění tohoto úkoly se pláště bubnů potahují různým obložením, mezi které patří například: dřevo, pryž, keramické destičky apod. Ve vlhkých provozních podmínkách, kdy dochází ke snížení součinitele tření, se do povrchu gumy vytváří drážky v šípovitém nebo kosočtvercovém tvaru, které zabrání případnému prokluzu. U dálkové dopravy se využívá možnosti uspořádání dvoububnového nebo tříbubnového pohonu, což vede k zvýšení úhlu opásání, a to až  $700^\circ$ . [1] [3]

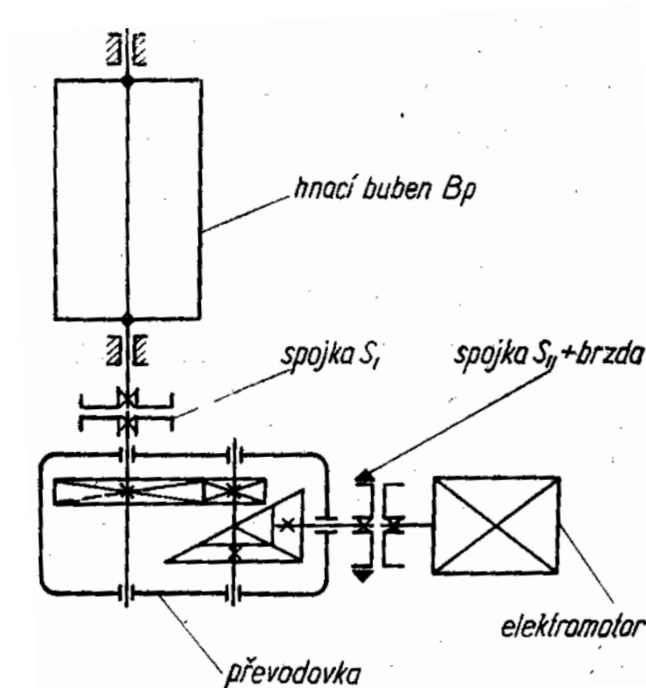
## 2.5 POHÁNĚCÍ STANICE

U pásových dopravníků dochází k přenosu točivého momentu z motoru na buben díky poháněcím stanicím, které jsou složeny ze základních strojních součástí, kterými jsou: spojky, převodové skříně, hnací buben, motor, volnoběžka, brzda, bezpečnostní kryty a rám, na kterém je připevněn celý systém. Strojní součásti poháněcí stanice jsou naznačeny v *Obr. 8*.

Nejčastěji používaným typem motorů jsou třífázové elektromotory s kotvou nakrátko, které se používají u menších a středních dopravníků. V případě malých dopravovaných vzdáleností se využívá uložení motoru a převodovky uvnitř bubnu a tím vzniká tzv. elektrobuben. Mezi jednotlivými částmi hnacího mechanismu se používají spojky pružné (u jednobubnových pohonů) nebo hydraulické rozběhové, které vyrovnávají prokluz obvodové rychlosti hnacích bubnů (u dvoububnových pohonů). Automatická brzda na poháněcí stanici zamezuje zpětnému pohybu naloženého dopravníku ve chvíli, kdy dojde k vypnutí motoru. Rozběh motoru se provádí v nezátíženém stavu dopravníku. [6] [2]

Podle druhu používaného motoru se pohony dělí:

- s převodovkou a elektromotorem,
- s elektrobubnem,
- se spalovacím motorem,
- se vzduchovým motorem.



Obr. 8 Schéma pohonu bubnu [2]

## 2.6 NAPÍNAČÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací stanice slouží k nastavení napětí v pásu, které je potřebné pro správný přenos sil z hnacího bubnu na dopravní pás. Umístění stanice bývá v místě výsledné nejmenší tahové síly v pásu, a proto je potřebná minimální hmotnost napínacího závaží. K regulaci napínací síly dochází primárně při rozběhu dopravníku, ta se s ustáleným chodem snižuje. Optimální nastavení síly v pásu předchází vzniku nežádoucích poškození pásu a zvyšuje provozuschopnost zařízení. Z velikosti napínací síly pak vychází volba a provedení napínací stanice. [8]

Rozdělení dle způsobu a druhu vyvození napínací síly v pásu se stanice dělí na:

- tuhá,
- s konstantní napínací silou vyvozenou závažím,
- s proměnlivou napínací silou vyvozenou ručně nebo automaticky.

### 2.6.1 TUHÁ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

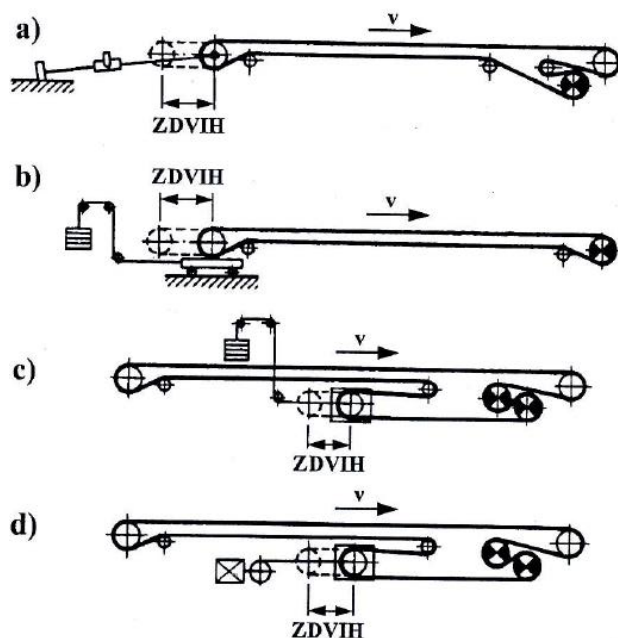
U tuhých napínacích stanic se velikost potřebné síly upravuje pomocí šroubu, ručním kladkostrojem nebo navijákem, viz *Obr. 9*. Velikost síly se určuje odhadem, avšak její velikost musí být dostatečná k rozběhu dopravníku. Používají se u krátké pásové dopravy do 50 m a na dopravnících s ocelovými kordy. [3]

### 2.6.2 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ SE ZÁVAŽÍM

Použitím tohoto typu vzniká konstantní napínací síla vyvolaná závažím. Změna napínací síly vyžaduje ruční seřízení, a proto se volí závaží pro všechny provozní režimy s rizikem nižší životnosti pásu. Velikost této síly se pohybuje v omezeném rozsahu, který je dán dovoleným prostorem pro závaží. Používá se u středně dlouhých dopravníků. [3]

### 2.6.3 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ S REGULACÍ SÍLY

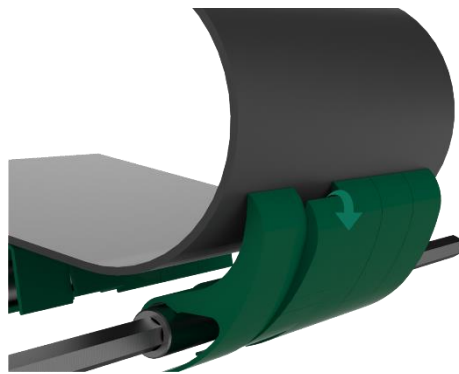
K regulaci napínací síly se využívá pneumatický, elektrický nebo elektrohydraulický systém. Výhodou tohoto provedení je možnost okamžité automatické regulace podle podmínek provozu tak, aby v pásu byla pouze minimálně nutná síla. Využívají se u nejdelších pásových dopravníků. [3]



*Obr. 9* Základní schéma napínací stanice a) tuhá, b) c) se závažím, d) s regulací síly [3]

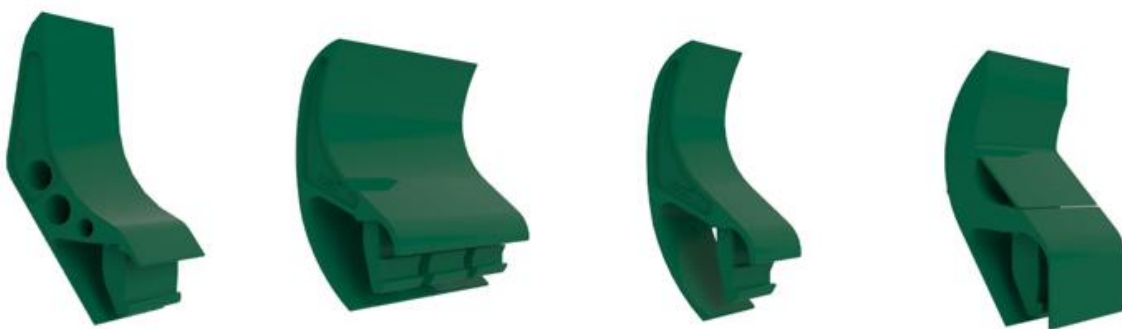
## 2.7 ČISTIČE PÁSU

Lepkavý nebo vlhký materiál dopravovaný na pásu má negativní vlastnost přilepit se a odlepit až v místech vratné větve. Válečky v této větvi přichází do přímého kontaktu se špinavou stranou pásu a můžou se tak zaseknout nebo vytvořit nežádoucí vrstvu. Tato vrstva následně přivádí zvětšení odporové síly a větší riziko poškození pásu. Z tohoto důvodu se montují čističe pásu v místech výsypky, kde dojde k setření přilepeného materiálu, jak lze vidět na *Obr. 10*. Provedení čističů pásu je velké množství, ale všechny mají stejný úkol.



*Obr. 10 Čistič pásu [17]*

Mezi základní parametry, ze kterých se vybírá typ a tvar čističe, jsou velikosti dopravníku, druh dopravovaného materiálu a provozní podmínky. Čistič jakožto celek se skládá z jednotlivých dílů, které lze jednoduše a rychle vyměnit, viz *Obr. 11*. Díly jsou vyrobeny z měkkého plastu nebo gumy ve tvaru drápu. Ten je závažím přitlačován na pás. Výhodou tohoto provedení je možnost rychlé výměny jednotlivých segmentů čističe. Druhou a velmi často používanou variantou čističů jsou rotační čističe, které jsou na obvodu osazeny kartáči nebo upraveny do šroubovice s velkým stoupáním.



*Obr. 11 Výměnné díly čističe [17]*

### 3 DÁLKOVÁ PÁSOVÁ DOPRAVA

Využití tohoto způsobu dopravy je v dnešní době široce rozšířené. I když může mít velmi negativní vliv na životní prostředí v případě špatného návrhu nebo použití. Dálkové pásové dopravníky představují logistické dopravní zařízení, které využívá stejného principu dopravy jako běžné pásové dopravníky, ale dopravovaná vzdálenost je mnohonásobně větší. Vhodné jsou pro dopravu měkkých sypkých hmot nebo kusových materiálů ve vodorovném a šikmém směru. Dálková doprava nabízí efektivní a spolehlivý způsob přepravy konstantního proudu materiálu, který by jinak musel být převezen z jednoho místa na druhé nákladním automobilem. Využití nachází hlavně při těžbě nerostných surovin v lomech (*Obr. 12*) nebo uhelných dolech, ale také při dopravě osob na velké vzdálenosti. Doly jsou obvykle umístěny v odlehlých oblastech, a to až desítky kilometrů vzdálených. Materiál se tak může dopravovat po nerovném terénu i v těžko přístupných oblastech. [3]



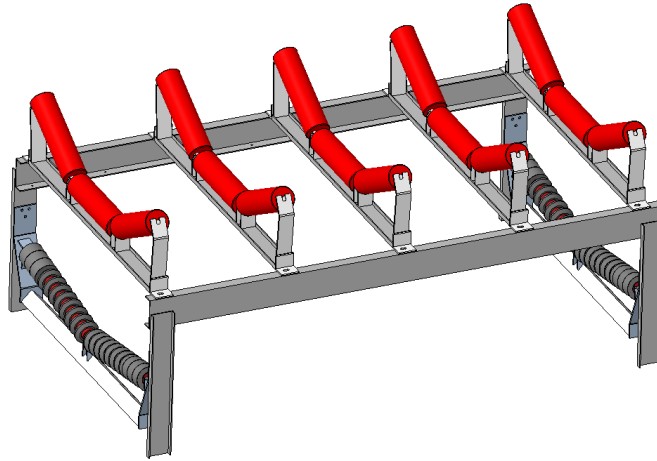
*Obr. 12 Dálkový pásový dopravník [15]*

V porovnání s technologickou dopravou se dálkové pásové dopravníky vyznačují daleko většími provozními podmínkami. Základní charakteristika dálkových dopravníků dle normy ČSN 26 0001:

- a) velký dopravní výkon (nad  $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ ),
- b) velká délková vzdálenost (od 200 m),
- c) větší šířka dopravníku (od 1200 mm),
- d) větší dopravní rychlost (od 3,15 m/s),
- e) umístění na volném terénu.

Při nesplnění některého z uvedených parametrů, např. rychlosti nebo délky, se posuzuje zařazení podle podmínek provozu. [9]

Střední části u dálkových dopravníků se skládají z tzv. středních dílů, viz *Obr. 13*, které lze přimontovat a nastavovat tak žádanou délku. Ta se během těžby může změnit z důvodů popojetí rypadel o vytěženou vzdálenost.



*Obr. 13 Střední díl pásových dopravníků*

Výhodou dálkové dopravy je snížení manuální práce, zefektivnění přepravy a zvýšení bezpečnosti. Bezpečnost v dálkové dopravě je velmi důležitá, a proto se používá nejrůznějších moderních technologií, mezi které například patří GPS, senzory, kamerové systémy nebo řídicí systémy, které pomáhají s řízením a sledováním dopravy.

## 4 FUNKČNÍ VÝPOČET

V této kapitole bude proveden výpočet dle dostupné normy ČSN ISO 5048, která popisuje výpočet výkonu a tahových sil pásových dopravníků s nosnými válečky. Vstupní hodnoty byly získány ze zadání práce. [10]

### 4.1 ZADANÉ HODNOTY

Dopravované množství:

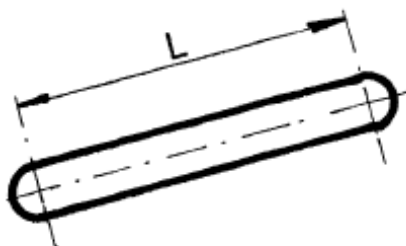
$$Q = 3\,500 \text{ t/h} \quad (4.1)$$

Délka dopravníku:

$$L_{zad} = 300 \text{ m} \quad (4.2)$$

Z konstrukčního hlediska je potřeba tuto hodnotu zvýšit. Zadaná délka je přímou vzdáleností mezi násypkou a výsypkou. Vzdálenost os bubnů je znázorněna na *Obr. 14*. Tato hodnota se rovná:

$$L = 310 \text{ m} \quad (4.3)$$



*Obr. 14* Schéma vzdálenosti os bubnů [9]

Dopravní výška:

$$H = 22 \text{ m} \quad (4.4)$$

#### 4.1.1 DOPRAVOVANÝ MATERIÁL

Dle zadání je dopravovaný materiál pískovec, který se českou normou ČSN 26 0070 dělí na sedm podskupin. Vybrán byl pískovec, lámavý s označením D<sub>2</sub>-37. Uvažujeme však, že vytěžené kusy materiálu jsou před vsypání do násypky drceny na menší kusy, a proto volím označení dle normy D<sub>1</sub>-37. Význam značení je popsán v *Tab. 2*.

Sypnost dopravovaných hmot podle ISO 3435 je označena arabskými číslicemi 1 až 6. Vybraný druh materiálu spadá do skupiny 3, pro kterou je stanoven sypný úhel od 0° až 30°. [11]

Tab. 2 Význam značení dopravovaného množství [11]

Třídící ukazatele	Označení	Charakteristika	Hodnota
Rozměr dle normy	D2	hrubě zrnité	nad 75 mm
Rozměr po zpracování	D1	středně zrnité	od 14 do 75 mm
Sypnost	3	normálně sypké	max. 30°
Abrazivost	7	nadměrně abrazivní	součinitel abrazivnosti od 68 do 416

#### Sypná hmotnost dopravované hmoty:

$$\rho = 1\,400 \text{ kg/m}^3 \quad (4.5)$$

Sypná hmotnost je zvolena dle normy ČSN 26 0070. [11]

#### Sypný úhel:

$$\alpha = 30^\circ \quad (4.6)$$

Sypný úhel je zvolen dle normy ČSN 26 0070. [11]

#### Dynamický sypný úhel:

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (4.7)$$

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

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

Výpočet byl proveden dle normy ČSN 26 0070. [11]

#### 4.1.2 ÚHEL SKLONU DOPRAVNÍKU VE SMĚRU POHYBU

Podmínka, která stanovuje použití hladkého pásu na dopravní zařízení, je dle normy ČSN ISO 5048 stanovena na 18°. Pokud úhel sklonu přesáhne tuto hodnotu, bude nutné použít vzorovaný pás. [10]



$$\sin \delta = \left(\frac{H}{L}\right) \quad (4.8)$$

$$\delta = \arcsin\left(\frac{22}{310}\right)$$

$$\delta = 4,07^\circ$$

Podmínka použití hladkého pásu bez žebrování je splněna. Výsledná hodnota je  $\delta = 4,07^\circ$ .

#### 4.1.3 RYCHLOST PÁSU

Pro přepravované množství je minimální rychlost pásu 2,5 m/s. Z této rychlosti také vychází použití pásu s polyamidovými nebo ocelokordovými vložkami. Zvolená varianta je popsána v kapitole 7.3. [6]

$$v = 2,5 \text{ m/s} \quad (4.9)$$

Hodnota rychlosti byla zvolena dle doporučení [6].

## 4.2 DOPRAVNÍ VÝKON A PRŮŘEZ NÁPLNĚ DOPRAVNÍKU

V kapitole je proveden výpočet plochy náplně pásu a dopravního výkonu, který byl proveden dle normy ČSN ISO 5048 str. 10.

### 4.2.1 TEORETICKÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

Hodnota teoretické plochy průřezu náplně pásu ukazuje minimální plochu průřezu, který musí mít válečková stolice pro přepravu zadaného objemového množství.

$$S_t = \frac{Q}{\rho \cdot v} \quad (4.10)$$

$$S_t = \frac{35 \cdot 10^5}{1\,400 \cdot 2,5 \cdot 3\,600}$$

$$S_t = 0,2778 \text{ m}^2$$

Na základě vypočtené hodnoty byla zvolena tříválečková stolice, viz kapitola 7.1, se šířkou pásu 1 600 mm. Volba byla provedena dle doporučení v použité literatuře [6].

### Úhel sklonu bočních válečků u korytkových válečkových stolic:

$$\lambda = 30^\circ \quad (4.11)$$

Šířka dopravního pásu:

$$B = 1\,600\text{ mm} \quad (4.12)$$

#### 4.2.2 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

Celková plocha průřezu náplně pásu je výsledkem součtu horní a dolní části náplně pásu. Plocha závisí na tvaru korýtky, dále pak na dynamickém sypném úhlu přepravovaného materiálu a využitelné šířce pásu. [10]

$$S = S_1 + S_2 \quad (4.13)$$

$$S = 0,1138 + 0,1861$$

$$S = 0,2999\text{ m}^2$$

kde:

$$\begin{array}{ll} S_1 & \text{průřez horní náplně pásu dle rovnice (4.15)} & [\text{m}^2], \\ S_2 & \text{průřez dolní části pásu dle rovnice (4.18)} & [\text{m}^2]. \end{array}$$

$$S_t \leq S \quad (4.14)$$

$$0,2778 \leq 0,2999$$

Podmínka je splněna. Tudíž bude přepraveno požadované množství materiálu.

#### Plocha průřezu horní náplně pásu

$$S_1 = (l_3 + (b - l_3) \cdot \cos(\lambda))^2 \cdot \frac{\tan \theta}{6} \quad (4.15)$$

$$S_1 = (0,6 + (1,39 - 0,6) \cdot \cos 30)^2 \cdot \frac{\tan 22,5}{6}$$

$$S_1 = 0,1138\text{ m}^2$$

kde:

$$\begin{array}{ll} b & \text{využitelná ložná šířka pásu dle rovnice (4.16)} & [\text{m}], \\ l_3 & \text{délka středního válečku dle rovnice (4.17)} & [\text{m}]. \end{array}$$

**Využitelná ložná šířka pásu:**

$$b = (0,9 \cdot B) - 0,05 \quad (4.16)$$

$$b = (0,9 \cdot 1,6) - 0,05$$

$$b = 1,39 \text{ m}$$

**Délka středního válečku (tříválečkové stolice)**

V konstrukčním provedení s využitím jednoválečkové nebo dvouválečkové stolice by délka středního válečku byla rovna nule. [10]

$$l_3 = 0,6 \text{ m} \quad (4.17)$$

Délka byla volena na základě šířky pásu dle ČSN ISO 1537, viz [12] Tab.2.

**Plocha průřezu dolní části náplně pásu:**

$$S_2 = \left( l_3 + \left( \frac{b - l_3}{2} \right) \cdot \cos \lambda \right) \cdot \left( \frac{b - l_3}{2} \cdot \sin \lambda \right) \quad (4.18)$$

$$S_2 = \left( 0,6 + \left( \frac{1,39 - 0,6}{2} \right) \cdot \cos 30 \right) \cdot \left( \frac{1,39 - 0,6}{2} \cdot \sin 30 \right)$$

$$S_2 = 0,1861 \text{ m}^2$$

#### 4.2.3 SOUČINITEL SKLONU

Součinitel sklonu vychází ze zmenšení horní části plochy průřezu. Vyjádření výpočtového vztahu dle [10] str. 11.

$$k = 1 - \frac{S_1}{S_2} \cdot (1 - k_1) \quad (4.19)$$

$$k = 1 - \frac{0,1138}{0,1861} \cdot (1 - 0,9827)$$

$$k = 0,9934$$

kde:

$k_1$  součinitel korekce vrchlíku náplně pásu dle rovnice (4.20) [-].

Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos(\delta)^2 - \cos(\theta)^2}{1 - \cos(\theta)^2}} \quad (4.20)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos(4,07)^2 - \cos(22,5)^2}{1 - \cos(22,5)^2}}$$

$$k_1 = 0,9827$$

#### 4.2.4 MAXIMÁLNÍ OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

Hodnota maximálního objemového výkonu je výsledkem součinu plochy průřezu náplně pásu, dopravní rychlosti a součinitele sklonu. Tento vztah je stanoven v [10] str. 10.

$$I_{Vmax} = S \cdot v \cdot k \quad (4.21)$$

$$I_{Vmax} = 0,2999 \cdot 2,5 \cdot 0,9934$$

$$I_{Vmax} = 0,745 \text{ m}^3/\text{s}$$

#### 4.2.5 TEORETICKÝ OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

Výpočtem teoretického objemového výkonu lze zjistit minimální objemový výkon, který by byl potřebný pro přepravu množství materiálu, které splní zadání.

$$I_V = S_t \cdot v \cdot k \quad (4.22)$$

$$I_V = 0,2778 \cdot 2,5 \cdot 0,9934$$

$$I_V = 0,69 \text{ m}^3/\text{s}$$

#### 4.2.6 NEJVĚTŠÍ HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

Správnost zvolené šířky pásu a tvaru válečkové stolice bude ověřena následujícím výpočtem. Tato hodnota by měla být větší nebo rovna dopravovanému objemovému množství.

$$I_m = I_{Vmax} \cdot \rho \cdot 3\,600 \quad (4.23)$$

$$I_m = 0,745 \cdot 1\,400 \cdot 3\,600$$

$$I_m = 3\,753\,988,9 \text{ kg/h}$$

$$I_m \geq Q \quad (4.24)$$

$$3\,753\,988,9 \geq 3\,500\,000$$

Po vyčíslení je patrné, že podmínka dopravovaného množství je splněna pro zvolený průřez náplně pásu a dopravní rychlost.

### 4.3 HLAVNÍ ODPORY

V této kapitole bude proveden výpočet hlavních odporů, které na zařízení vznikají rotací válečků v horní a dolní větvi, třením v ložiskách, zamačkáváním válečků do dopravního pásu a opakovaným ohybem dopravního pásu. Tyto odpory působí po celé délce dopravníku a není možné je zanedbat. [10]

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot (q_{RO} + q_{RU} + [2 \cdot q_B + q_G] \cdot \cos \delta) \quad (4.25)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 310 \cdot 9,81 \cdot (44,58 + 7,77 + [2 \cdot 46,4 + 386,34] \cdot \cos 4,07)$$

$$F_H = 32\,253\,N$$

kde:

$f$	globální součinitel tření dle normy [10] str. 7	[-],
$g$	tíhové zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ],
$q_{RO}$	hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku dle rovnice (4.26)	[kg/m],
$q_{RU}$	hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku dle rovnice (4.27)	[kg/m],
$q_B$	hmotnost 1 m dopravního pásu dle rovnice (4.28)	[kg/m],
$q_G$	hmotnost nákladu na 1 m délky pásu dle rovnice (4.29)	[kg/m].

#### 4.3.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

Pro zjednodušení se hmotnost rotujících částí počítá na 1 m délky pásu. Z důvodů možného prohýbání pásu mezi jednotlivými stolicemi byla vybrána rozteč 0,8 m. V dopadové části se vzdálenost zmenšila na 0,5 m. Závislost mezi vzdáleností a počtem válečků výrazně ovlivní výslednou hodnotu počítané hmotnosti v této kapitole. [6]

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot m_{RO} \cdot n_o + 3 \cdot m_{R1} \cdot n_i}{L} \quad (4.26)$$

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot 11,9 \cdot 383 + 3 \cdot 12,2 \cdot 4}{310}$$

$$q_{RO} = 44,58 \text{ kg/m}$$

kde:

$m_{RO}$	hmotnost rotujících částí hladkého válečku v horní větvi dopravníku dle zvolené komponenty, viz kapitola 7.2.1	[kg],
$n_o$	počet válečků v horní větvi dle konstrukčního provedení	[-],
$m_{R1}$	hmotnost rotujících částí dopadového válečku v horní větvi dopravníku dle zvolené komponenty, viz kapitola 7.2.1	[kg],
$n_i$	počet dopadových válečků v horní větvi dle konstrukčního provedení	[-].

#### 4.3.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M DOLNÍ VĚTVĚ DOPRAVNÍKU

Vzdálenost mezi stolicemi v nezátížené větvi je dána normou [10], v rozmezí od 3 m do 5 m, viz kapitola 7.1. Výsledná hmotnost je ovlivněna konstrukčními parametry a počtem dolních stolic.

$$q_{RU} = \frac{2 \cdot m_{RU} \cdot n_u}{L} \quad (4.27)$$

$$q_{RU} = \frac{2 \cdot 11,7 \cdot 103}{310}$$

$$q_{RU} = 7,77 \text{ kg/m}$$

kde:

$m_{RU}$	hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku je dle zvolené komponenty, viz kapitola 7.2.2	[kg],
$n_u$	počet válečků v dolní větvi dle konstrukčního provedení	[-].

#### 4.3.3 HMOTNOST JEDNOHO METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

Hmotnost  $m_p$  je dána výrobcem a je uvedena v  $m^2$ . Hmotnost dopravního pásu je vyjádřena na délku 1 m a lze vyjádřit vztahem:

$$q_B = B \cdot m_p \quad (4.28)$$

$$q_B = 1,6 \cdot 29$$

$$q_B = 46,4 \text{ kg/m}$$

kde:

$m_p$	hmotnost na $m^2$ pásu je dle zvoleného pásu, viz kapitola 7.3 a Příloha III.	[kg].
-------	---	-------

#### 4.3.4 HMOTNOST NÁKLADU NA JEDEN METR DÉLKY PÁSU

Hmotnost počítaná v této kapitole je závislá na teoretickém dopravním výkonu, sypané hmotnosti a rychlosti pásu. Výpočet lze vyjádřit vztahem:

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (4.29)$$

$$q_G = \frac{0,69 \cdot 1\,400}{2,5}$$

$$q_G = 386,3 \text{ kg/m}$$

#### 4.4 VEDLEJŠÍ ODPORY

Vedlejší odpory se vyskytují u všech pásových dopravníků a působí pouze na definovaných místech tratě. Pro zjednodušení výpočtu lze vedlejší a přídatné odpory zanedbat a uvažovat pouze setrvačné síly v místě nakládání, tření dopravované hmoty o boční stěny násypky, odpory čističů pásu a vychýlení bočních válečků v horní válečkové stolici. Při výpočtech ke zjednodušení nedošlo a byly zahrnuty všechny odpory.

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (4.30)$$

$$F_N = 2\,414,6 + 919,6 + 258,1 + 75$$

$$F_N = 3\,667,3 \text{ N}$$

kde:

$F_{bA}$	odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a vykládání materiálu dle rovnice (4.31)	[N],
$F_f$	odpor tření v oblasti urychlování mezi hmotou a bočním vedením dle rovnice (4.32)	[N],
$F_l$	odpor z ohybu dopravního pásu na bubnech dle rovnice (4.35)	[N],
$F_t$	odpor v ložiskách bubnu dle rovnice (4.36)	[N].

##### 4.4.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V OBLASTI NAKLÁDÁNÍ A VYKLÁDÁNÍ MATERIÁLU

Výpočet odporu provedený v této kapitole spadá mezi vedlejší odpory. Odpor se vyskytuje v místě nakládání a vykládání materiálu a lze jej spočítat pomocí vztahu, který je uveden v normě [10] str. 12:

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (4.31)$$

$$F_{bA} = 0,69 \cdot 1\,400 \cdot (2,5 - 0)$$

$$F_{bA} = 2\,414,6 \text{ N}$$

kde:

$v_0$  složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu (voleno) [m/s]

#### 4.4.2 ODPOR TŘENÍ V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ MEZI HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

V následující kapitole bude proveden výpočet odporu, který vzniká vlivem tření v oblasti urychlování mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením. Vztah je převzat z normy [10] str. 13 tab. 3 a vyjádřen vztahem:

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (4.32)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,69^2 \cdot 1\,400 \cdot 9,81 \cdot 0,531}{\left(\frac{2,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot 1,204^2}$$

$$F_f = 919,6 \text{ N}$$

kde:

$\mu_2$  součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi, voleno dle normy [10] [-],  
 $l_b$  urychlovací délka dle rovnice (4.33) [m],  
 $b_1$  světlá šířka bočního vedení dle rovnice (4.34) [m].

#### Urychlovací délka

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (4.33)$$

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

$$l_b = 0,531 \text{ m}$$

kde:

$\mu_1$  součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, voleno dle normy [10] [-].

#### Světlá šířka bočního vedení

$$b_1 = b \cdot \cos(\lambda) \quad (4.34)$$

$$b_1 = 1,39 \cdot \cos(30^\circ)$$



$$b_1 = 1,204 \text{ m}$$

#### 4.4.3 ODPOR OHYBU DOPRAVNÍHO PÁSU NA BUBNECH

Výpočet odporu ohybu pásu na bubnech byl proveden pro pás vyztužený ocelovým kordem, viz kapitola 7.3. U výpočtu byla zanedbána rozdílná hodnota průměru bubnů. Výpočet lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$F_l = 12 \cdot B \cdot \left( 200 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \quad (4.35)$$

$$F_l = 12 \cdot 1,6 \cdot \left( 200 + 0,01 \cdot \frac{60\,000}{1,6} \right) \cdot \frac{0,0187}{0,8}$$

$$F_l = 258,1 \text{ N}$$

kde:

$F$	průměrný tah v pásu na buben	[N],
$d$	tloušťka pásu dle Příloha III.	[m],
$D$	průměr bubnu dle konstrukčního řešení	[m].

#### 4.4.4 ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU

Při poškození ložisek, například z důvodu nevhodného mazání nebo opotřebení, může dojít k nárůstu velikosti tohoto odporu a vzniku dalších negativních jevů, kterými mohou být vibrace, hluk, nepravidelné otáčení bubnu, snížení výkonu apod. V porovnání s ostatními odpory se jedná o nejmenší vypočtenou velikost odporu na dopravním zařízení. Výslednou hodnotu lze vyjádřit pomocí rovnice (4.36), kdy se předpokládá bezporuchový stav s dostatečným mazáním.

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F \quad (4.36)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,2}{0,8} \cdot 60\,000$$

$$F_t = 75 \text{ N}$$

kde:

$d_0$	průměr hřídele v ložisku u bubnu volen dle konstrukčního řešení	[m].
-------	---	------

#### 4.5 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

Přídavné hlavní odpory zahrnují odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu a odpor tření o boční stěny násypky. V tomto případě se do výpočtu nezahrnují a jsou zanedbány. Při výpočtu tedy bude uvažováno, že:

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} \quad (4.37)$$

$$F_{S1} = 0 \text{ N}$$

kde:

$F_{\varepsilon}$  odpor vychýlených bočních válečků dle konstrukčního řešení [N].

#### 4.6 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

Přídavné odpory se vyskytují různě v konkrétních konstrukčních provedeních, v závislosti na použitých strojních prvcích. Dle zadání, je nutné tyto odpory vzít v potaz. Výslednou hodnotu lze získat sečtením všech přídavných odporů. Vyjádřit ji lze pomocí rovnice:

$$F_{S2} = F_{gl} + F_r + F_a \quad (4.38)$$

$$F_{S2} = 1\,732,17 + 1\,625 + 0$$

$$F_{S2} = 3\,357,2 \text{ N}$$

kde:

$F_{gl}$  odpor mezi hmotou a bočním vedením mimo oblast urychlování dle rovnice (4.39) [N],

$F_r$  odpor čističů pásu dle rovnice (4.40) [N],

$F_a$  odpor shrnovače pásu dle rovnice (4.42) [N].

##### 4.6.1 ODPOR MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

Odporová síla vzniklá třením mezi hmotou a bočním vedením se stanoví ze vztahu:

$$F_{gl} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot g \cdot \varrho \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (4.39)$$

$$F_{gl} = \frac{0,6 \cdot 0,69^2 \cdot 9,81 \cdot 1\,400 \cdot 4}{2,5^2 \cdot 1,204^2}$$

$$F_{gl} = 1\,732,2 \text{ N}$$

kde:

$l$  délka bočního vedení volena dle konstrukčního řešení [m].

#### 4.6.2 ODPOR ČISTIČŮ PÁSU

Z důvodu přilnavosti materiálu k dopravnímu pásu bylo nutné využít čistič, viz kapitola 7.6. Velikost tohoto odporu lze vyjádřit vztahem:

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (4.40)$$

$$F_r = 0,065 \cdot 50\,000 \cdot 0,5$$

$$F_r = 1\,625\,N$$

kde:

$A$	dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu dle rovnice (4.41)	$[m^2]$ ,
$p$	tlak mezi čističem pásu a pásem dle normy [10] str. 13 tab. 3	$[N/m^2]$ ,
$\mu_3$	součinitel tření mezi pásem a čističem pásu dle normy [10] str. 13	$[-]$ .

#### Plocha čističe pásu

$$A = W \cdot t_c \quad (4.41)$$

$$A = 1,3 \cdot 0,05$$

$$A = 0,065\,m^2$$

kde:

$W$	šířka čističe pásu dle konstrukčního provedení	$[m]$ ,
$t_c$	tloušťka čističe pásu (erudovaná hodnota)	$[m]$ .

#### 4.6.3 ODPOR SHRNOVAČE PÁSU

Odpor shrnovače pásu je roven nule z důvodu zvoleného konstrukčního řešení. Jelikož není nutné pomocí shrnovače oddělit dopravovaný materiál od pásu, nebyl v tomto konstrukčním řešení použit.

$$F_a = 0\,N \quad (4.42)$$

#### 4.7 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Velikost odporu, způsobeného zdviháním dopravované hmoty do dopravní výšky, ovlivní nejvýznamněji výsledek obvodové síly. V porovnání s ostatními lze tento odpor určit přesně, a to pomocí vztahu:

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (4.43)$$

$$F_{St} = 386,3 \cdot 22 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 83\,378,8 \text{ N}$$

#### 4.8 POTŘEBNÁ OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Výsledná obvodová síla se určí součtem všech odporů a lze ji vyjádřit vztahem:

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (4.44)$$

$$F_U = 32\,253 + 3\,667,3 + 0 + 3\,357,2 + 83\,378,8$$

$$F_U = 122\,656,3 \text{ N}$$

#### 4.9 POŽADOVANÝ VÝKON MOTORU

Výpočet minimálního potřebného výkonu pro uvedení pásu do pohybu lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (4.45)$$

$$P_M = \frac{306\,641}{0,94}$$

$$P_M = 326\,214 \text{ W.}$$

S účinností 94 % vychází požadovaný výkon motoru přes 326 kW. Dle zvoleného výrobce volím elektromotor s výkonem 400 kW, viz kapitola 7.4.

Kde:

$\eta_1$	účinnost dle normy [10] str. 9	[-],
$P_A$	provozní výkon dle rovnice (4.46)	[W].

##### 4.9.1 PROVOZNÍ VÝKON

Potřebný provozní výkon je odvozen z obvodové síly a rychlosti. Hodnota je definována vztahem:

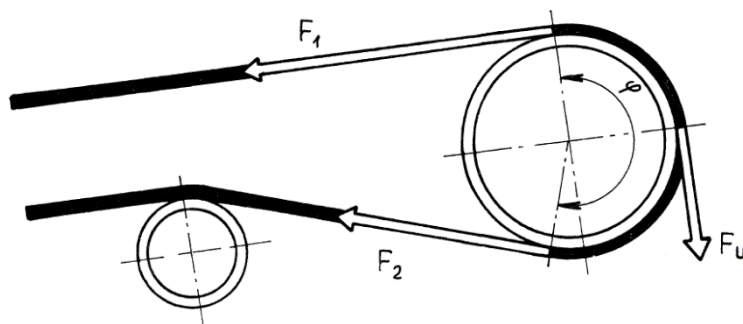
$$P_A = F_U \cdot v \quad (4.46)$$

$$P_A = 122\,656,3 \cdot 2,5$$

$$P_A = 306\,641 \text{ W.}$$

## 5 SÍLY V PÁSU

Dopravní pás je po celé své délce zatížen tahovými silami (Obr. 15), které stále mění svou velikost. Jejich velikosti závisí na konstrukčním řešení napínacího zařízení, počtu hnacích bubnů, charakteristikách hnacích a brzdných systémů a způsobu zatížení dopravníku. [10]



Obr. 15 Tahové síly působící v pásu [10]

### 5.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNAČÍ SÍLA

Cílem tohoto výpočtu bylo zjištění maximální obvodové síly, která se nejčastěji vyskytuje při rozběhu nebo brzdění plně zatíženého dopravníku. Sílu lze spočítat vynásobením součinitele s obvodovou silou. Součinitel simuluje skutečnost, že obvodová síla je při rozběhu větší než při ustáleném chodu. [10]

Maximální obvodovou sílu lze přibližně vypočítat podle následujícího vztahu:

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U \quad (5.1)$$

$$F_{Umax} = 1,7 \cdot 122\,656,3$$

$$F_{Umax} = 208\,515,7 \text{ N}$$

kde:

$\xi$  součinitel rozběhu zvolen dle normy [10] [-].

### 5.2 POTŘEBNÁ SÍLA V PÁSU VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z BUBNU

Velikost minimální tahové síly, kterou je potřeba udržovat pro přenos obvodové síly z poháněcího bubnu na pás ve sbíhající větvi, lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (5.2)$$

$$F_{2min} \geq 208\,515,7 \cdot \frac{1}{e^{0,28 \cdot 3,403} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 130\,890 \text{ N}$$

kde:

$e$	Eulerovo číslo	$[-]$ ,
$\mu$	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem dle normy [10] a konstrukčního provedení	$[-]$ ,
$\varphi$	úhel opásání poháněcího bubnu dle konstrukčního provedení, viz rovnice (5.3)	$[radiany]$ .

### Úhel opásání poháněcího bubnu

$$\varphi = 195^\circ = 3,403 \text{ rad} \quad (5.3)$$

### 5.3 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO NOSNOU VĚTEV

Z důvodu možného průvěsu pásu mezi dvěma válečkovými stolicemi je nutné znát minimální tahovou sílu v nosné větvi, která se nesmí vyskytnout v žádném místě dopravníku. Hodnota dovoleného průvěsu byla stanovena normou, viz [10] str. 10. Výpočet této síly lze vyjádřit vztahem:

$$F_{min.o} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (5.4)$$

$$F_{min.o} \geq \frac{0,8 \cdot (46,4 + 386,34) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01}$$

$$F_{min.o} \geq 42\,451,3 \text{ N}$$

kde:

$a_0$	rozteč horních válečkových stolic dle konstrukčního provedení a doporučení z literatury [6]	$[m]$ ,
$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	dovolený relativní průvës pásu mezi válečkovými stolicemi dle normy [10]	$[-]$ .

### 5.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO VRATNOU VĚTEV

Velikost minimální tahové síly, kterou dolní větev musí mít, aby nedošlo k nežádoucímu průvës pásu mezi dvěma stolicemi, lze vyjádřit vztahem:

$$F_{min.u} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (5.5)$$

$$F_{min.u} \geq \frac{3 \cdot 46,4 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01}$$

$$F_{min.u} \geq 17\,069,4\,N$$

kde:

$a_u$  rozteč dolních válečkových stolic dle konstrukčního provedení a doporučení z literatury [6] [m].

### 5.5 SÍLA V PÁSU VE VĚTVI NABÍHAJÍCÍ NA BUBEN

Velikost největší tahové síly v pásu závisí především na úhlu opásání, součiniteli tření mezi pásem a bubnem a maximální obvodové síle. Lze ji vypočítat pomocí Eulerova vztahu a po úpravách zapsat:

$$F_1 = F_{Umax} \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (5.6)$$

$$F_1 = 208\,515,7 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,28 \cdot 3,403} - 1} + 1 \right)$$

$$F_1 = 339\,381,3\,N$$

### 5.6 SÍLA V PÁSU VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z BUBNU

Výpočtem v této kapitole bude provedena kontrola, zda dojde k přenosu obvodové síly z hnacího bubnu na pás bezpečně bez prokluzu. Výpočet lze provést pomocí Eulerova vztahu, jako v předchozí kapitole.

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} \quad (5.7)$$

$$F_2 = \frac{339\,381,3}{e^{0,28 \cdot 3,403}}$$

$$F_2 = 130\,880\,N$$

$$F_2 \approx F_{2min} \quad (5.8)$$

Přenos obvodové síly z bubnu na pás bude bez prokluzu pásu.

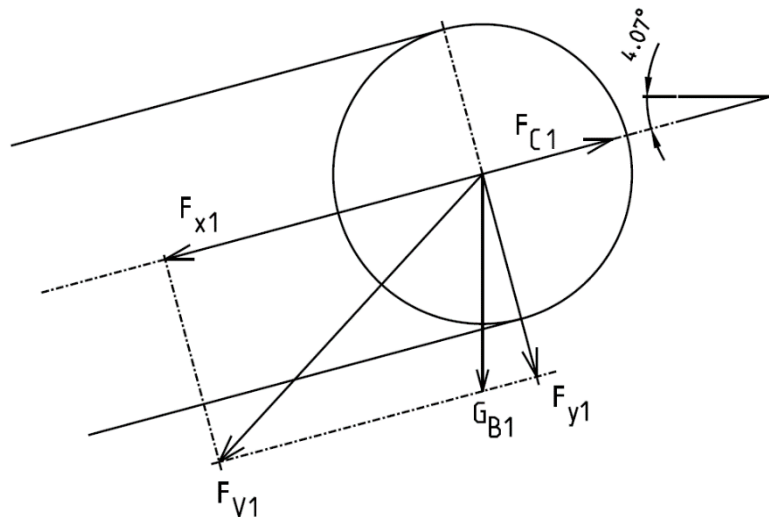
## 6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

V této kapitole bude proveden pevnostní výpočet vybraných dílů, kterými jsou:

- kontrola deformací hřídele hnacího bubnu,
- trvanlivost ložiska hnacího bubnu,
- pevnostní kontrola pásu.

### 6.1 KONTROLA DEFORMACÍ HŘÍDELE HNACÍHO BUBNU

Výsledkem této kapitoly bude zhodnocení zvoleného průměru a délka hřídele. Ověření bude provedeno pomocí porovnání dovoleného průhybu se skutečným. Působení jednotlivých sil na hnací bubnu a jejich rozložení do os je zakresleno v *Obr. 16*.



*Obr. 16 Síly působící na bubnu*

#### 6.1.1 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA OSU HNACÍHO BUBNU

Výsledná síla bude potřebná pro určení skutečného průhybu hřídele, který bude spočten v kapitole 6.1.4. Velikost síly je spočítána Pythagorovou větou a vyjádřena vztahem:

$$F_{V1} = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} \quad (6.1)$$

$$F_{V1} = \sqrt{469\,261,3^2 + 11\,742^2}$$

$$F_{V1} = 469\,572,6 \text{ N}$$

kde:

$F_{x1}$	síla působící ve směru osy x, viz rovnice (6.2)	[N],
$F_{y1}$	síla působící ve směru osy y, viz rovnice (6.5)	[N].



### 6.1.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY X

Natočením souřadného systému o úhel stoupání se do osy x promítne celková síla namáhání a tíhová síla působící v ose x. Výsledná síla je rozdílem těchto dvou sil. Po úpravě silové rovnováhy je síla  $F_{x1}$  spočítána pomocí vztahu:

$$F_{x1} = F_{C1} - G_{B1} \cdot \sin \delta \quad (6.2)$$

$$F_{x1} = 470\,261,3 - 11\,772 \cdot \sin 4,07$$

$$F_{x1} = 469\,425,9 \text{ N}$$

kde:

$F_{C1}$	celková síla namáhání, viz rovnice (6.3)	[N],
$G_{B1}$	tíhová síla bubnu, viz rovnice (6.4)	[N].

### Celková síla namáhání

$$F_{C1} = F_1 + F_2 \quad (6.3)$$

$$F_{C1} = 339\,381,3 + 130\,880$$

$$F_{C1} = 470\,261,3 \text{ N}$$

### Tíhová síla bubnu

$$G_{B1} = m_{B1} \cdot g \quad (6.4)$$

$$G_{B1} = 1200 \cdot 9,81$$

$$G_{B1} = 11\,772 \text{ N}$$

kde:

$m_{B1}$	celková hmotnost bubnu dle konstrukčního provedení	[kg].
----------	--	-------

### 6.1.3 SÍLA PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY Y

Ve směru osy y působí síla, jejíž velikost lze vyjádřit součinem tíhové síly a goniometrické funkce cosinus s úhlem sklonu dopravníku.

$$F_{y1} = G_{B1} \cdot \cos \delta \quad (6.5)$$

$$F_{y1} = 11\,772 \cdot \cos 4,07$$

$$F_{y1} = 11\,742 \text{ N}$$

#### 6.1.4 PRŮHYB HŘÍDELE

Maximální průhyb hřídele byl vypočten jako prostě uložený nosník na dvou podporách, zatížený uprostřed silou  $F_{V1}$ . Vzorec byl převzat z literatury [13] str. 1101 a vyjádřen ve vztahu:

$$y_{AB} = \frac{F_{V1} \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot J_1} \quad (6.6)$$

$$y_{AB} = \frac{469\,572,6 \cdot 2000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 656 \cdot 10^6}$$

$$y_{AB} = 0,56 \text{ mm}$$

kde:

$l_1$	vzdálenost mezi středy ložisek volena dle konstrukčního řešení	[mm],
$E$	modul pružnosti v tahu	[MPa],
$J_1$	kvadratický moment průřezu hřídele, viz rovnice (6.7)	[mm <sup>4</sup> ].

#### Kvadratický moment průřezu hřídele

$$J_1 = \frac{\pi \cdot D_1^4}{64} \quad (6.7)$$

$$J_1 = \frac{\pi \cdot 0,35^4}{64}$$

$$J_1 = 0,000656 \text{ m}^4$$

kde:

$D_1$	průměr hřídele hnacího bubnu volen dle konstrukčního řešení	[m].
-------	---	------

#### 6.1.5 KONTROLA PRŮHYBU HŘÍDELE

Stanovení bezpečného průhybu hřídele je dáno typem užití. Dovolený průhyb pro zvolený typ hřídele ve všeobecném strojírenství je dle [13] tab. 18-2, dán vztahem:

$$y_D = \frac{l_1}{3000} \quad (6.8)$$

$$y_D = \frac{2000}{3000}$$

$$y_D = 0,67 \text{ mm.}$$

$$y_D \geq y_{AB} \quad (6.9)$$

$$0,67 \geq 0,56$$

Po dosažení je zřejmé splnění podmínky. Volbu průměru a délku hřídele lze tedy požadovat za správnou.

## 6.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA HNACÍHO BUBNU

V této kapitole bude postupně provedena kontrola trvanlivosti ložiska a součinitele bezpečnosti statické únosnosti. Kontrola spočívá v porovnání modifikované trvanlivosti s minimální trvanlivostí ložiska. Z důvodů nspecifikování trvanlivosti v zadání byla minimální trvanlivost odhadnuta a popsána v kapitole 6.2.1. Vypočtené výsledky budou porovnány v kalkulátoru ložisek společnosti SKF, viz *Tab. 3*.

### 6.2.1 MINIMÁLNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

Požadovaná minimální trvanlivost ložiska je 6 000 hodin, což při osmihodinovém provozu v pracovním týdnu odpovídá třem letům.

$$L_h = 6\,000\ h \quad (6.10)$$

### 6.2.2 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

Hodnota základní trvanlivosti ložiska uvažuje pouze vliv zatížení a ukazuje spolehlivost 90 %, která se výrazně liší od trvanlivosti, které dosahují ložiska v reálném provozu. Tato hodnota je podstatná pro další postup výpočtu, a proto se stanoví dle [13] str. 626:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_r}\right)^a \quad (6.11)$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 136,42} \cdot \left(\frac{1058}{224\,786,3}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 18\,461,1\ h$$

kde:

$C$	dynamická únosnost ložiska, viz Příloha VI.	$[kN]$ ,
$P_r$	ekvivalentní dynamické zatížení, viz rovnice (6.15)	$[kN]$ ,
$a$	součinitel druhu valivých tělísek pro čarový styk	$[-]$ ,
$n$	skutečné otáčky hnacího bubnu, viz rovnice (6.12)	$[ot/min]$ .

### Otáčky hnacího bubnu

Níže bude proveden výpočet otáček hnacího bubnu a souvisejících vztahů. Tato hodnota je použita k výpočtu základní trvanlivosti ložiska. Hodnotu lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad (6.12)$$

$$n = \frac{14,286}{2 \cdot \pi}$$

$$n = 2,2736 \text{ ot/s} = 136,42 \text{ ot/min}$$

kde:

$\omega$  úhlová rychlost, viz rovnice (6.13) [rad/s].

### Úhlová rychlost

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (6.13)$$

$$\omega = \frac{2,5}{0,175}$$

$$\omega = 14,286 \text{ rad/s}$$

kde:

$r$  poloměr hřídele hnacího bubnu, viz rovnice (6.14) [m].

### Poloměr hřídele

$$r = \frac{D_1}{2} \quad (6.14)$$

$$r = \frac{350}{2}$$

$$r = 175 \text{ mm}$$

### Radiální ekvivalentní dynamické zatížení

$$P_r = \frac{F_{V1}}{2} \quad (6.15)$$

$$P_r = \frac{469\,572,6}{2}$$

$$P_r = 224\,786,3\text{ N}$$

$$P_r = P_{0r} \quad (6.16)$$

kde:

$$P_{0r} \quad \text{statické radiální ekvivalentní zatížení} \quad [kN].$$

### 6.2.3 MODIFIKOVANÁ TRVANLIVOST LOŽISKA

Výpočtem modifikované trvanlivosti ložiska zvýšíme stupeň přesnosti, a to vynásobením základní trvanlivosti se součinitelem spolehlivosti a součinitelem modifikované životnosti. Zvolená spolehlivost je 97 %. Hodnotu lze vyčíslit dle vztahu:

$$L_{3m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (6.17)$$

$$L_{3m} = 0,47 \cdot 0,77 \cdot 18\,461,1$$

$$L_{3m} = 6\,681,1\text{ h}$$

kde:

$$a_1 \quad \text{součinitel spolehlivosti, voleno dle [13] str. 631} \quad [-],$$

$$a_{SKF} \quad \text{modifikovaná životnost SKF dle výrobce} \quad [-].$$

$$L_{3m} \geq L_h \quad (6.18)$$

$$6\,681,1 \geq 6\,000$$

Podmínka je splněna. Volba ložiska byla tudíž provedena správně.

### 6.2.4 TRVANLIVOST VYPOČÍTANÁ POMOCÍ SOFTWARE VÝROBCE

Vypočtenou trvanlivost, zaokrouhlenou na desítky, lze brát za shodnou s kalkulátorem.

Tab. 3 Výsledky výpočtu trvanlivosti ložiska z kalkulátoru [24]

SKF		Bearing rating life		SKF life modification factor
		Basic	SKF	
Designation		$L_{10h}$ (h)	$L_{10mh}$ (h)	$a_{skf}$
Left	■ 23040 CC/W33	18500	14300	0.77
Right	■ 23040 CC/W33	18500	14300	0.77

### 6.2.5 SOUČINTEL BEZPEČNOSTI STATICKÉ ÚNOSNOSTI LOŽISKA

$$s_0 = \frac{C_0}{P_{0r}} \quad (6.19)$$

$$s_0 = \frac{1530}{224,786}$$

$$s_0 = 6,81$$

kde:

$C_0$  základní statická únosnost, viz Příloha VI. [kN].

Dle výrobce ložisek je dovolená hodnota součinitele bezpečnosti statistické únosnosti ložiska pro čarový styk 1,5. Bezpečnost je stanovena pro trvalé zatížení s částečně nepřetržitým provozem a s vysokou jistotou úrovně zatížení.

$$s_{0dov} = 1,5 \quad (6.20)$$

$$s_0 \geq s_{0dov} \quad (6.21)$$

$$6,66 \geq 1,5$$

Podmínka bezpečnosti statické únosnosti je tedy splněna.

### Základní statická únosnost ložiska

$$C_0 = 1\,530 \text{ kN} \quad (6.22)$$

## 6.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Výpočtem bude provedena kontrola pásu, která dokáže, zda byla provedena správná volba dopravního pásu, viz kapitola 7.3. V případě nesplnění podmínky by mohlo dojít k překročení meze pevnosti pásu a následnému přetržení.

$$F_{dp} \geq \max\{F_1, F_2\} \quad (6.23)$$

$$F_{dp} \geq F_1$$

$$360\,000 \geq 339\,381,3$$

kde:

$F_{dp}$  maximální dovolená tahová síla, viz rovnice (6.24) [N].

Pevnostní kontrola pásu je tudíž splněna.

### Maximální dovolená tahová síla v pásu

$$F_{dp} = R_{mp} \cdot B \quad (6.24)$$

$$F_{dp} = 225 \cdot 1600$$

$$F_{dp} = 360\,000 \text{ N}$$

kde:

$R_{mp}$  dovolené namáhání v tahu, viz *Tab. 8* [N/mm].

## 7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

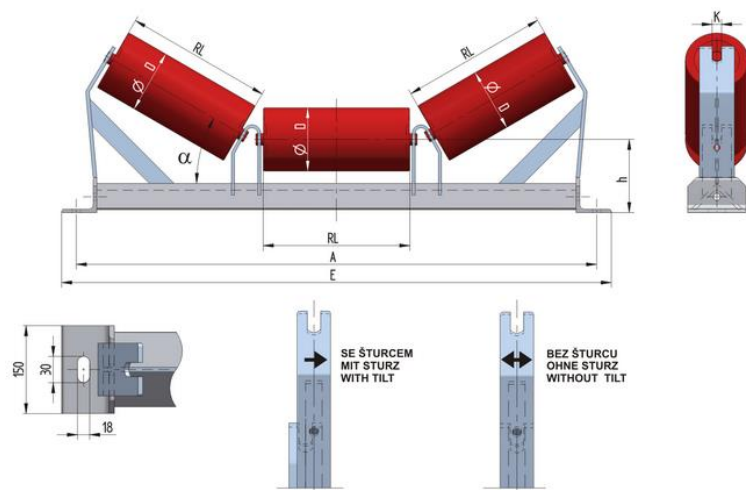
V této kapitole budou popsány jednotlivé části pásového dopravníku, které byly navrženy v závislosti na provedených výpočtech v předešlých kapitolách. Těmito částmi jsou válečkové stolice, válečky, dopravní pás, hnací buben, hnaný buben, čistič pásu, elektromotor a napínací zařízení.

### 7.1 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečkové stolice byly vybrány od české společnosti GTK, spol. s r.o. se kterou také byla provedena konzultace o zvoleném způsobu řešení.

#### 7.1.1 HORNÍ VÁLEČKOVÁ STOLICE

Dle zvolené šíře pásu 1 600 mm a zadaného dopravovaného množství 3 500 t/hod, byla zvolena tříválečková stolice s úhlem staničky 30°. Výrobní řada stolice je L10-175 s konkrétním označením L1016030175, viz *Obr. 17*. Zvolená rozteč mezi jednotlivými stolicemi je 0,8 m. Bylo použito 383 ks stolic s touto roztečí a s hladkými válečky, viz kapitola 7.2.1. Pod násypku byly použity 4 ks válečkových stolic s dopadovými válečky, viz kapitola 7.2.1 a s roztečí 0,5 m. Rozměrové velikosti a technické parametry stolice jsou uvedeny v Příloha I.

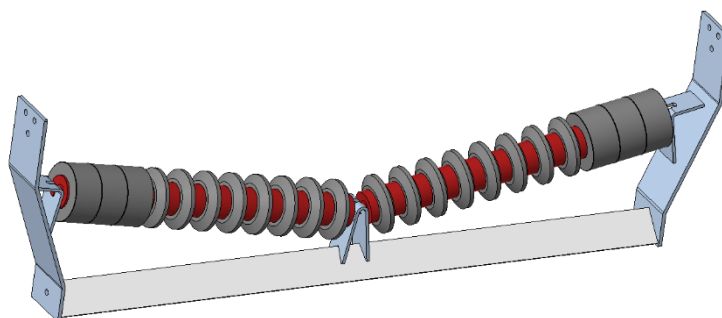


*Obr. 17 Horní válečková stolice [14]*

#### 7.1.2 DOLNÍ VÁLEČKOVÁ STOLICE

Volba dolní válečkové stolice byla provedena dle zkušeností a doporučení výrobce. Pro vratnou část byla zvolena dvouválečková stolice s úhlem staničky 10°, viz *Obr. 18*. Jedná se o typ stolice UL10 s označením UL1016010440, viz Příloha II. Rozteč mezi dolními stolicemi byla zvolena na 3 m s počtem stolic 103 ks.





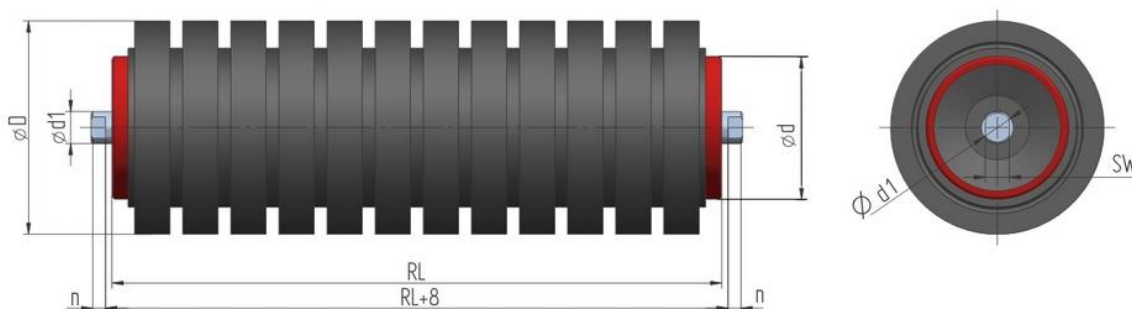
Obr. 18 Dolní válečková stolice

## 7.2 DOPRAVNÍ VÁLEČKY

Volba velikosti dopravních válečků byla provedena na základě výpočtů a zvolené šířky pásu. Konkrétní průměry a délky válečků pak vycházejí z technických norem. Válečky na dopravníku byly vybrány od shodné společnosti GTK, spol. s r.o., od které byly voleny i válečkové stolice. [12]

### 7.2.1 VÁLEČKY PRO HORNÍ VĚTEV

V oblasti nakládání dopravovaného materiálu byly zvoleny válečky s gumovými prstenci typ 159/108x600/30-6306-2/22 s vnějším průměrem 159 mm a délkou 600 mm, viz Obr. 19.

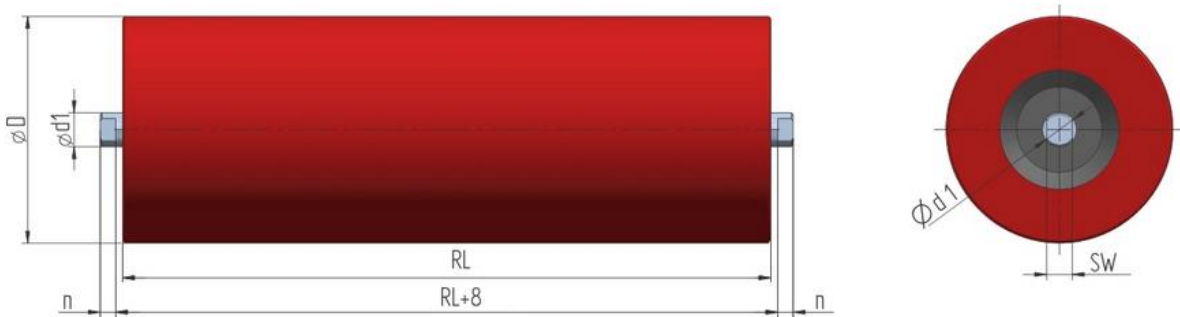


Obr. 19 Dopadový váleček pro horní větev [15]

Tab. 4 Rozměry dopadového válečku pro horní větev [14]

Rozměry [mm]						Rotační hmotnost [kg]	Celková hmotnost [kg]
D	d	RL	d <sub>1</sub>	SW	n		
159	108	600	30	22	12	12,2	16

V nosné větvi pásového dopravníku byly voleny hladké válečky (*Obr. 20*) s označením výrobce 159x600/30-6306-2/22 a se stejnými rozměry jako u dopadových.



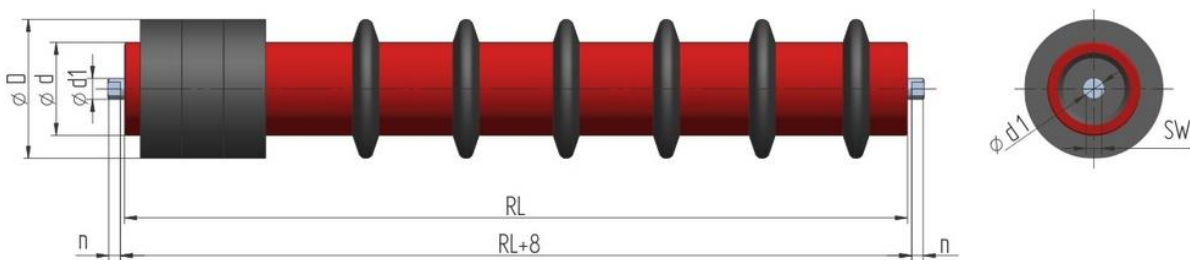
*Obr. 20 Hladký váleček pro horní větev [15]*

*Tab. 5 Rozměry hladkého válečku pro horní větev [15]*

Rozměry [mm]					Rotační hmotnost [kg]	Celková hmotnost [kg]
D	RL	d <sub>1</sub>	SW	n		
159	600	30	22	12	11,9	15,8

### 7.2.2 VÁLEČKY PRO DOLNÍ VĚTEV

Pro spodní vratnou větev byly voleny válečky diskové (*Obr. 21*), s označením B5\_159/89x900/25-6305-2/18. Použití těchto válečků minimalizuje poškození pásu a čistí pás od zbylých nečistot. Rozměrové parametry, viz *Tab. 6*.



*Obr. 21 Diskový váleček pro dolní větev [15]*

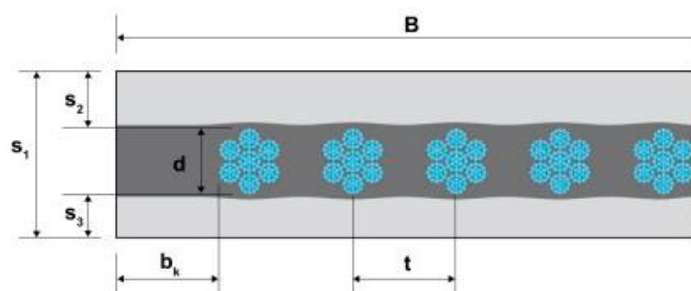
*Tab. 6 Rozměry diskového válečku pro dolní větev [15]*

Rozměry [mm]						Rotační hmotnost [kg]	Celková hmotnost [kg]
D	d	RL	d <sub>1</sub>	SW	n		
159	89	900	25	22	12	11,7	15,7

### 7.3 DOPRAVNÍ PÁS

Pás dopravního zařízení byl zvolen na základě zadaného dopravovaného množství a druhu materiálu. Vybrán byl ocelokordový pás od finské společnosti Metso Outotec o šířce 1 600 mm, označením ST 1600. Technické a rozměrové parametry jsou uvedeny v Příloha III.

Pás s ocelovými kordy (Obr. 22) je vysoce odolný proti opotřebení, která mohou nastat z důvodů přepravy abrazivního materiálu a venkovním povětrnostním podmínkám, v nichž bude pásový dopravník provozován.



Obr. 22 Dopravní pás dle Příloha III.

Tab. 7 Rozměrové parametry pásu [16]

Model	Rozměry [mm]						
	$B$	$s_2$	$s_3$	$d$	$t$	$b_k$	$s_1$
ST 1600	1600	8	6	4,7	12	24	18,7

Tab. 8 Mechanické vlastnosti pásu, viz Příloha III. [16]

Model	Pevnost v tahu [N/mm]	Síla kordu [kN]	Hmotnost pásu [kg/m <sup>2</sup> ]	Počet kordů
ST 1600	225	21,1	29	128

### 7.4 ELEKTROMOTOR

Na základě vypočteného minimálního potřebného výkonu dle rovnice (4.45) volím z řady standardních motorů SIMOTICS SD od firmy Siemens. Firemní značení zvoleného elektromotoru je 1LE5604-3BB4. Jedná se o nízkonapěťový čtyřpólový asynchronní motor s kotvou na krátko s výkonem 400 kW a otáčkami 1 500 min<sup>-1</sup> při 50 Hz, viz Příloha IV. str. 2/7. V rámci bakalářské práce není úkolem navrhnout celé pohonné zařízení.

Tab. 9 Technické parametry zvoleného elektromotoru Příloha IV.

Jmenovitý výkon [kW]	Jmenovité otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Jmenovitý moment [N · m]	Účinnost [%]	Počet pólů [1]	Moment setrvačnosti [kg · m <sup>2</sup> ]	Hmotnost [kg]
400	1 500	2 560	96,7	4	7,16	2 080

## 7.5 HNACÍ A HNANÝ BUBEN

### Hnací buben

Dle zvoleného výrobce dopravních pásů Metso Outotec, viz Příloha III., je minimální průměr pro poháněcí buben 630 mm. Pro konstrukční řešení byl zvolen buben s průměrem 800 mm a délkou pláště 1 800 mm. Pro zvýšení součinitele tření a zajištění tak optimálního přenesení výkonu z motoru na celý dopravník bylo zvoleno pryžové obložení po celé šířce bubnu. Buben bude vyráběn společností VVV MOST spol. s r.o. na zakázku.

### Hnaný buben

Rozměry hnaného bubnu byly zvoleny na základě doporučení výrobce pásů, stejně jako u hnacího bubnu, který doporučuje minimální průměr 500 mm. Vybrán byl hladký buben o průměru 630 mm s délkou 1 800 mm. Buben bude vyráběn společností VVV MOST spol. s r.o. na zakázku společně s hnacím bubnem.

## 7.6 ČISTIČ PÁSU

Z navržené konstrukce dopravníku je použit jeden čistič. Umístění tohoto čističe se nachází za přepadem, pod hnacím bubnem a má za úkol odstranit největší zbytky materiálu, které zůstaly přilepeny na dopravním páse. Čistič bude dodán od společnosti Schulte Strathaus GmbH & Co. KG. Konkrétní typ řady 700 s torzním napínacím zařízením, který byl vystaven například na výstavě BAUMA 2022 v Německu. Šířka čisticího zařízení byla zvolena 1,3 m. [17]

## 7.7 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

U pásových dopravníků je nutné vyvinout dostatečnou napínací sílu, která zvýší součinitel tření mezi pásem a bubny. Cílem je snížit provozní náklady. Pro napínací stanici byla zvolena varianta se závažím působícím horizontálně na pásový dopravník. Jeho výhodou je jednoduchost a malé rozměry. Konstrukčním řešením bylo pevné uložení hnaného bubnu na napínací vozík, který je se závažím spojen pomocí závěsných ok a ocelového lana. Změnou velikosti závaží dochází k pohybu vozíku po pojezdové dráze a k vytvoření potřebné napínací síly.

## 7.8 LOŽISKOVÉ DOMKY

Hnací i hnáný buben jsou přes hřídel připojeny k rámu pomocí ložiskových domků. Ložiskové domky a související výrobky byly zvoleny od společnosti SKF CZ a.s. Vybraný typ s označením SNLN 3040 je dále složen z valivých soudečkových ložisek s označením 23040 CC/W33, pojistné matice KML 40, podložky MBL 40 a dvou vodících kroužků FRB 10/310. Rozměrové a technické parametry jsou uvedeny v Příloha V. a Příloha VI. [18]

## ZÁVĚR

Cílem práce bylo vypracování rešerše jednotlivých komponent pásového zařízení a provedení koncepčního návrhu dopravního zařízení dle zadaných parametrů. Začátek práce byl věnován charakteristice pásové dopravy. V jednotlivých částech byly uvedeny a detailně popsány hlavní části dopravního zařízení. Dále byl na základě zadaných parametrů proveden funkční výpočet výkonu a tahových sil, dle české normy, ze kterého vyplýval návrh zařízení pro dálkovou pásovou dopravu. Volba byla podložena pevnostním výpočtem vybraných strojních součástí. Byla provedena kontrola hřídele hnacího bubnu na průhyb, trvanlivost ložiska hnacího bubnu a pevnostní kontrola pásu. Z těchto výpočtů pak vyplývá správné navržení konstrukčního provedení.

Při výběru jednotlivých částí dopravníkové tratě bylo cílem využít převážně výrobce z České republiky. V případě, že komponenty nebudou nalezeny na českém trhu, budou bráni v potaz zahraniční dodavatelé. Z důvodů nedostupnosti na českém trhu byly tři komponenty vybrány od mezinárodních společností. Jednalo se o čistič pásu od německé firmy, dopravní pás vyráběný finskou společností a ložiskové domky dodané ze Švédska. Po kritické rešerši dostupných firem v České republice byli nalezeni dva výrobci, kteří by dle zadaných parametrů a výpočtů byli schopni dodat dopravní zařízení a splnit tak požadovanou zakázku. Jedná se o společnost GTK, spol. s r.o. a VVV MOST.

Celkovým výstupem bylo přiložení výkresové dokumentace výkresu sestavení. Tento výkres slouží k závěrečné montáži jednotlivých podsestav. Tyto sestavy nejsou součástí cílů bakalářské práce, a proto také nejsou uvedeny v přílohách. Pro vyšší přehlednost byl z výkresu vyjmut dopravní pás a není tak součástí kusovníku.

Konstrukce rámu byly sestaveny z materiálů dostupných na českém trhu a nebyla nijak kontrolována jejich únosnost a pevnost. Možným rozšířením práce by bylo provedení pevnostní analýzy například v programu MSC Apex, a to u všech navržených rámu.

Cena dopravního zařízení byla odhadnuta jednatelem společnosti GTK, spol. s r.o. na čtyři miliony korun. Skutečná cena bude ovlivněna různými aspekty, kterými jsou specifické požadavky zákazníka, tržní podmínky, dostupnost nakupovaných výrobků apod. Jedná se tedy o orientační odhad ceny.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SUBBA, Rao. *The Belt Conveyor*. 1. New York: CRC Press, 2022. ISBN 9780367544416.
- [2] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Transportní zařízení*. 1. vyd. Praha: STNL, 1966, 454, [1] s. : [1] obr. příl. .
- [3] FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. 1. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2080-4.
- [4] SHAH, K.P. Construction and Maintenance of Belt Conveyors for Coal and Bulk Material Handling Plants. In: <https://practicalmaintenance.net> [online]. Indie: -, 2018 [cit. 2023-01-18].
- [5] *Installing and Splicing Textile Conveyor Belts: ContiTech Conveyor Belt Systems*. 2010. Dostupné také z: <https://www.continental-industry.com/getmedia/c4e82399-87e3-4558-8e61-6acccca02bee/CBG2814-En-Installing-Splicing-Textile.pdf>
- [6] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 278 s. ISBN 1524.
- [7] *Precision Pulley & Idler: Girlandova stolice* [online]. In: . [cit. 2023-02-08]. Dostupné z: <https://www.ppi-global.com/product/catenary-idlers/>
- [8] KULICH, Stanislav. *Dálková pásová doprava*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2018.
- [9] ČSN 26 0001. *Dopravní zařízení. Názvosloví a rozdělení*. 1987.
- [10] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil*. 3. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [11] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. 1994.
- [12] ČSN ISO 1537. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot. Pásové dopravníky s korytkovým dopravním profilem (jiné než přenosné). Válečky*. 1993.
- [13] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [14] *GTK, spol. s r.o. - výrobce pásových dopravníků: Dolní válečková stolice* [online]. In: . [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.gktupesy.cz/cz/stanicky/dach/UL10/UL1016010440/>
- [15] *GTK, spol. s r.o. - výrobce pásových dopravníků. In: Nosné a hlídací válečky* [online]. 2020 [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.gktupesy.cz/cz/valecky/>
- [16] *Metso Outotec* [online]. In: . [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.mogroup.com/products-and-services/parts/conveyor-parts/conveyor-belts/steel-cord-conveyor-belts/>
- [17] *Schulte Strathaus GmbH & Co. KG: Čističe pásu* [online]. In: . [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.schulte-strathaus.de/de/starclean/produkte/foerdergurtabstreifer.html>
- [18] *SKF CZ a.s.: Ložiskové domky* [online]. In: . [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-SNLN%203040%20%2B%2023040%20CC%20FW33>
- [19] *Misumi: Ocelové pásy* [online]. In: . [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: [https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/110302564740/?rid=c14\\_ctg3\\_1\\_110302564740](https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/110302564740/?rid=c14_ctg3_1_110302564740)
- [20] *HNC WIREMESH: Pásové dopravníky z nerezové oceli* [online]. In: . [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <http://cs.hncwiremesh.com/stainless-steel-wire-mesh-conveyor-belt-product/>
- [21] *Derby conveyor belts: Gumové pásy* [online]. In: . [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://derbyconveyor.com/en/products/other-rubber-products/rubber-sheet>
- [22] *Schulte Strathaus GmbH & Co. KG: Čističe pásů* [online]. In: . Germany [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.schulte-strathaus.de/de/starclean/produkte/foerdergurtabstreifer.html>
- [23] *GTK, spol. s r.o. - výrobce pásových dopravníků: Horní válečková stolice* [online]. In: . [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.gktupesy.cz/cz/stanicky/klasicke/110-175/L1016030175/>
- [24] *SKF Bearing Select. In: Kalkulátor ložisek SKF: Výběr ložiska* [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.skfbearingselect.com/#/size-lubrication/own-arrangement>
- [25] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. Skripta VUT Brno.
- [26] *Belle Banne Conveyor Products: Nosné válečky* [online]. In: . [cit. 2023-02-08]. Dostupné z: <https://www.bellebannecp.com.au/products/conveyor-belt-rollers/>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	[-]	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi
$C_0$	[kN]	Základní statická únosnost
$D_1$	[m]	Průměr hřídele hnacího bubnu
$F_1$	[N]	Tah v pásu ve větvi nabíhající na buben
$F_2$	[N]	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu
$F_{2min}$	[N]	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu
$F_{C1}$	[N]	Celková síla namáhání
$F_H$	[N]	Hlavní odpory
$F_N$	[N]	Vedlejší odpory
$F_{S1}$	[N]	Přídavné hlavní odpory
$F_{S2}$	[N]	Přídavné vedlejší odpory
$F_{St}$	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
$F_U$	[N]	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
$F_{Umax}$	[N]	Maximální obvodová hnací síla
$F_{V1}$	[N]	Výsledná síla působící na osu hnacího bubnu
$F_a$	[N]	Odpor shrnovače pásu
$F_{bA}$	[N]	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a vykládání
$F_{dp}$	[N]	Maximální dovolená tahová síla
$F_f$	[N]	Odpor tření v oblasti urychlování mezi hmotou a bočním vedením
$F_{gl}$	[N]	Odpor mezi hmotou a bočním vedením
$F_l$	[N]	Odpor z ohybu dopravního pásu na bubnech
$F_{min.o}$	[N]	Nejmenší tah v pásu pro nosnou větev
$F_{min.u}$	[N]	Nejmenší tah v pásu pro vratnou větev
$F_r$	[N]	Odpor čističů pásu

$F_t$	[N]	Odpor v ložiskách bubnu
$F_{x1}$	[N]	Síla působící ve směru osy x
$F_{y1}$	[N]	Síla působící ve směru osy y
$F_\varepsilon$	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků
$G_{B1}$	[N]	Tíhová síla bubnu
$I_V$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový dopravní výkon
$I_{Vmax}$	[m <sup>3</sup> /s]	Maximální objemový dopravní výkon
$I_m$	[kg/h]	Největší hmotnostní dopravní výkon
$J_1$	[m <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu hřídele
$L_{10}$	[h]	Základní trvanlivost ložiska
$L_{3m}$	[h]	Modifikovaná trvanlivost ložiska
$L_h$	[h]	Trvanlivost ložiska
$L_{zad}$	[m]	Dopravní vzdálenost materiálu
$P_{Or}$	[kN]	Statické radiální ekvivalentní zatížení
$P_A$	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
$P_M$	[W]	Provozní výkon poháněcího bubnu
$P_r$	[kN]	Ekvivalentní dynamické zatížení
$R_{mp}$	[N/mm]	Dovolené namáhání v tahu
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha horního průřezu náplně pásu
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha dolního průřezu náplně pásu
$S_t$	[m <sup>2</sup> ]	Teoretický průřez náplně pásu
$a_0$	[m]	Rozteč horních válečkových stolic
$a_1$	[-]	Součinitel spolehlivosti
$a_{SKF}$	[-]	Modifikovaná životnost SKF
$a_u$	[m]	Rozteč dolních válečkových stolic
$b_1$	[m]	Světlá šířka bočního vedení

$d_0$	[ $m$ ]	Průměr hřídele v ložisku
$k_1$	[–]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
$l_1$	[ $mm$ ]	Vzdálenost mezi středy ložisek
$l_3$	[ $m$ ]	Délka středního válečku (tříválečková stolice)
$l_b$	[ $m$ ]	Urychlovací délka
$m_{B1}$	[ $kg$ ]	Celková hmotnost bubnu
$m_{R1}$	[ $kg$ ]	Hmotnost rotujících částí dopadového válečku v horní větvi dopravníku
$m_{RO}$	[ $kg$ ]	Hmotnost rotujících částí hladkého válečku v horní větvi dopravníku
$m_{RU}$	[ $kg$ ]	Hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku
$m_p$	[ $kg$ ]	Hmotnost na $m^2$ pásu
$n_i$	[–]	Počet dopadových válečků v horní větvi
$n_o$	[–]	Počet válečků v horní větvi
$n_u$	[–]	Počet válečků v dolní větvi
$q_B$	[ $kg/m$ ]	Hmotnost 1 m dopravního pásu
$q_G$	[ $kg/m$ ]	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
$q_{RO}$	[ $kg/m$ ]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku
$q_{RU}$	[ $kg/m$ ]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku
$s_0$	[–]	Součinitel bezpečnosti statické únosnosti ložiska
$s_{0dov}$	[–]	Dovolený součinitel statické únosnosti ložiska
$t_c$	[ $m$ ]	Tloušťka čističe pásu
$v_0$	[ $m/s$ ]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
$y_{AB}$	[ $mm$ ]	Průhyb hřídele
$y_D$	[ $mm$ ]	Dovolený průhyb hřídele
$\eta_1$	[–]	Účinnost

$\mu_1$	[–]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
$\mu_2$	[–]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
$\mu_3$	[–]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
$A$	[ $m^2$ ]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
$B$	[ $m$ ]	Šířka dopravního pásu
$C$	[ $kN$ ]	Dynamická únosnost ložiska
$D$	[ $m$ ]	Průměr bubnu
$E$	[ $MPa$ ]	Modul pružnosti v tahu
$F$	[ $N$ ]	Průměrný tah v pásu na buben
$H$	[ $m$ ]	Dopravní výška
$L$	[ $m$ ]	Délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)
$Q$	[ $kg/h$ ]	Doprovávané množství
$S$	[ $m^2$ ]	Plocha průřezu náplně pásu
$W$	[ $m$ ]	Šířka čističe pásu
$a$	[–]	Součinitel druhu valivých tělísek pro čarový styk
$b$	[ $m$ ]	Ložná šířka pásu
$d$	[ $m$ ]	Tloušťka pásu
$e$	[–]	Eulerovo číslo
$f$	[–]	Globální součinitel tření
$g$	[ $m/s^2$ ]	Tíhové zrychlení
$k$	[–]	Součinitel sklonu
$l$	[ $m$ ]	Délka bočního vedení
$n$	[ $ot/s$ ]	Skutečné otáčky hnacího bubnu
$p$	[ $N/m^2$ ]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
$r$	[ $m$ ]	Poloměr hřídele hnacího bubnu
$v$	[ $m/s$ ]	Rychlost pásu

---

$\alpha$	[°]	Sypný úhel
$\delta$	[°]	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
$\theta$	[°]	Dynamický sypný úhel (doprovované hmoty)
$\lambda$	[°]	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic
$\mu$	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
$\xi$	[-]	Součinitel rozběhu
$\rho$	[ $kg/m^3$ ]	Sypná hmotnost dopravované hmoty
$\varphi$	[ <i>radiany</i> ]	Úhel opásání poháněcího bubnu
$\omega$	[ <i>rad/s</i> ]	Úhlová rychlost

## SEZNAM PŘÍLOH

Označení:	Název:
Příloha I.	Katalog firmy GTK – rozměry horní válečkové stolice
Příloha II.	Katalog firmy GTK – rozměry dolní válečkové stolice
Příloha III.	Katalog společnosti Metso – ocelokordových dopravních pásů
Příloha IV.	Katalog firmy Siemens – asynchronní motory
Příloha V.	Katalog společnosti SKF CZ a.s – ložiskové domky SNLN 3040
Příloha VI.	Katalog společnosti SKF CZ a.s – ložiska 23040 CC/W33
Příloha VII.	Výkresová dokumentace – výkres sestavy