



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO**  
**INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## **PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO ŠTĚRKOPÍSEK**

BELT CONVEYOR FOR GRAWEL SAND

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**JAN HEROUT**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.**

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Herout

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Pásový dopravník pro štěrkopísek**

v anglickém jazyce:

### **Belt conveyor for gravel sand**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadaný materiál.

Dopravní výkon 240 000 kg.h<sup>-1</sup>.

Osová vzdálenost přesypů 50 m.

Výškový rozdíl 12,5 m.

Dopravovaný materiál: kopaný štěrk.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte funkční výpočet dopravníku, určení hlavních rozměrů, navrhnete pohon dopravníku.

Vyhodnot'ete funkci stroje pro různé zrnitosti i vlhkosti písků.

Vyřešte mechanické napínání pásu dopravníku.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku, svarek stojiny.



Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P., Kulka J., Kopas M., Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 20.11.2014



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katoňický, Ph.D.  
Děkan



## ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pásového dopravníku pro přepravu kopaného štěrku dle zadaných parametrů. Je zde proveden jeho funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048 spolu s ČSN 26 3102. Bakalářská práce dále obsahuje popis jednotlivých konstrukčních částí, řešení pohonu dopravníku, kontrolní výpočet rámu a návrh mechanického napínání pásu. V závěru práce je uveden krátký rozbor dopravovaného materiálu. K práci je přiložena výkresová dokumentace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, štěrk, štěrkopísek, dopravní pás, pohon dopravníku, napínací zařízení, příhradový nosník

## ABSTRACT

Bachelor thesis focuses on the constructional design of the conveyor belt given over the transport of the rinsed gravel by the assigned parameters. It's functional calculation according to the norm ČSN ISO 5048 together with ČSN 26 3102 is performed. Bachelor thesis also contains the description of the particular constructional parts, solution of the conveyor belt's drive, the checking calculation of the frame and a suggestion of the mechanical tightening of the belt. It is introduced a short analysis of the transporting material in the end of this thesis. It is enclosed drawing documentary materials with this thesis.

## KEYWORDS

Belt conveyor, gravel, sandy gravel, conveyor belt, conveyor drive, tension system, truss beam



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HEROUT, J. *Pásový dopravník pro štěrkopísek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 62 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jméno a přímení



## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Přemyslu Pokornému Ph.D. za odborné rady při návrhu této práce. Dále děkuji své rodině za trpělivost a podporu při studiu.



## OBSAH

1	Úvod .....	12
1.1	Pásové dopravníky .....	12
1.2	Rozdělení pásových dopravníků .....	12
1.3	Schéma pásového dopravníku .....	13
2	Konstrukční prvky pásového dopravníku .....	14
2.1	Dopravní pás .....	14
2.2	Válečky a válečkové stolice .....	15
2.3	Poháněcí stanice .....	16
2.4	Vratná stanice .....	17
2.5	Nosná konstrukce .....	18
2.5.1	Rám dopravníku .....	18
2.5.2	Stojiny dopravníku .....	18
2.6	Čištění pásu .....	20
2.6.1	Vnější stěrač pásu .....	20
2.6.2	Vnitřní stěrač pásu .....	20
3	Funkční výpočet pásového dopravníku .....	21
3.1	Úhel sklonu dopravníku .....	21
3.2	Délka dopravníku .....	21
3.3	Rychlost dopravního pásu .....	21
3.4	Teoretický průřez náplně materiálu na pásu .....	22
3.5	Volba šířky pásu a válečkové stolice .....	22
3.6	Výpočet plochy průřezu náplně .....	23
3.6.1	Využitelná ložná šířka pásu .....	23
3.6.2	Dynamický synpý úhel .....	23
3.6.3	Horní část průřezu náplně pásu .....	23
3.6.4	Spodní část průřezu náplně pásu .....	23
3.6.5	Celkový průřez náplně pásu .....	24
3.6.6	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu .....	24
3.6.7	Součinitel sklonu dopravníku .....	24
3.6.8	Skutečná plocha průřezu náplně pásu .....	24
3.7	Kontrola pásu na potřebnou plochu průřezu náplně .....	24
3.8	Kontrola pásu na dopravované množství .....	25
3.8.1	Objemový dopravní výkon .....	25
3.8.2	Hmotnostní dopravní výkon .....	25



3.9	Hlavní odpory .....	26
3.9.1	Globální součinitel tření .....	26
3.9.2	Hmotnost rotujících částí horní (nosné) větve.....	26
3.9.3	Hmotnost rotujících částí spodní (vratné) větve.....	27
3.9.4	Hmotnost dopravované hmoty na 1 metr délky.....	27
3.9.5	Hmotnost 1 metru dopravního pásu.....	27
3.10	Vedlejší odpory .....	28
3.10.1	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování .....	28
3.10.2	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování .....	28
3.10.3	Minimální urychlovací délka.....	29
3.10.4	Světlá šířka bočního vedení .....	29
3.10.5	Odpor ohybu pásu na bubnech .....	29
3.10.6	Odpor v ložiskách bubnu .....	30
3.11	Přídavné odpory .....	30
3.11.1	Přídavné hlavní odpory.....	30
3.11.2	Odpor vychýlených bočních válečků .....	31
3.11.3	Přídavné vedlejší odpory .....	31
3.11.4	Odpor tření o boční stěny násypky nebo boční vedení.....	31
3.11.5	Odpor čističů pásu a bubnu .....	32
3.11.6	Odpor vnějšího čističe pásu.....	32
3.11.7	Odpor vnitřního čističe pásu.....	32
3.12	Odpor k překonání dopravní výšky .....	32
3.13	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu .....	33
3.14	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku.....	33
3.15	Potřebný provozní výkon poháněcího elektromotoru .....	33
3.16	Výpočet sil působících v pásu.....	34
3.16.1	Maximální obvodová hnací síla.....	34
3.16.2	Nejmenší tahová síla v pásu ve větvi sbíhající z bubnu .....	34
3.16.3	Úhel opásání poháněcího bubnu.....	34
3.16.4	Nejmenší tahová síla pro horní větev .....	35
3.16.5	Nejmenší tahová síla pro spodní větev .....	35
3.16.6	Maximální tahová síla v pásu .....	35
3.16.7	Dovolená síla v pásu.....	35
3.17	Kontrola pevnosti pásu.....	36
3.17.1	Eulerova rovnice vláknového tření – kontrola .....	36
3.18	Celková maximální síla působící na hřídel bubnu .....	36



3.19	Napínací síla .....	36
4	Kontrolní výpočet rámu .....	37
4.1	Celková hmotnost .....	37
4.1.1	Hmotnost válečkových stolic horní větve .....	37
4.1.2	Hmotnost válečkových stolic spodní větve .....	38
4.1.3	Hmotnost dopravního pásu .....	38
4.1.4	Hmotnost přepravovaného materiálu .....	38
4.1.5	Hmotnost příhradového nosníku .....	39
4.2	Spojité zatížení působící na prut .....	40
4.3	Výpočet reakčních sil .....	40
4.4	Výpočet sil v prutech .....	42
4.4.1	Výpočet sil v prutech 1 – 3 .....	42
4.4.2	Výpočet sil v prutech 4 – 6 .....	44
4.4.3	Výpočet síly v prutu 7 .....	45
4.5	Bezpečnost k MSP tyče U160 .....	46
4.6	Bezpečnost k MSP tyče L80 .....	46
4.7	Bezpečnost k MS vzpěrné stability tyče L80 .....	46
4.7.1	Štíhlost tyče L80 .....	46
4.7.2	Mezní štíhlost tyče L80 .....	47
4.7.3	Určení oblasti vzpěru tyče L80 .....	47
5	Kontrolní výpočet napínacího mechanismu .....	48
5.1	Volba napínací matice a závitové tyče .....	48
5.2	Síla působící v ose závitové tyče .....	49
5.3	Kontrola napínací matice .....	49
5.3.1	Tlak v závitech matice .....	49
5.3.2	Kontrola závitů matice .....	49
5.4	Kontrola závitové tyče .....	50
5.4.1	Způsob uložení .....	50
5.4.2	Kvadratický moment průřezu závitové tyče .....	50
5.4.3	Plocha nejmenšího průřezu závitové tyče .....	50
5.4.4	Poloměr setrvačnosti závitové tyče .....	51
5.4.5	Štíhlost závitové tyče .....	51
5.4.6	Mezní štíhlost závitové tyče .....	51
5.4.7	Určení oblasti vzpěru závitové tyče .....	51
5.4.8	Kritická síla z hlediska vzpěru závitové tyče .....	52
5.4.9	Bezpečnost k MS vzpěrné stability závitové tyče .....	52





---

6	Rozbor dopravovaného materiálu.....	53
6.1	Mineralogické složení materiálu.....	53
6.2	Štěrkopísek.....	53
6.3	Příklady použití v praxi.....	54
6.4	Vlhkost materiálu.....	55
6.5	Vliv na funkci stroje .....	55
	Závěr.....	56
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	58
	Seznam příloh.....	62



# 1 ÚVOD

## 1.1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou mechanické dopravníky s tažným a nosným orgánem v podobě nekonečného pásu vedeného a poháněného bubny a podpíraného válečky nebo rovinnou plochou. Jsou vhodné pro dopravu jak sypkých, tak kusových materiálů, a to ve směru vodorovném, šikmém a ve zvláštních případech i strmém a svislém.[5]

## 1.2 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Dle literatury [5] mohou být pásové dopravníky:

- stabilní,
- pojízdné,
- přenosné.

Rozdělení podle materiálu, z něhož je zhotoven pás:

- dopravníky s pryžovými pásy,
- dopravníky s PVC pásy,
- dopravníky s ocelovými pásy,
- dopravníky s pletivovými pásy.

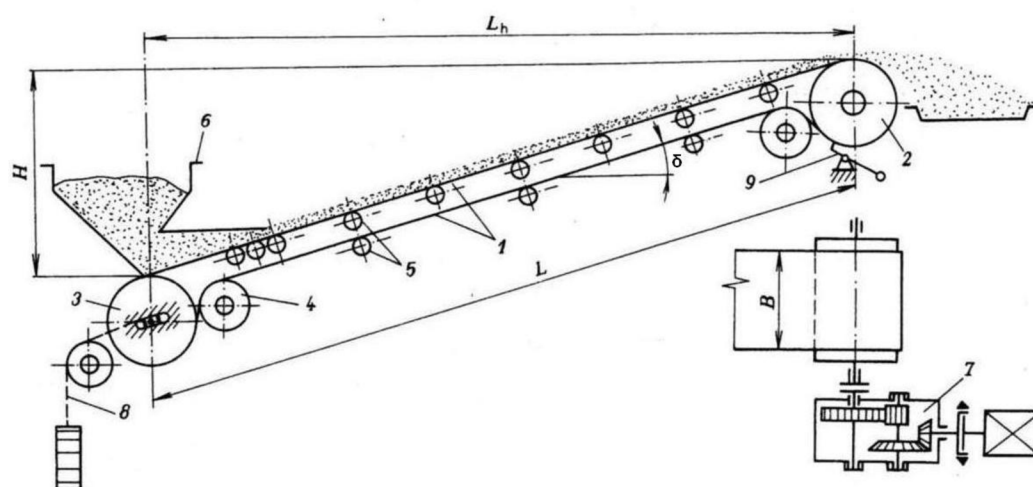
Rozdělení podle sklonu a tvaru dopravní trasy:

- pásové dopravníky vodorovné,
- pásové dopravníky šikmé,
- pásové dopravníky lomené.

V této bakalářské práci je proveden návrh stabilního šikmého pásového dopravníku s pryžotextilním pásem.



### 1.3 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku [4].

- 1) dopravní pás
- 2) poháněcí buben
- 3) vratný buben
- 4) vodící buben
- 5) podpěrné válečky
- 6) násypka
- 7) poháněcí stanice
- 8) napínání vratného bubnu
- 9) vnější čistič pásu

B – šířka pásu [m]

H – dopravní výška [m]

L – délka dopravníku [m]

$L_h$  – dopravní vzdálenost [m]

$\delta$  – úhel sklonu dopravníku [°]



## 2 KONSTRUKČNÍ PRVKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

### 2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Jeho volba je v první řadě závislá na druhu provozu, zejména pak na okolních podmínkách. Pryžový pás (obr. 2) se skládá z nosných vložek, které přenášejí tahové síly a které jsou vzájemně spojeny 0,5 až 1 mm tlustými vrstvami pryže a obaleny ochrannými krycími pryžovými vrstvami. Tloušťka horní vrstvy, na níž spočívá dopravovaný materiál, bývá 1,5 až 5 mm tlustá, tloušťka dolní krycí vrstvy 1,5 až 2 mm. Počet vložek udává požadovanou pevnost pásu. Nosné vložky jsou buď z přirozených textilních vláken, nebo z umělých syntetických vláken případně z ocelových lan. Pevnost vložek textilních a syntetických se pohybuje v rozmezí od 45 do 630 N.mm<sup>-1</sup>. S počtem vložek ovšem narůstá tloušťka pásu. Tlusté pásy sledují špatně korýtkovost a vyžadují velké průměry bubnů. Pryžové pásy se běžně vyrábějí v šířkách od 400 - 2400 mm. Pro krátké dopravníky se dodávají pásy uzavřené, nekonečné. U delších dopravníků se pásy spojují některou z níže uvedených metod.[5]

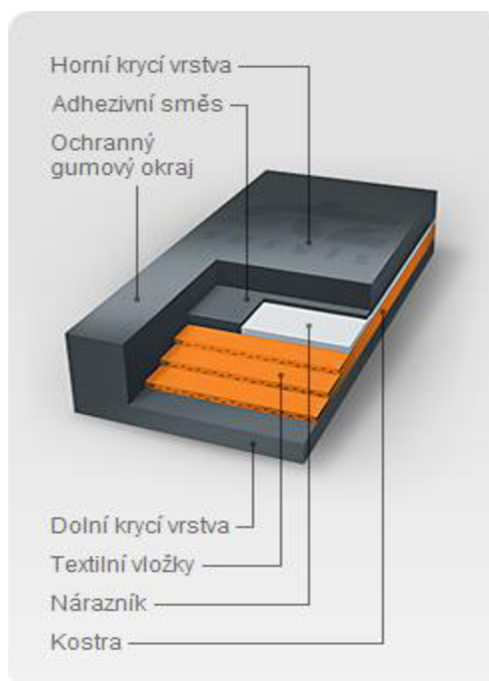
Spojování dopravních pásů:

- mechanickými svorkami,
- lepením,
- svařováním.

Dle výpočtů byl volen pás pryžotextilní o šířce 650 mm z katalogu spol. GUMEX, spol. s r.o.[11]

#### EP – 400/3, 650/4+2 AA:

nosná kostra - polyester,  
velmi odolný proti opotřebení,  
šířka pásu 650 mm,  
tloušťka pásu 9 mm,  
pevnost 400 N.mm<sup>-1</sup>,  
počet vložek - 3,  
otěruvzdornost 150 mm<sup>2</sup>,  
pracovní teplota -40 C°/+ 60°C,  
maximální teplota materiálu 70 C°,  
tloušťka horní krycí vrstvy 4 mm,  
tloušťka dolní krycí vrstvy 2 mm,  
informativní hmotnost 7,87 kg/bm.  
[11]



Obr. 2 Pás pryžotextilní - řez [19].

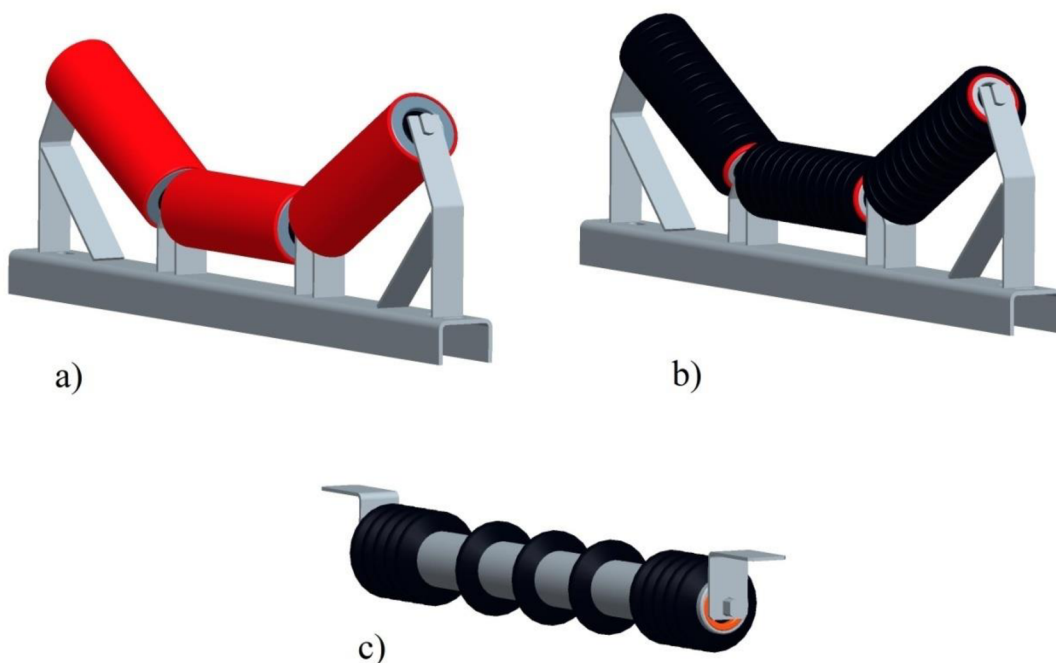


## 2.2 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečky vedou a podpírají dopravní pás a svým uspořádáním a uložením ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na jeho vlastnosti. Válečky mají mít malý odpor proti otáčení, malou hmotnost, jednoduchou konstrukci, mají být dokonale utěsněny proti vnikání nečistot, mají být náležitě vyváženy a mají být nenáročné na údržbu.[5]

Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic. Stolice nosných válečků se upevňují na konstrukci rámu dopravníku. Vzdálenost (rozteč) stolic závisí na šířce pásu, ložném profilu a druhu dopravovaného materiálu. [5]

V konstrukčním řešení byly použity válečky spol. TRANSROLL CZ – a.s. [12] a stolice horní nosné větve firmy GTK Tupesy spol. s r.o.[13]. Horní tříválečkové stolice jsou upevněny na rámu a jejich rozteč je volena na 0,75 m. V místě dopadu materiálu na pás jsou rozmístěny stolice s pogumovanými kotoučovými válečky. Jejich rozteč je volena na 0,3 m a použití v celkové délce 2 m od osy hnaného bubnu. V dolní vratné větvi byly ve vzdálenosti 3 m rozmístěny stolice s diskovými válečky. K těmto válečkům je nutné vyrobit úchyty pro připojení k rámu.



Obr. 3 Válečková stolice, a) horní nosná, b) dopadová, c) dolní vratná.

Příklad objednávky:

- a) Váleček hladký 89×250 / 6205, 3-20044-01590, [12]
  - b) Váleček kotoučový 108/63×380 / 6204, 3-20254-00104, [12]
  - c) Váleček diskový 108/63×750 / 6204, 3-20154-00008. [12]
- Válečková stolice horní - PAL 6530125. [13]



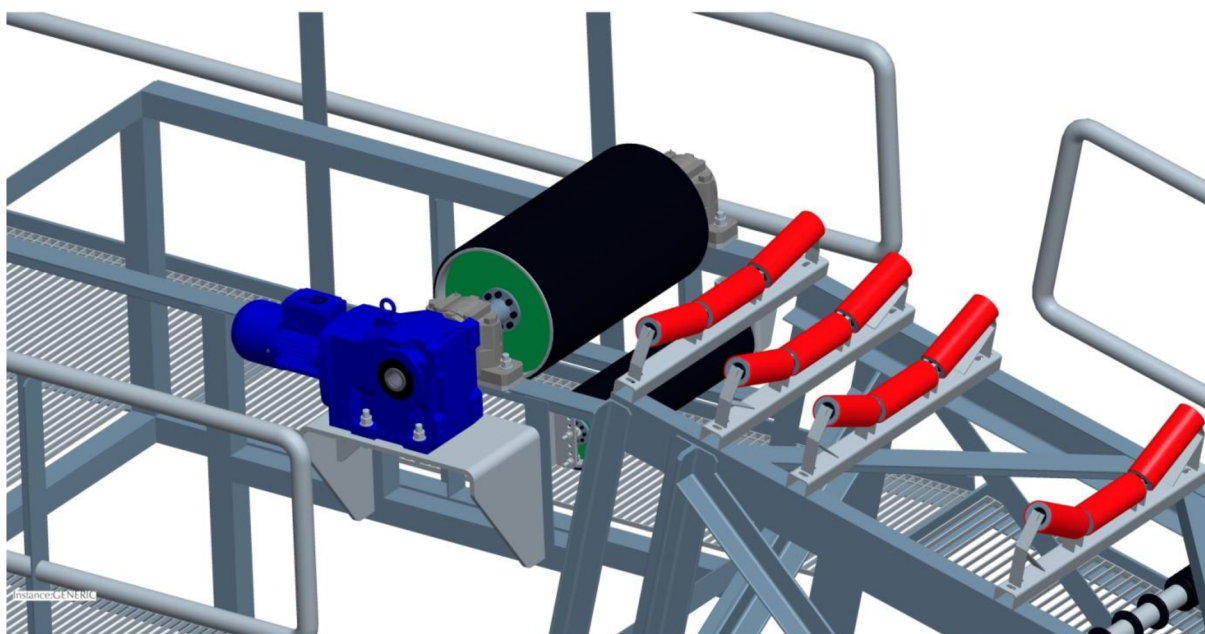
## 2.3 POHÁNĚCÍ STANICE

Bývá nejčastěji umístěna na nejvyšším místě dopravníku včetně převodovky. Tam, kde se šetří místem, případně u menších výkonů je vhodný elektrický buben. Přenosné a pojízdné dopravníky mohou být vybaveny spalovacími motory. U šikmých a lomených dopravníků musí být v ústrojí stavěcí brzda.[4]

V našem případě je přenos hnací síly z poháněcího bubnu na pás uskutečněn pomocí asynchronního elektromotoru s kuželočelní převodovkou od spol. NORD-Poháněcí technika, s.r.o.[14]. Z výpočtové části plyne minimální potřebný výkon, který byl z důvodu možné přetížitelnosti a horších provozních podmínek zvětšen na 22 kW.

Pro lepší přenosový poměr byl hnací buben opatřen gumovým obložením s šípovými drážkami a jde o produkt spol. GTK Tupesy spol. s r.o.[13]. Za ním je umístěn přítlačný buben o průměru 194 mm pro zvětšení celkového úhlu opásání od stejné společnosti.

Výhody tohoto řešení spočívají v jednoduchém blokovém provedení, které je nenáročné na údržbu a demontáž. Poloha celého hnacího agregátu je volena na přepádacím konci dopravníku tak, aby zatížená větev byla větví taženou.



Obr. 4 Poháněcí stanice.

Příklad objednávky:

### **Elektromotor**

SK9052.1 - AX - 180LX/4 (BRE20 vybaven brzdou). [14]

### **Poháněcí buben**

Nutno vyplnit objednávkový formulář výrobce GTK Tupesy spol. s r.o. [13]

*Některé základní parametry poháněcího bubnu:*

*Průměr bubnu bez obložení 400 mm, délka bubnu 750 mm, výstupní průměr hnacího hřídele 50 mm, celková délka hnacího hřídele 1350 mm, tloušťka obložení 8 mm.*





## 2.4 VRATNÁ STANICE

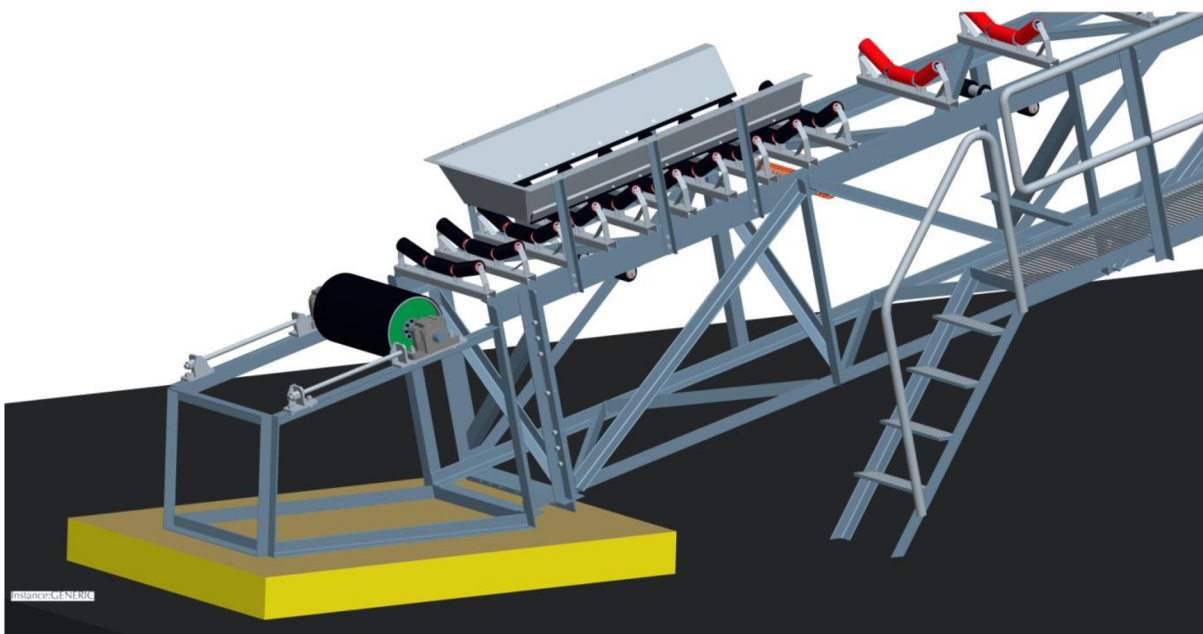
Na (obr. 5) můžeme vidět vratnou stanici, která tvoří samostatnou ocelovou konstrukci. Ve vratné stanici je umístěn poháněný buben od spol. GTK Tupesy spol. s r.o. [13] a realizováno mechanické napínání pásu. V místě přivádění materiálu na pás je umístěno boční vedení o délce 2 m.

Bezchybné napnutí pásu je důležité z hlediska správného přenosu hnacích sil z bubnu na pás a omezuje průvš pásu mezi jednotlivými válečkovými stolicemi dopravníku. V konstrukčním řešení je navrženo tuhé napínací ústrojí, a to pomocí šroubů.

Výhody tohoto konstrukčního řešení vynikají především v jednoduchosti a ceně. Vzhledem k zadané délce dopravníku je však nutné jej opatřit některým ze zařízení pro korekci přímého běhu pásu. Kupříkladu vhodným rozmístěním centrovacích válečkových stolic.

Napnutí pásu se určuje pouze odhadem a musí být již za klidu takové, aby se vyhovělo přenosu sil na hnacím bubnu za chodu a zejména při rozběhu dopravníku. Nesprávné napnutí má za následek nerovnoměrně vytahování pásu a následné sbíhání z válečkových stolic. [5]

Pro rovnoměrné napnutí pásu možno spodní rám, na kterém je uložena posuvná část napínacího mechanismu, opatřit ryskou. Její stupnice bude z obou stran vzájemně kolmá k podélné ose dopravníku. Pro kontrolu správné napínací síly můžeme instalovat mezi závitovou tyč a konzoly napínání snímače tlaku (tenzometry). S ohledem na životnost pásu, resp. jeho prodloužení z důvodu opotřebení, je doporučeno při mezí poloze posuvné konzoly napínání vzít v úvahu jeho výměnu.



Obr. 5 Vratná stanice.

### Poháněný buben

Nutno vyplnit objednávkový formulář výrobce GTK Tupesy spol. s r.o. [13]  
*Parametry obdobné jako u poháněcího bubnu. Celková délka hnaného hřídele 1180 mm.*



## 2.5 NOSNÁ KONSTRUKCE

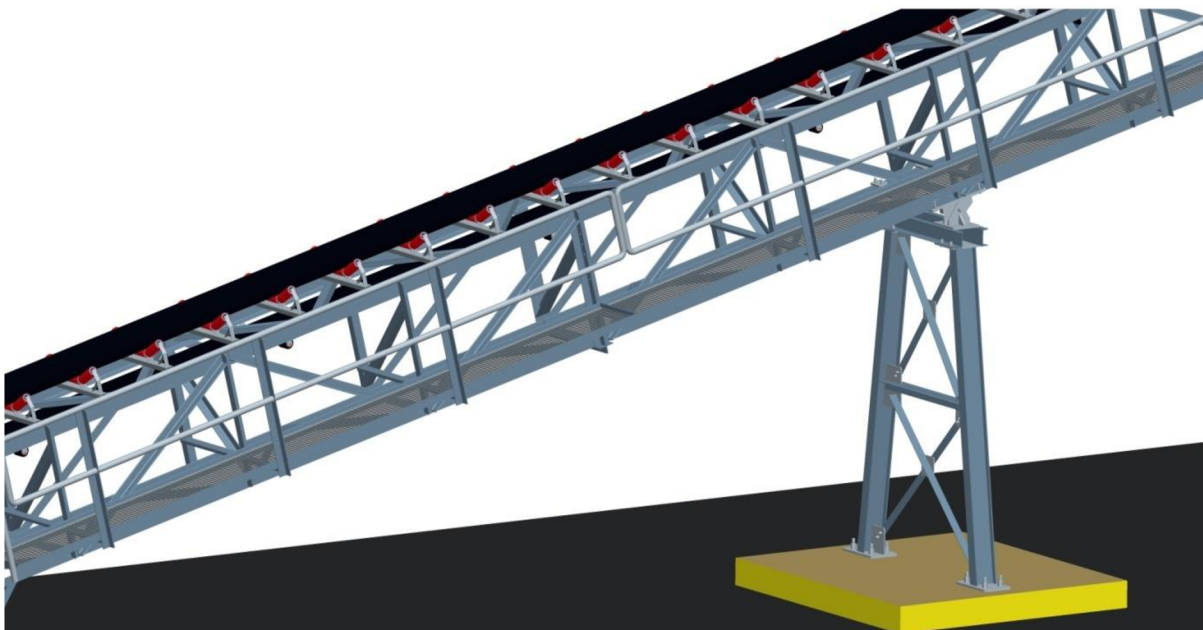
### 2.5.1 RÁM DOPRAVNÍKU

Pro lepší zachycení statických a dynamických sil byla konstruována 1350 mm vysoká příhradová konstrukce, svařená z ocelových profilů U160 a L80x8 (obr. 6). Na této konstrukci je uložena jednostranná obslužná pochozí lávka s pororoštem o šířce 600 mm. Toto koncepční řešení vychází z katalogu spol. GTK Tupesy spol. s r.o.[13] a svým provedením je vhodné pro těžké provoz, velké přepravní výkony a velkou vzdálenost stojin. Jak můžeme vidět na (obr. 4) ochoz a (obr. 5) spodní rám tvoří samostatnou ocelovou konstrukci.

### 2.5.2 STOJINY DOPRAVNÍKU

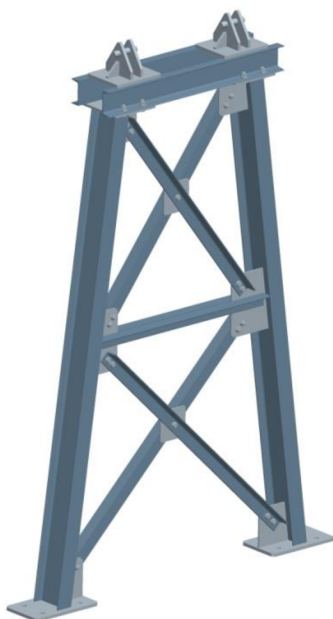
Dopravník je podpírán třemi stojinami o výšce 3,3 m (obr. 7), 6,7 m a 10,6 m. Ve výkresové dokumentaci je udána jejich přesná poloha a rozmístění od svislé osy poháněcího bubnu. Stojiny jsou složeny z ocelových profilů I220 a L80x8. K tyčím I220 jsou navařeny styčnickové plechy, na nichž jsou oboustranně přišroubovány podélné a diagonální příhradové ztužidla (tyče L80x8). Na spodní straně stojiny je navařen 20 mm tlustý podstavný plech s otvory pro kotevní šrouby. Přednostmi takovéto konstrukce jsou lepší stabilita a odolávání bočnímu větru.

Dle EN 10025 použit hutní materiál ocelových profilů S235JR, dodavatel RAVEN CZ a.s. [16].



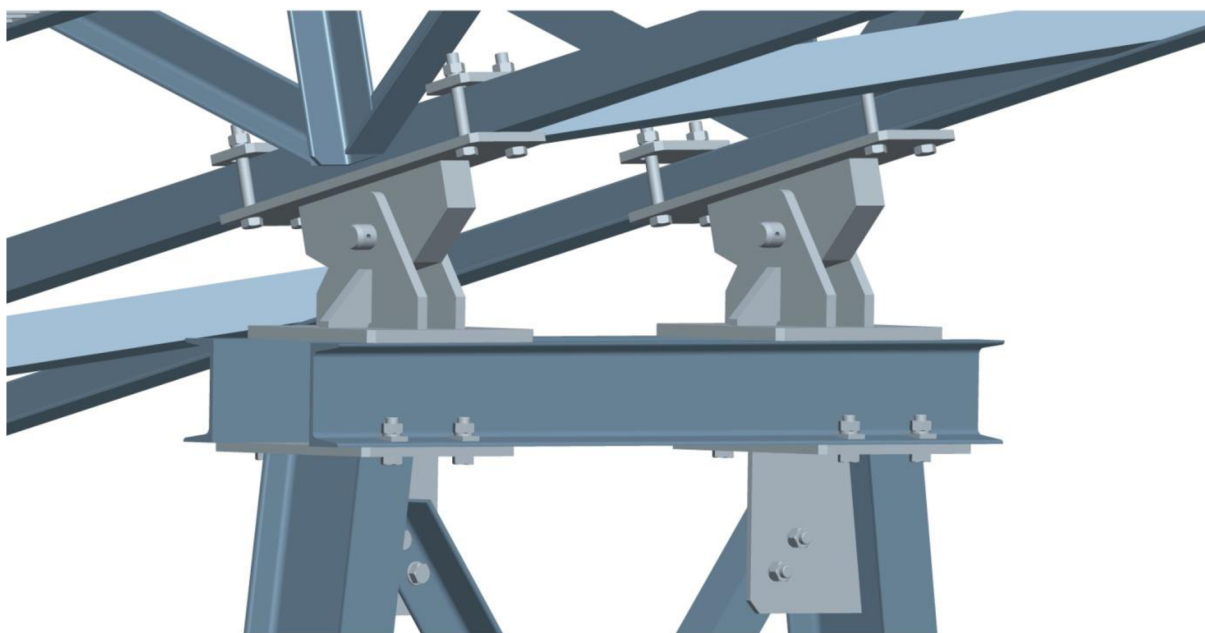
Obr. 6 Rám dopravníku.





*Obr. 7 Stojina dopravníku 3,3 m.*

Spojení mezi stojinami a rámem dopravníku zajišťuje závěs. Ten je přišroubován k rámu a skrze čep uložen v kyvné konzole stojiny viz (obr. 8).



*Obr. 8 Závěs.*



## 2.6 ČIŠTĚNÍ PÁSU

Ve většině případů dochází při přepravě materiálu k jeho ulpívání na dopravním pásu. Tvorba nečistot nepříznivě ovlivňuje chod celého stroje. Po čase mohou tyto nečistoty zatvrdnout a způsobit mechanická poškození některých částí dopravníku. Zvláště se pak jedná o dopravní pás, pryžové obložení bubnů a válečky.

### 2.6.1 VNĚJŠÍ STĚRAČ PÁSU

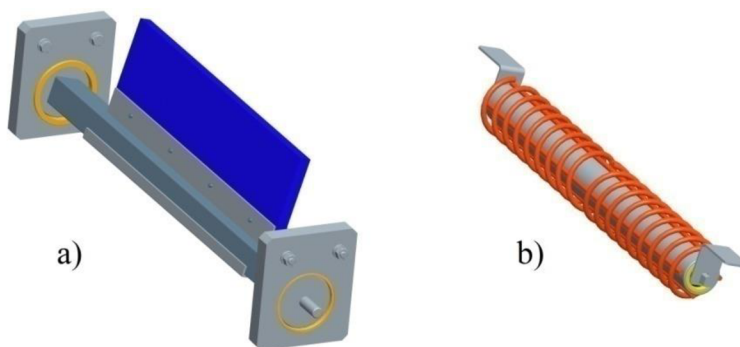
Volen vnější stěrač typu CJ 1.1 spol. SAVA Trade s.r.o. [15]

Čelní stěrač typ CJ 1.1, vyniká svou jednoduchou konstrukcí, která zaručuje výbornou kvalitu stírání po celou dobu životnosti stíracího segmentu z polyuretanu zakončeného plátkem z tvrdokovu (karbidu wolframu). Umisťuje se na čelo vynášecího válce cca 15° - 20° pod osu dopravníku. Je vhodný zejména do násypky menších rozměrů, kde je zapotřebí setřený materiál směřovat do násypky dopravníku. Veškerý přítlak tvrdokovu vůči pásu zabezpečuje tělo segmentu vyrobené z pružného polyuretanu. Setřený materiál tak nepřichází do styku s žádnými mechanicky pohyblivými díly stěrače. Je vhodný pro reverzní pásy a do těžkých provozů s vysoce abrazivním materiálem. [15]

### 2.6.2 VNITŘNÍ STĚRAČ PÁSU

Volen spirálový váleček Ø108 750x758x798 / 6205 spol. TRANSROLL CZ – a.s. [12]

Je umístěn v dolní vratné větvi a určen k samočinnému čištění spodní strany dopravního pásu. K spirálovému válečku nutno vyrobít úchyt pro připojení k rámu dopravníku. Dle stupně znečištění pásu můžeme tuto spirálovou stolicu v dolní větvi použít i vícekrát.



Obr. 9 Čištění pásu, a) vnější stěrač, b) spirálová stolice.

Příklad objednávky:

a) Čelní stěrač typ CJ 1.1 - délka 650 mm. [15]

Nutno vyplnit objednávkový formulář výrobce SAVA Trade s.r.o.

b) Spirálový váleček Ø108 750x758x798 / 6205. [12]



### 3 FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

#### 3.1 ÚHEL SKLONU DOPRAVNÍKU

$L_h$  – dopravní vzdálenost [m]

$H$  – dopravní výška [m]

$\delta$  – úhel sklonu dopravníku [°]

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{H}{L_h} \quad (1)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{12,5}{50}$$

$$\delta = 14^\circ$$

zadáno  $L_h = 50$  m

zadáno  $H = 12,5$  m

#### 3.2 DÉLKA DOPRAVNÍKU

$L$  – délka dopravníku [m]

$$H = L \cdot \sin \delta \rightarrow L = \frac{H}{\sin \delta} \quad (2)$$

$$L = \frac{12,5}{\sin 14^\circ}$$

$$L = 51,6 \text{ m}$$

#### 3.3 RYCHLOST DOPRAVNÍHO PÁSU

$v$  – rychlost pásu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

předběžně voleno

Pro ostrohranný materiál odírající drobný, střední – štěrk, dle [2] tab. 1 je rozsah rychlostí pro zadaný materiál 1 – 2,5  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Dle řady 0,25; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3 se běžně volí rychlost pásu. [6]

$$v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

Volbou větší rychlosti se dosáhne menší šířky pásu a tím i menší hmoty nosných konstrukcí. Při větších rychlostech rostou dynamické účinky dopravovaného materiálu a materiál se může snáze znehodnocovat. [6]



### 3.4 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ MATERIÁLU NA PÁSU

$\rho$  – sypaná hmotnost setřeseného kameniva [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]

$Q_m$  – hmotnostní průtok [ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ]

$S_t$  – teoretický průřez náplně materiálu na pásu [ $\text{m}^2$ ]

$$S_t = \frac{Q_m}{3600 \cdot v \cdot \rho} \quad (4)$$

$$S_t = \frac{240000}{3600 \cdot 1,6 \cdot 1800}$$

$$S_t = 0,023 \text{m}^2$$

zadáno  $\rho = 1800 \text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$

zadáno  $Q_m = 240\,000 \text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$

### 3.5 VOLBA ŠÍŘKY PÁSU A VÁLEČKOVÉ STOLICE

Šířka pásu je volena dle [2] ČSN 26 3102 tab. 4.

Pro námi vypočtený teoretický průřez  $S_t = 0,023 \text{m}^2$  je volen pás tloušťky  $B = 0,65 \text{m}$ .  
Provedení nosné větve bude tříválečkovou stolicí.

Z této volby plynou následující hodnoty:

$B$  – šířka pásu [m]

voleno  $B = 0,65 \text{m}$  [2]

$\alpha$  – sypaný úhel [°]

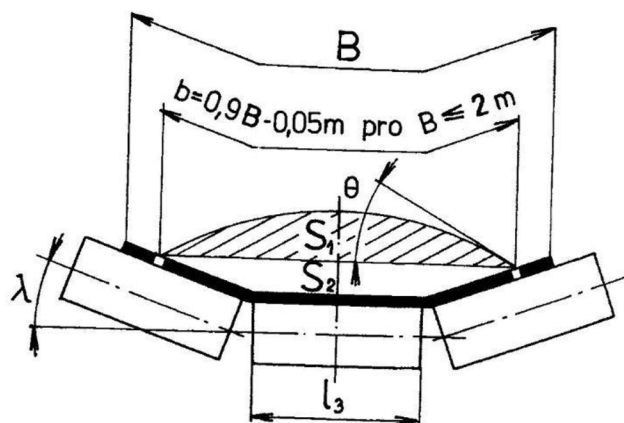
dáno  $\alpha = 20^\circ$  [2]

$\lambda$  – úhel sklonu válečků [°]

předběžně voleno

$$\lambda = 30^\circ$$

(5)



Obr. 10 Tříválečková stolice [1].



### 3.6 VÝPOČET PLOCHY PRŮŘEZU NÁPLNĚ

#### 3.6.1 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

b – využitelná ložná šířka pásu [m]

Pro  $B \leq 2\text{m}$  platí:

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \cdot m \quad (6)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,65 - 0,05$$

$$b = 0,535\text{m}$$

#### 3.6.2 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

Závisí na dopravované hmotě a dopravních podmínkách (rychlost, průvės pásu).  
Není-li znám, lze jeho přibližnou hodnotu vypočítat za sypného úhlu  $\psi$ . [1]

$\Theta$  – dynamický sypný úhel [°]

$$\Theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (7)$$

$$\Theta = 0,75 \cdot 20^\circ$$

$$\Theta = 15^\circ$$

V případě jiných dopravovaných hmot (materiály s většími hodnotami vnitřního tření - mazlavé tekoucí a jiné hmoty) může být tato hodnota významně odlišná od této přibližně vypočtené. [1]

#### 3.6.3 HORNÍ ČÁST PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$l_3$  – délka prostředního válečku

$S_1$  – horní část průřezu náplně pásu [m<sup>2</sup>]

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cos \lambda]^2 \frac{\text{tg} \Theta}{6} \quad (8)$$

$$S_1 = [0,25 + (0,535 - 0,25) \cos 30^\circ]^2 \frac{\text{tg} 15^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,011 \text{ m}^2$$

dáno  $l_3 = 0,25 \text{ m}$  [12]

#### 3.6.4 SPODNÍ ČÁST PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$S_2$  – spodní část průřezu náplně pásu [m<sup>2</sup>]

$$S_2 = \left[ l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \cos \lambda \right] \cdot \left[ \frac{(b - l_3)}{2} \sin \lambda \right] \quad (9)$$

$$S_2 = \left[ 0,25 + \frac{(0,535 - 0,25)}{2} \cos 30^\circ \right] \cdot \left[ \frac{(0,535 - 0,25)}{2} \sin 30^\circ \right]$$

$$S_2 = 0,027 \text{ m}^2$$

**3.6.5 CELKOVÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU**

$S$  – celkový průřez náplně pásu [ $m^2$ ]

$$S = S_1 + S_2 \quad (10)$$

$$S = 0,011 + 0,027$$

$$S = 0,038 \text{ m}^2$$

**3.6.6 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU**

$\delta$  – úhel sklonu dopravníku [ $^\circ$ ]

$\Theta$  – dynamický sypný úhel [ $^\circ$ ]

$k_1$  – součinitel korekce vrchlíku náplně pásu [-]

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

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 14^\circ - \cos^2 15^\circ}{1 - \cos^2 15^\circ}}$$

vypočteno  $\delta = 14^\circ$  (1)

vypočteno  $\Theta = 15^\circ$  (7)

$$k_1 = 0,355$$

**3.6.7 SOUČINITEL SKLONU DOPRAVNÍKU**

$k$  – součinitel sklonu dopravníku [-]

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} (1 - k_1) \quad (12)$$

$$k = 1 - \frac{0,011}{0,031} (1 - 0,355)$$

$$k = 0,81$$

**3.6.8 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU**

$S_k$  – skutečná plocha průřezu náplně pásu [ $m^2$ ]

$$S_k = S \cdot k \quad (13)$$

$$S_k = 0,038 \cdot 0,81$$

$$S_k = 0,031 \text{ m}^2$$

**3.7 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNOU PLOCHU PRŮŘEZU NÁPLNĚ**

$S_t$  – teoretický průřez náplně materiálu na pásu [ $m^2$ ]      vypočteno  $S_t = 0,023 \text{ m}^2$  (4)

$$\begin{aligned} S_k &\geq S_t \\ 0,031 \text{ m}^2 &\geq 0,023 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (14)$$

Navržená šířka pásu a provedení horní válečkové stolice vyhovuje.



### 3.8 KONTROLA PÁSU NA DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

#### 3.8.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$I_v$  – objemový dopravní výkon [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (15)$$

$$I_v = 0,038 \cdot 1,6 \cdot 0,81$$

$$I_v = 0,049 m^3 \cdot s^{-1}$$

#### 3.8.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$I_m$  – hmotnostní dopravní výkon [ $kg \cdot h^{-1}$ ]

$$I_m = I_v \cdot \rho \cdot 3600 \quad (16)$$

$$I_m = 0,049 \cdot 1800 \cdot 3600$$

$$I_m = 317\,520 \, kg \cdot h^{-1}$$

#### PODMÍNKY

$Q_m$  – hmotnostní průtok [ $kg \cdot h^{-1}$ ]

zadáno  $Q_m = 240\,000 \, kg \cdot h^{-1}$

$$I_m \geq Q_m \quad (17)$$
$$317\,520 \, kg \cdot h^{-1} \geq 240\,000 \, kg \cdot h^{-1}$$

Potřebný dopravní výkon je zaručen.



### 3.9 HLAVNÍ ODPORY

$f$  – globální součinitel tření [-]

$L$  – délka dopravníku [m]

$q_{RO}$  – hmotnost rotujících částí horní větve [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]

$q_{RU}$  – hmotnost rotujících částí spodní větve [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]

$q_B$  – hmotnost 1 metru dopravního pásu [ $\text{kg}/\text{bm}$ ]

$q_G$  – hmotnost dopravované hmoty na 1 m. délky [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]

$F_H$  – hlavní odpory [N]

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2q_B + q_G) \cdot \cos\delta] \quad (18)$$

$$F_H = 0,023 \cdot 51,6 \cdot 9,81 \cdot [10,4 + 1,9 + (2 \cdot 7,87 + 55,1) \cdot \cos 14^\circ]$$

$$F_H = 875 \text{ N}$$

vypočteno  $L = 51,6 \text{ m}$  (2)

voleno  $f = 0,023$  (19)

vypočteno  $q_{RO} = 10,4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  (20)

vypočteno  $q_{RU} = 1,9 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  (21)

vypočteno  $q_G = 55,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  (22)

voleno  $q_B = 7,87 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  (23)

#### 3.9.1 GLOBÁLNÍ SOUČINITEL TŘENÍ

Dle ČSN ISO 5048 [1] str. 7 je základní hodnota  $f = 0,02$ . Pro špatně vyrovnané dopravníky v prašném, vlhkém nebo lepivém prostředí lze tuto hodnotu snížit až o 50%. Hodnota globálního součinitele bude v našem případě zvětšena o 15%.

$f$  – globální součinitel tření [-]

voleno

$$f = 0,023$$

(19)

#### 3.9.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ HORNÍ (NOSNÉ) VĚTVE

Volen váleček horní větve dle katalogu spol. TRANSROLL CZ – a.s. [12]: Váleček hladký 89×250 / 6205, 3-20044-01590 / 2,6 kg hmotnost rotujících dílů. Vzhledem k šířce pásu  $B = 650 \text{ mm}$  je volena rozteč nosných válečkových stolic  $t_{sz} = 0,75 \text{ m}$ .

$m_r$  – hmotnost rotujících dílů [kg]

$t_{sz}$  – rozteč válečků v horní větvi [-]

$z_z$  – počet válečků v horní stolici [-]

$q_{RO}$  – hmotnost rotujících částí horní větve [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]

$$q_{RO} = \frac{m_r \cdot z_z}{t_{sz}} \quad (20)$$

$$q_{RO} = \frac{2,6 \cdot 3}{0,75}$$

$$q_{RO} = 10,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

dáno  $m_r = 2,6 \text{ kg}$  [12]

dáno konstrukčně  $z_z = 3$

voleno  $t_{sz} = 0,75 \text{ m}$



**3.9.3 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ SPODNÍ (VRATNÉ) VĚTVĚ**

Volen váleček spodní větve dle katalogu spol. TRANSROLL CZ – a.s. [12]:  
Váleček diskový 108/63×750 / 6204, 3-20154-00008 / 5,7 kg hmotnost rotujících dílů.  
Je volena rozteč vratných válečkových stolic  $t_{sp} = 3$  m.

$m_r$  – hmotnost rotujících dílů [kg]

$t_{sp}$  – rozteč válečků v dolní větvi [-]

$z_p$  – počet válečků v dolní stolici [-]

$q_{RU}$  – hmotnost rotujících částí spodní větve [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]

$$q_{RU} = \frac{m_r \cdot z_p}{t_{sp}} \quad (21)$$

$$q_{RU} = \frac{5,7 \cdot 1}{3}$$

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

dáno  $m_r = 5,7$  kg [12]

dáno konstrukčně  $z_p = 1$

voleno  $t_{sp} = 3$  m

**3.9.4 HMOTNOST DOPRAVOVANÉ HMOTY NA 1 METR DÉLKY**

$q_G$  – hmotnost dopravované hmoty na 1 metr délky [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]

$$q_G = \frac{I_v \cdot \rho}{v} \quad (22)$$

$$q_G = \frac{0,049 \cdot 1800}{1,6}$$

$$q_G = 55,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

**3.9.5 HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU**

Z katalogu volen pás od spol. GUMEX, spol. s r.o. [11]:

Pás pryžotextilní EP – 400/3, 650/4+2 AA, informativní hmotnost  $m_2 = 7,87$  kg/bm,

síla pásu = 9 mm.

$q_B$  – hmotnost 1 metru dopravního pásu [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]      dáno

$$q_B = 7,87 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1} \quad (23)$$



### 3.10 VEDLEJŠÍ ODPORY

$F_{bA}$  – odpor setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování [N]

$F_f$  – odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování [N]

$F_{oC}$  – odpor ohybem pásu celkový [N]

$F_{LC}$  – odpor ložisek všech nepoháněných bubnů [N]

$F_N$  – vedlejší odpory [N]

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_{oC} + F_{LC} \quad (24)$$

$$F_N = 141 + 254 + 200 + 100$$

$$F_N = 695 \text{ N}$$

vypočteno  $F_{bA} = 141 \text{ N}$  (25)

vypočteno  $F_f = 254 \text{ N}$  (26)

vypočteno  $F_{oC} = 200 \text{ N}$  (30)

vypočteno  $F_{LC} = 100 \text{ N}$  (32)

#### 3.10.1 ODPORY SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

V tomto konstrukčním řešení je provedeno urychlování materiálu vhodně tvarovanou násypkou, která udělí materiálu potřebnou rychlost, blížíci se rychlosti pásu. [5] Násypka není součástí dopravníku, ale přídatného zařízení. Krátký urychlovací pás nebude realizován.

$v_o$  – složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

$F_{bA}$  – odpor setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování [N]

$$F_{bA} = I v \cdot \rho \cdot (v - v_o) \quad (25)$$

$$F_{bA} = 0,049 \cdot 1800 \cdot (1,6 - 0)$$

$$F_{bA} = 141 \text{ N}$$

dáno konstrukčně  $v_o = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

#### 3.10.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

Dle konstrukčního řešení realizována 2 m dlouhá násypka.

$l_b$  – urychlovací délka [m]

$b_1$  – světla šířka bočního vedení [m]

$\mu_2$  – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi [-]

$F_f$  – odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování [N]

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_o}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (26)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,049^2 \cdot 1800 \cdot 9,81 \cdot 2}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,56^2}$$

$$F_f = 254 \text{ N}$$

dáno konstrukčně  $l_b = 2 \text{ m}$

voleno  $\mu_2 = 0,6$  [1]

vypočteno  $b_1 = 0,56 \text{ m}$  (28)



### 3.10.3 MINIMÁLNÍ URYCHLOVACÍ DÉLKA

$\mu_1$  – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem [-]

$l_{b,min}$  – minimální urychlovací délka [m]

$$l_{b,min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (27)$$

$$l_{b,min} = \frac{1,6^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} \quad \text{voleno } \mu_1 = 0,6 [1]$$

$$l_{b,min} = 0,21 \text{ m}$$

Urychlovací délka  $l_b$  je větší než minimální urychlovací délka  $l_{b,min}$ .

### 3.10.4 SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$b_1$  - světlá šířka bočního vedení [m]

$$b_1 = B \cdot \cos\lambda \quad (28)$$

$$b_1 = 0,65 \cdot \cos 30^\circ$$

$$b_1 = 0,56 \text{ m}$$

### 3.10.5 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$F_o$  – odpor ohybu pásu na bubnu [N]

voleno

Dle ČSN 26 3102 [2] str. 24 možno použít při předběžném výpočtu hodnotu  $F_o = 100 - 250$  N pro jeden nepoháněný buben.

$$F_o = 100 \text{ N} \quad (29)$$

Pásový dopravník obsahuje dva nepoháněné bubny. Jeden přítlačný a druhý napínací (vratný).

$z_b$  – počet všech nepoháněných bubnů transportéru [-]

$F_{oC}$  – odpor ohybem pásu celkový [N]

$$F_{oC} = F_o \cdot z_b \quad (30)$$

$$F_{oC} = 100 \cdot 2$$

$$F_{oC} = 200 \text{ N} \quad \text{dáno konstrukčně } z_b = 2$$



### 3.10.6 ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU

$F_L$  – odpor ložisek nepoháněných bubnu [N] voleno

Dle ČSN 26 3 102 [2] str. 24 možno použít při předběžném výpočtu hodnotu  $F_L = 50 - 150$  N pro jeden nepoháněný buben.

$$F_L = 50 \text{ N} \quad (31)$$

$F_{LC}$  – odpor ložisek všech nepoháněných bubnů [N]

$$F_{LC} = F_L \cdot z_b \quad (32)$$

$$F_{LC} = 50 \cdot 2$$

$$F_{LC} = 100 \text{ N}$$

dáno konstrukčně  $z_b = 2$

### 3.11 PŘÍDAVNÉ ODPORY

$F_{S1}$  – přídatný hlavní odpor [N]

$F_{S2}$  – přídatný vedlejší odpor [N]

$F_S$  – přídatné odpory [N]

$$F_S = F_{S1} + F_{S2} \quad (33)$$

$$F_S = 123 + 379$$

$$F_S = 502 \text{ N}$$

vypočteno  $F_{S1} = 123$  N (34)

vypočteno  $F_{S2} = 379$  N (36)

#### 3.11.1 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

Boční vedení nebude realizováno po celé délce dopravníku. Proto není do výpočtu hlavních přídatných odporů dle ČSN ISO 5048 [1] zahrnuto  $F_{gL}$  (37).

$F_\varepsilon$  – odpor vychýlených bočních válečků [N]

$F_{S1}$  – přídatný hlavní odpor [N]

$$F_{S1} = F_\varepsilon \quad (34)$$

$$F_{S1} = 123 \text{ N}$$

vypočteno  $F_\varepsilon = 123$  N (35)



### 3.11.2 ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

Platí pro válečkové stolice se třemi válečky stejné délky a pro sklon bočních válečku  $30^\circ$ . Pro středění pásu je voleno vychýlení válečků o  $\varepsilon = 2^\circ$ .

$L$  – délka dopravníku [m]

$\mu_0$  – součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem [-]

$C_\varepsilon$  – součinitel korýtkovosti [-]

$\varepsilon$  – úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu [ $^\circ$ ]

$F_\varepsilon$  – odpor vychýlených bočních válečků [N]

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \cdot \mu_0 \cdot L \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos\delta \cdot \sin\varepsilon \quad (35)$$

$$F_\varepsilon = 0,4 \cdot 0,3 \cdot 51,6 \cdot (7,87 + 55,1) \cdot 9,81 \cdot \cos 14^\circ \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_\varepsilon = 123 \text{ N}$$

vypočteno  $L = 51,6 \text{ m}$  (2)

voleno  $\mu_0 = 0,3$  [1]

voleno  $C_\varepsilon = 0,4$  [1]

voleno  $\varepsilon = 2^\circ$  [2]

### 3.11.3 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

Je použito boční vedení o délce 2 metry. Do výpočtu přídatných vedlejších odporů není zahrnut:

- odpor obracení dolní větve pásu,
- odpor shrnovačů dopravované hmoty z pásu,
- odpor shazovacího vozu.

$F_r$  – odpor čističů pásu a bubnu [N]

$F_{gL}$  – odpor tření o boční stěny násypky nebo boční vedení [N]

$F_{S2}$  – přídatný vedlejší odpor [N]

$$F_{S2} = F_r + F_{gL} \quad (36)$$

$$F_{S2} = 309 + 69$$

$$F_{S2} = 378 \text{ N}$$

vypočteno  $F_{gL} = 69 \text{ N}$  (37)

vypočteno  $F_r = 309 \text{ N}$  (38)

### 3.11.4 ODPOR TŘENÍ O BOČNÍ STĚNY NÁSYPKY NEBO BOČNÍ VEDENÍ

$l$  - délka bočního vedení [m]

$F_{gL}$  - odpor tření o boční stěny násypky nebo boční vedení [N]

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b^2} \quad (37)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,049^2 \cdot 1800 \cdot 9,81 \cdot 2}{1,6^2 \cdot 0,535^2}$$

$$F_{gL} = 69 \text{ N}$$

dáno konstrukčně  $l = 2 \text{ m}$



### 3.11.5 ODPOR ČISTIČŮ PÁSU A BUBNU

$F_{r1}$  – odpor vnějšího čističe pásu [N]

$F_{r2}$  – odpor vnitřního čističe pásu [N]

$F_r$  – odpor čističů pásu a bubnu [N]

$$F_r = F_{r1} + F_{r2} \quad (38)$$

$$F_r = 273 + 36$$

$$F_r = 309 \text{ N}$$

vypočteno  $F_{r1} = 273 \text{ N}$  (39)

vypočteno  $F_{r2} = 36 \text{ N}$  (40)

### 3.11.6 ODPOR VNĚJŠÍHO ČISTIČE PÁSU

Volen vnější čistič pásu s protizávažím – gumový.

Provedení CJ 1.1 spol. Savatrade [15], tloušťka stíracího segmentu 20 mm. Dle [3] str. 34 je pro materiál třecích ploch polyamid – ocel, za pohybu  $\mu_3 = 0,2 - 0,45$ .

$t_\xi$  – tloušťka čističe pásu [m]

$p$  – tlak mezi čističem pásu a pásem voleno [ $\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$ ]

$\mu_3$  – součinitel tření mezi pásem a čističem pásu [-]

$F_{r1}$  – odpor vnějšího čističe pásu [N]

$$F_{r1} = B \cdot t_\xi \cdot p \cdot \mu_3 \quad (39)$$

$$F_{r1} = 0,65 \cdot 0,02 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 0,35$$

$$F_{r1} = 273 \text{ N}$$

dáno  $t_\xi = 0,02 \text{ m}$

voleno  $p = 6 \cdot 10^4 \text{ N}\cdot\text{m}^{-2}$  [1]

voleno  $\mu_3 = 0,35$  [3]

### 3.11.7 ODPOR VNITŘNÍHO ČISTIČE PÁSU

Dle katalogu spol. TRANSROLL CZ – a.s. [12] volen jako vnitřní čistič pásu spirálový váleček  $\emptyset 108 \text{ 750x758x798} / 6205$ , 10,5 kg hmotnost válečku.

$m_{sp}$  – hmotnost spirálového válečku [kg]

$F_{r2}$  – odpor vnitřního čističe pásu [N]

$$F_{r2} = m_{sp} \cdot g \cdot \mu_3 \quad (40)$$

$$F_{r2} = 10,5 \cdot 9,81 \cdot 0,35$$

$$F_{r2} = 36 \text{ N}$$

dáno  $m_{sp} = 10,5 \text{ kg}$  [12]

### 3.12 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$H$  – dopravní výška [m]

$q_G$  – hmotnost dopravované hmoty na 1 m. délky [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]

$F_{St}$  – odpor k překonání dopravní výšky [N]

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (41)$$

$$F_{St} = 55,1 \cdot 12,5 \cdot 9,81$$

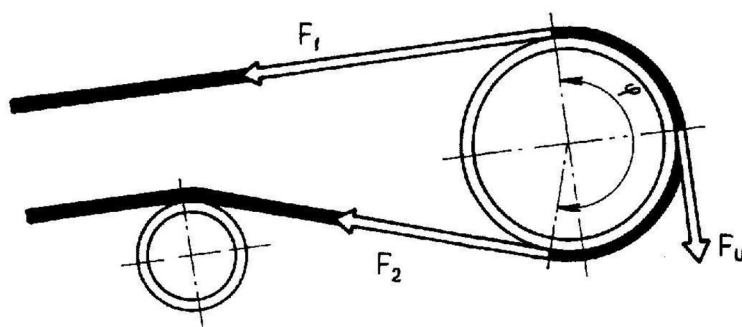
$$F_{St} = 6756 \text{ N}$$

zadáno  $H = 12,5 \text{ m}$

vypočteno  $q_G = 55,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  (22)



### 3.13 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU



Obr. 11 Tahové síly působící v pásu [1].

Určena součtem všech následujících odporů.

$F_S$  – hlavní odpor [N]

$F_N$  – vedlejší odpory [N]

$F_{S1}$  – přídavný hlavní odpor [N]

$F_{S2}$  – přídavný vedlejší odpor [N]

$F_{St}$  – odpor k překonání dopravní výšky [N]

$F_U$  – obvodová hnací síla [N]

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (42)$$

$$F_U = 875 + 695 + 123 + 378 + 6756$$

$$F_U = 8827 \text{ N}$$

vypočteno  $F_H = 875 \text{ N}$  (18)

vypočteno  $F_N = 695 \text{ N}$  (24)

vypočteno  $F_{S1} = 123 \text{ N}$  (34)

vypočteno  $F_{S2} = 378 \text{ N}$  (36)

vypočteno  $F_{St} = 6756 \text{ N}$  (41)

### 3.14 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

$P_A$  – provozní výkon na poháněcím bubnu [kW]

$$P_A = F_U \cdot v \quad (43)$$

$$P_A = 8827 \cdot 1,6$$

$$P_A = 14123 \text{ W} \Rightarrow 14,12 \text{ kW}$$

### 3.15 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO ELEKTROMOTORU

$\eta_1$  – účinnost poháněcí stanice [-]

$P_M$  – provozní výkon poháněcího motoru [kW]

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (44)$$

$$P_M = \frac{14123}{0,9}$$

voleno  $\eta_1 = 0,9$  [1]

$$P_M = 15692 \text{ W} \Rightarrow 15,7 \text{ kW}$$



### 3.16 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH V PÁSU

#### 3.16.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$\xi$  - součinitel rozběhu [-]

$F_{Umax}$  – maximální obvodoová hnací síla [N]

$$\begin{aligned} F_{Umax} &= F_U \cdot \xi & (45) \\ F_{Umax} &= 8827 \cdot 1,6 \\ F_{Umax} &= 14123 \text{ N} \end{aligned}$$

voleno  $\xi = 1,6$  [1]

#### 3.16.2 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z BUBNU

Dle ISO 5048 [1] je voleno pryžové obložení bubnu s šípovými drážkami. Stav stykových ploch mezi bubnem a pásem bude ovlivněn povětrnostními a jinými venkovními vlivy. Z toho plyne stav obložení bubnu - čisté a mokré, dán součinitel  $\mu = 0,35$ .

$\mu$  – součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem [-]

$e$  – základ přirozených logaritmů [-]

$F_2$  – tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu [N]

$F_{2min}$  – nejmenší tahová síla ve větvi sbíhající z bubnu [N]

$$\begin{aligned} F_{2min} &\geq F_2 \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} & (46) \\ F_{2min} &\geq 14123 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot 4,2} - 1} & \text{dáno } \mu = 0,35 \text{ [1]} \\ F_{2min} &\geq 4241 \text{ N} & \text{dáno } e = 2,71 \\ & & \text{vypočteno } \varphi = 4,2 \text{ rad (47)} \end{aligned}$$

Je potřeba tuto sílu udržovat na výše vypočtené hodnotě.

#### 3.16.3 ÚHEL OPÁSÁNÍ POHÁNĚCÍHO BUBNU

$\varphi^\circ$  – úhel opásání poháněcího bubnu [°]

$\varphi$  – úhel opásání poháněcího bubnu [rad]

$$\begin{aligned} \varphi &= \varphi^\circ \frac{\pi}{180^\circ} & (47) \\ \varphi &= 240^\circ \frac{\pi}{180^\circ} & \text{dáno konstrukčně } \varphi^\circ = 240^\circ \\ \varphi &= 4,2 \text{ rad} \end{aligned}$$





### 3.16.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$  – největší dovolený průvès pásu

$t_{sz}$  – rozteč válečků v horní větvi [-]

$q_B$  – hmotnost 1 metru dopravního pásu [kg/bm]

$q_G$  – hmotnost dopravované hmoty na 1 m. délky [kg.m<sup>-1</sup>]

$F_{minH}$  – nejmenší tahová síla pro horní větev (nosnou) [N]

$$F_{minH} \geq \frac{t_{sz} \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (48)$$

$$F_{minH} \geq \frac{0,75 \cdot (7,87 + 55,1) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{minH} \geq 2895 \text{ N}$$

dáno  $q_B = 7,87 \text{ kg.m}^{-1}$  (23)

voleno  $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,02$  [1]

voleno  $t_{sz} = 0,75 \text{ m}$

vypočteno  $q_G = 55,1 \text{ kg.m}^{-1}$  (22)

### 3.16.5 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV

$t_{sp}$  – rozteč válečků v dolní větvi [-]

$F_{minS}$  – nejmenší tahová síla pro dolní větev (vratnou) [N]

$$F_{minS} \geq \frac{t_{sp} \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (49)$$

$$F_{minS} \geq \frac{3 \cdot 7,87 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{minS} \geq 1447 \text{ N}$$

voleno  $t_{sp} = 3 \text{ m}$

### 3.16.6 MAXIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$F_{max}$  – maximální tahová síla v pásu [N]

$F_1$  – tah v pásu ve větvi nabíhající na buben [N]

$$F_{max} \approx F_1 = F_U \cdot \xi \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (50)$$

$$F_{max} \approx 8827 \cdot 1,6 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,35 \cdot 4,2} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx 18365 \text{ N}$$

### 3.16.7 DOVOLENÁ SÍLA V PÁSU

Pro pás pryžotextilní EP – 400/3, 650/4+2 AA dle katalogu spol. GUMEX, spol. s r.o. [11] je maximální dovolené napětí pásu  $R_{mp} = 400 \text{ N.mm}^{-1}$

$R_{mp}$  – maximální dovolené napětí pásu

$B$  – šířka dopravního pásu [mm]

$F_{Dp}$  – největší dovolená síla v pásu [N]

$$F_{Dp} = R_{mp} \cdot B \quad (51)$$

$$F_{Dp} = 400 \cdot 650$$

$$F_{Dp} = 260\,000 \text{ N}$$

dáno  $R_{mp} = 400 \text{ N.mm}^{-1}$

voleno  $B = 650 \text{ mm}$  [2]



### 3.17 KONTROLA PEVNOSTI PÁSU

$$\begin{aligned} F_{Dp} &\geq F_{max} \\ 260\,000\,N &> 18365\,N \end{aligned} \quad (52)$$

Pás pevnostně vyhovuje.

#### 3.17.1 EULEROVA ROVNICE VLÁKNOVÉHO TŘENÍ – KONTROLA

$$\begin{aligned} \frac{F_1}{F_2} &\leq e^{\mu \cdot \varphi} \\ \frac{18365}{4241} &\leq e^{0,35 \cdot 4,2} \\ 4,33 &= 4,33 \end{aligned} \quad (53)$$

Výsledné hodnoty jsou v pořádku

### 3.18 CELKOVÁ MAXIMÁLNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL BUBNU

$F_C$  – celková maximální síla působící na hřídel bubnu [N]

$$\begin{aligned} F_C &= F_1 + F_2 \\ F_C &= 18365 + 4241 \\ F_C &= 22606\,N \end{aligned} \quad (54)$$

### 3.19 NAPÍNACÍ SÍLA

Pohon je realizován na přepadávacím konci dopravníku.

$F_Z$  – potřebná napínací síla [N]

$$\begin{aligned} F_Z &= 2 \cdot (F_2 + q_B \cdot H \cdot g) \\ F_Z &= 2 \cdot (4241 + 7,87 \cdot 12,5 \cdot 9,81) \\ F_Z &= 10412\,N \end{aligned} \quad (55)$$



## 4 KONTROLNÍ VÝPOČET RÁMU

Ve výpočtu není zahrnuta hmotnost spojovacího materiálu a pochozí lávky.

### 4.1 CELKOVÁ HMOTNOST

Celková hmotnost válečkových stolic a dopravního pásu rozložena na dva příhradové nosníky, viz (obr. 12).

$m_{hv}$  – hmotnost válečkových stolic horní větve [kg]  
 $m_{sv}$  – hmotnost válečkových stolic spodní větve [kg]  
 $m_p$  – hmotnost dopravního pásu [kg]  
 $m_m$  – hmotnost přepravovaného materiálu [kg]  
 $p_s$  – počet segmentu příhradového nosníku [-]  
 $m_c$  – celková hmotnost [kg]

$$m_c = \frac{m_{hv} + m_{sv} + m_p + m_m}{2} + (p_s \cdot m_{nos}) \quad (56)$$

$$m_c = \frac{462 + 136 + 866 + 2843}{2} + (5 \cdot 374)$$

$$m_c = 4023 \text{ kg}$$

dáno konstrukčně  $p_s = 5$   
 vypočteno  $m_{hv} = 462 \text{ kg}$  (57)  
 vypočteno  $m_{sv} = 136 \text{ kg}$  (58)  
 vypočteno  $m_p = 866 \text{ kg}$  (59)  
 vypočteno  $m_m = 2843 \text{ kg}$  (60)  
 vypočteno  $m_{nos} = 374 \text{ kg}$  (61)

#### 4.1.1 HMOTNOST VÁLEČKOVÝCH STOLIC HORNÍ VĚTVĚ

Dle katalogu spol. GTK Tupesy spol. s r.o.[13] volena válečková stolice: PAL 6530125, hmotnost  $h_{sh} = 6,5 \text{ kg}$ .

$h_{sh}$  – hmotnost válečkové stolice horní větve [kg]  
 $n_{sh}$  – počet stolic horní větve [-]  
 $m_{hv}$  – hmotnost válečkových stolic horní větve [kg]

$$m_{hv} = h_{sh} \cdot n_{sh} \quad (57)$$

$$m_{hv} = 6,5 \cdot 71$$

$$m_{hv} = 462 \text{ kg}$$

dáno  $h_{sh} = 6,5 \text{ kg}$   
 dáno konstrukčně  $n_{sh} = 71$



#### 4.1.2 HMOTNOST VÁLEČKOVÝCH STOLIC SPODNÍ VĚTVE

Dle katalogu spol. TRANSROLL CZ – a.s. [12] volen:  
Váleček diskový 108/63×750 / 6204, 3-20154-00008 / 7,8 kg celková hmotnost válečku.  
Hmotnost plechů pro úchyt 0,2 kg (vypočteno v programu ProEngineer).

$h_{ss}$  – hmotnost válečkové stolice spodní větve [kg]  
 $n_{ss}$  – počet stolic spodní větve [-]  
 $m_{sv}$  – hmotnost válečkových stolic spodní větve [kg]

$$\begin{aligned} m_{sv} &= h_{sh} \cdot n_{sh} & (58) \\ m_{sv} &= 8 \cdot 17 \\ m_{sv} &= 136 \text{ kg} \end{aligned}$$

dáno konstrukčně  $n_{ss} = 17$   
dáno konstrukčně  $h_{ss} = 8 \text{ kg}$

#### 4.1.3 HMOTNOST DOPRAVNÍHO PÁSU

$q_B$  – hmotnost 1 metru dopravního pásu [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]  
 $L_p$  – délka dopravního pásu [m]  
 $m_p$  – hmotnost dopravního pásu [kg]

$$\begin{aligned} m_p &= q_B \cdot L_p & (59) \\ m_p &= 7,87 \cdot 110 \\ m_p &= 866 \text{ kg} \end{aligned}$$

dáno  $q_B = 7,87 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  (23)  
dáno konstrukčně  $L_p = 110 \text{ m}$

#### 4.1.4 HMOTNOST PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

$q_G$  – hmotnost dopravované hmoty na 1 m. délky [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ]  
 $L$  – délka dopravníku [m]  
 $m_m$  – hmotnost přepravovaného materiálu [kg]

$$\begin{aligned} m_m &= q_G \cdot L & (60) \\ m_m &= 55,1 \cdot 51,6 \\ m_m &= 2843 \text{ kg} \end{aligned}$$

vypočteno  $L = 51,6 \text{ m}$  (2)  
vypočteno  $q_G = 55,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  (22)



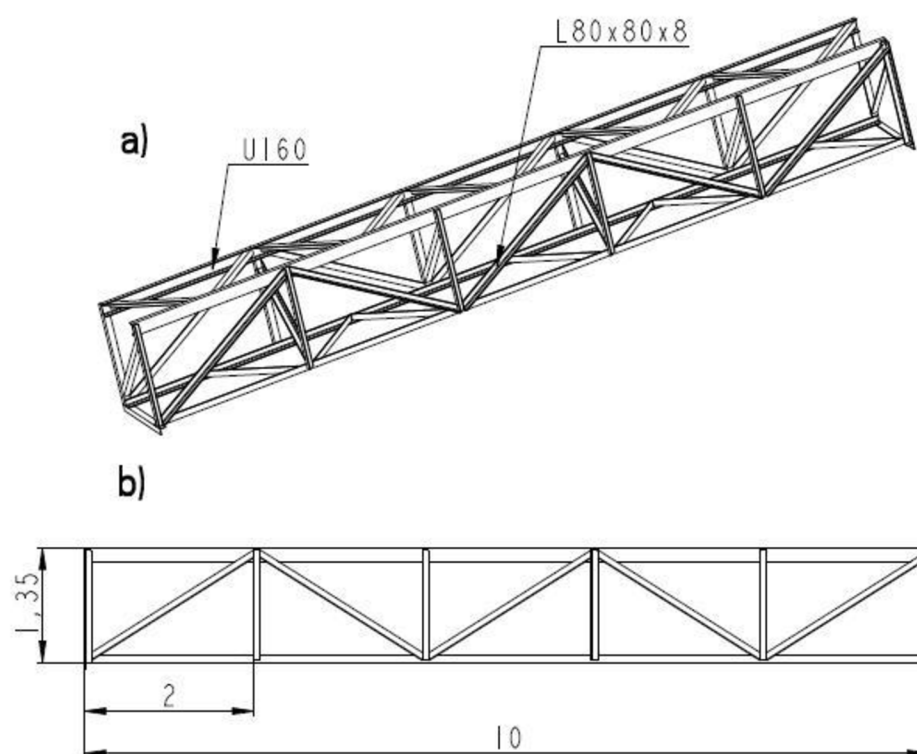
#### 4.1.5 HMOTNOST PŘÍHRADOVÉHO NOSÍKU

Příhradová konstrukce je složena z pěti segmentů o délce 10 m. Každý segment je tvořen dvěma příhradovými nosíky. Konstrukce je svařena z tyčí profilového průřezu U160 a L 80x8. Dle EN 10025 použit materiál S235JR, dodavatel RAVEN CZ a.s. [16]. Detailněji (viz obr. 12).

Pro informaci:

Hmotnost 1 metru válcovaného U-profilu 160,  $m_{u160} = 18,8 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  [16].

Hmotnost 1 metru válcovaného L-profilu 80x80x8,  $m_{L80} = 9,63 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$  [16].



Obr. 12 Konstrukce, a) segment, b) příhradový nosník.

$m_{\text{nos}}$  – hmotnost příhradového nosíku [kg]

$$m_{\text{nos}} = 374 \text{ kg} \quad (61)$$

Výpočet  $m_{\text{nos}}$  proveden v programu ProEngineer.



## 4.2 SPOJITÉ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA PRUT

$m_c$  – celková hmotnost [kg]

$L$  – délka dopravníku [m]

$$q_1 = \frac{m_c \cdot g}{L} \quad (62)$$
$$q_1 = \frac{4023 \cdot 9,81}{51,6}$$
$$q_1 = 764 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

vypočteno  $L = 51,6 \text{ m}$  (2)  
vypočteno  $m_c = 4023 \text{ kg}$  (56)

## 4.3 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL

Zjednodušující předpoklady:

- úloha obecná rovinná,
- úloha staticky neurčitá,
- příhradový nosník spojitě zatížen,
- dopravník podepřen 3 stojinami,
- ochoz podepřen konstrukcí přesypu – podpora B,  
(přesypová věž není součástí bakalářské práce).

$L_1$  – vzdálenost stojiny 1 od osy poháněcího bubnu [m]

$L_2$  – vzdálenost stojiny 2 od osy poháněcího bubnu [m]

$L_3$  – vzdálenost stojiny 3 od osy poháněcího bubnu [m]

$F_{1s}$  – reakční síla v stojině 1 [N]

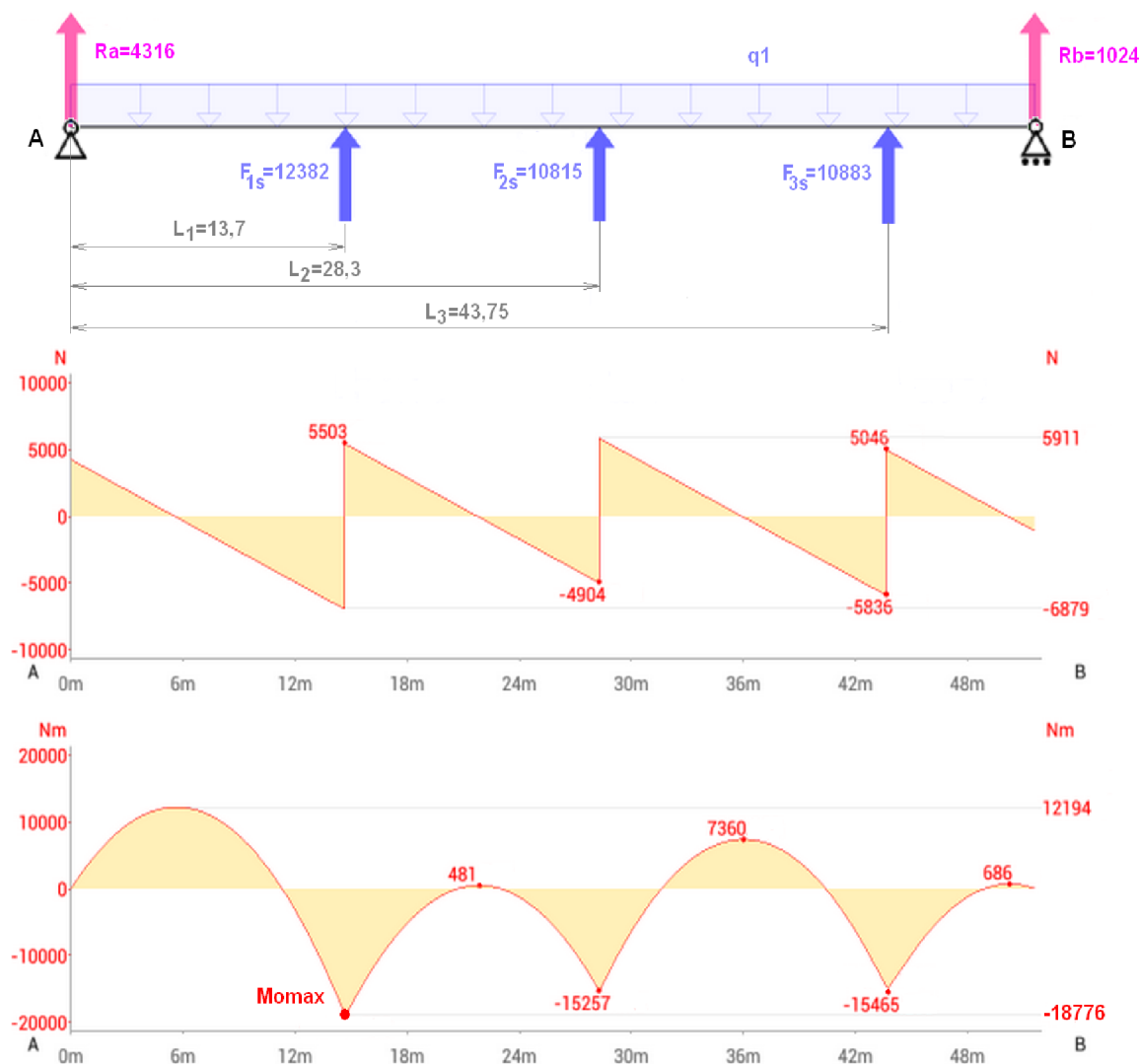
$F_{2s}$  – reakční síla v stojině 2 [N]

$F_{3s}$  – reakční síla v stojině 3 [N]

$R_a$  – reakční síla v podpoře A [N]

$R_b$  – reakční síla v podpoře B [N]

$M_{\text{omax}}$  – maximální ohybový moment na příhradovém nosníku [ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ]



Obr. 13 Průběh VVÚ [Vytvořeno v programu Autodesk ForceEffect].

Tab. 1 Vypočtené hodnoty (obr. 13)

Symbol	Velikost	Získáno
$L_1$	13,7 m	dáno konstrukčně
$L_2$	28,3 m	dáno konstrukčně
$L_3$	43,75 m	dáno konstrukčně
$F_{1s}$	12 382 N	vypočteno
$F_{2s}$	10 815 N	vypočteno
$F_{3s}$	10 883 N	vypočteno
$R_a$	4316 N	vypočteno
$R_b$	1024 N	vypočteno
$M_{omax}$	18 776 $N \cdot m^{-1}$	vypočteno



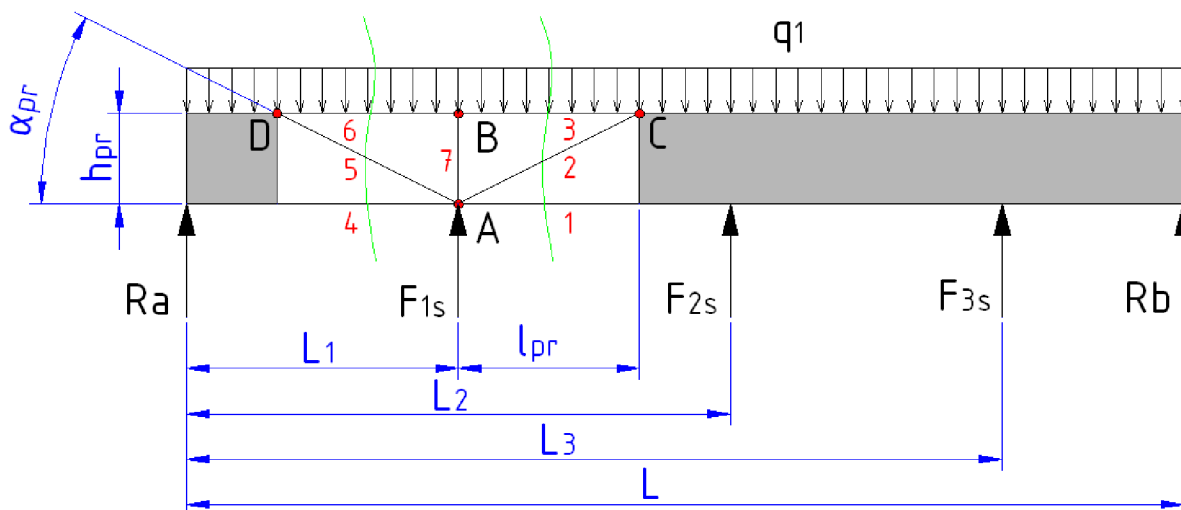
#### 4.4 VÝPOČET SIL V PRUTECH

$\alpha_{pr}$  – úhel mezi dvěma L-profilů příhradového nosníku [°]

$h_{pr}$  – výška příhradového nosníku [m]

$l_{pr}$  – vzdálenost mezi dvěma příčnými L-profilů [m]

1–7 – indexy představující jednotlivé pruty [-]



Obr. 14 Myšlený řez příhradovým nosníkem.

$$\alpha_{pr} = 32^\circ$$

$$h_{pr} = 1,35 \text{ m}$$

$$l_{pr} = 2 \text{ m}$$

dáno konstrukčně

dáno konstrukčně (obr. 14)

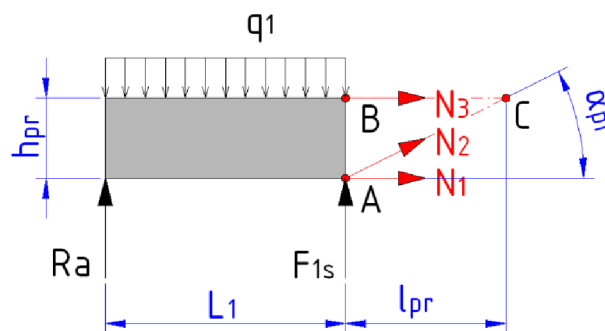
dáno konstrukčně (obr. 14)

##### 4.4.1 VÝPOČET SIL V PRUTECH 1 – 3

$N_1$  – síla působící v prutu 1 [kN]

$N_2$  – síla působící v prutu 2 [kN]

$N_3$  – síla působící v prutu 3 [kN]



Obr. 15 Zobrazení sil v prutech 1-3





$$\Sigma M_{oA} = 0$$

$$-R_a \cdot L_1 + q_1 \cdot \frac{L_1^2}{2} - N_3 \cdot h_{pr} = 0$$

$$N_3 = \frac{-R_a \cdot L_1 + q_1 \cdot \frac{L_1^2}{2}}{h_{pr}} \quad (63)$$

$$N_3 = \frac{-4316 \cdot 13,7 + 764 \cdot \frac{13,7^2}{2}}{1,35}$$

$$N_3 = 9,3 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{oC} = 0$$

$$-R_a \cdot (L_1 + l_{pr}) + q_1 \cdot \frac{(L_1 + l_{pr})^2}{2} + N_1 \cdot h_{pr} - F_{1s} \cdot l_{pr} = 0$$

$$N_1 = \frac{R_a \cdot (L_1 + l_{pr}) - q_1 \cdot \frac{(L_1 + l_{pr})^2}{2} + F_{1s} \cdot l_{pr}}{h_{pr}} \quad (64)$$

$$N_1 = \frac{4316 \cdot (13,7 + 2) - 764 \cdot \frac{(13,7 + 2)^2}{2} + 12382 \cdot 2}{1,35}$$

$$N_1 = 0,8 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{oB} = 0$$

$$-R_a \cdot L_1 + q_1 \cdot \frac{L_1^2}{2} + N_1 \cdot h_{pr} + N_{2x} \cdot h_{pr} = 0$$

$$N_{2x} = \frac{R_a \cdot L_1 - q_1 \cdot \frac{L_1^2}{2} - N_1 \cdot h_{pr}}{h_{pr}} \quad (65)$$

$$N_{2x} = \frac{4316 \cdot 13,7 - 764 \cdot \frac{13,7^2}{2} - 800 \cdot 1,35}{1,35}$$

$$N_{2x} = -10,1 \text{ kN}$$

$$N_2 = \frac{N_{2x}}{\cos \alpha_{pr}} \quad (66)$$

$$N_2 = \frac{-10,1}{\cos 32^\circ}$$

$$N_2 = -11,9 \text{ kN}$$

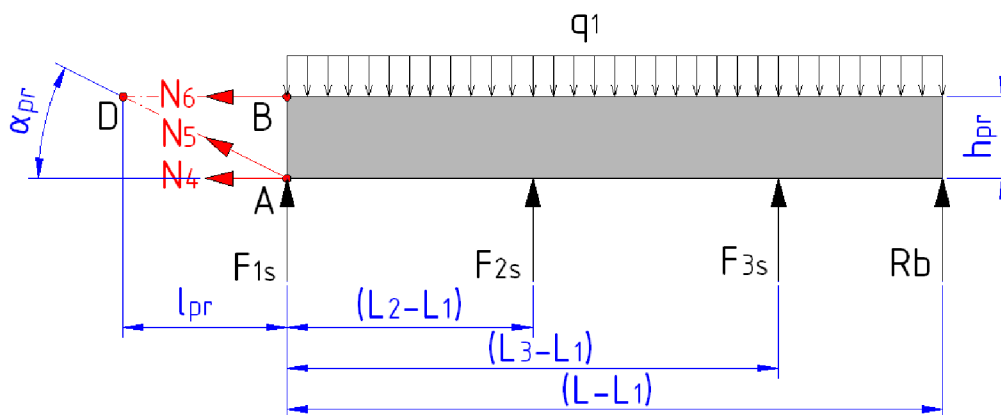


## 4.4.2 VÝPOČET SIL V PRUTECH 4 – 6

$N_4$  – síla působící v prutu 4 [kN]

$N_5$  – síla působící v prutu 5 [kN]

$N_6$  – síla působící v prutu 6 [kN]



Obr. 16 Zobrazení sil v prutech 4-6.

$$\Sigma M_{oA} = 0$$

$$R_b \cdot (L - L_1) + F_{3s} \cdot (L_3 - L_1) + F_{2s} \cdot (L_2 - L_1) - q_1 \cdot \frac{(L - L_1)^2}{2} + N_6 \cdot h_{pr} = 0$$

$$N_6 = \frac{-R_b \cdot (L - L_1) - F_{3s} \cdot (L_3 - L_1) - F_{2s} \cdot (L_2 - L_1) + q_1 \cdot \frac{(L - L_1)^2}{2}}{h_{pr}} \quad (67)$$

$$N_6 = \frac{-1024 \cdot (37,9) - 10883 \cdot (30,05) - 10815 \cdot (14,6) + 764 \cdot \frac{(37,9)^2}{2}}{1,35}$$

$$N_6 = 12,5 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{oD} = 0$$

$$-N_4 \cdot h_{pr} + F_{1s} \cdot l_{pr} + F_{2s} \cdot (L_2 - L_1 + l_{pr}) + F_{3s} \cdot (L_3 - L_1 + l_{pr}) + R_b \cdot (L - L_1 + l_{pr}) - q_1 \cdot \frac{(L - L_1 + l_{pr})^2}{2} = 0$$

$$N_4 = \frac{F_{1s} \cdot l_{pr} + F_{2s} \cdot (L_2 - L_1 + l_{pr}) + F_{3s} \cdot (L_3 - L_1 + l_{pr}) + R_b \cdot (L - L_1 + l_{pr}) - \frac{q_1 \cdot (L - L_1 + l_{pr})^2}{2}}{h_{pr}} \quad (68)$$

$$N_4 = \frac{12382 \cdot 2 + 10815 \cdot (16,6) + 10883 \cdot (32,05) + 1024 \cdot (39,9) - 764 \cdot \frac{39,9^2}{2}}{1,35}$$

$$N_4 = -7,1 \text{ kN}$$

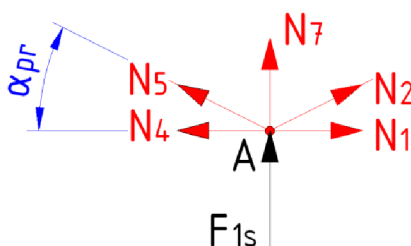


$$\begin{aligned} \Sigma M_{oB} &= 0 \\ -N_4 \cdot h_{pr} - N_{5x} \cdot h_{pr} + F_{2s} \cdot (L_2 - L_1) + F_{3s} \cdot (L_3 - L_1) + R_b \cdot (L - L_1) \\ -q_1 \cdot \frac{(L - L_1)^2}{2} &= 0 \\ N_{5x} &= \frac{-N_4 \cdot h_{pr} + F_{2s} \cdot (L_2 - L_1) + F_{3s} \cdot (L_3 - L_1) + R_b \cdot (L - L_1) - q_1 \cdot \frac{(L - L_1)^2}{2}}{h_{pr}} \quad (69) \\ N_{5x} &= \frac{7100 \cdot 2 + 10815 \cdot (14,6) + 10883 \cdot (30,05) + 1024 \cdot (37,9) - 764 \cdot \frac{(37,9)^2}{2}}{1,35} \\ N_{5x} &= -5,4 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_5 &= \frac{N_{5x}}{\cos \alpha_{pr}} \quad (70) \\ N_5 &= \frac{-5,4}{\cos 32^\circ} \\ N_5 &= -6,4 \text{ kN} \end{aligned}$$

#### 4.4.3 VÝPOČET SÍLY V PRUTU 7

$N_7$  – síla působící v prutu 7 [kN]



Obr. 17 Zobrazení síly v prutu 7.

$$\begin{aligned} N_7 + F_{1s} + N_2 \cdot \sin \alpha_{pr} + N_5 \cdot \sin \alpha_{pr} &= 0 \\ N_7 &= -[(F_{1s} + \sin \alpha_{pr} \cdot (N_2 + N_5))] \quad (71) \\ N_7 &= -[12382 + \sin 32^\circ \cdot (-11900 - 6400)] \\ N_7 &= -2,7 \text{ kN} \end{aligned}$$

Tab. 2 Vypočtené velikosti sil v prutech

Symbol	Velikost	Získáno
$N_1$	0,8 kN	vypočteno (64)
$N_2$	-11,9 kN	vypočteno (66)
$N_3$	9,3 kN	vypočteno (63)
$N_4$	-7,1 kN	vypočteno (68)
$N_5$	-6,4 kN	vypočteno (70)
$N_6$	12,5 kN	vypočteno (67)
$N_7$	-2,7 N	vypočteno (71)



#### 4.5 BEZPEČNOST K MSP TYČE U160

$N_6$  – síla působící v prutu 6 [N]

$Re_{235}$  – mez kluzu materiálu S235JR [MPa]

$S_{U160}$  – plocha průřezu tyče U160 [mm<sup>2</sup>]

$k_{U160}$  – bezpečnost k MSP tyče U160 [-]

$$k_{U160} = \frac{Re_{235} \cdot S_{U160}}{N_6} \quad (72)$$

$$k_{U160} = \frac{230 \cdot 2400}{12,5 \cdot 10^3}$$

$$k_{U160} = 61$$

dáno  $Re_{235} = 230$  Mpa [3]

dáno  $S_{U160} = 2400$  mm<sup>2</sup> [3]

vypočteno  $N_6 = 12,5$  kN (67)

#### 4.6 BEZPEČNOST K MSP TYČE L80

$N_2$  – síla působící v prutu 2 [N]

$S_{L80}$  – plocha průřezu tyče L80x8 [mm<sup>2</sup>]

$k_{L80}$  – bezpečnost k MSP tyče L80x8 [-]

$$k_{L80} = \frac{Re_{235} \cdot S_{L80}}{N_2} \quad (72)$$

$$k_{L80} = \frac{230 \cdot 1226}{|-11,9 \cdot 10^3|}$$

$$k_{L80} = 24$$

dáno  $S_{L80} = 1226$  mm<sup>2</sup> [3]

vypočteno  $N_2 = -11,9$  kN (66)

#### 4.7 BEZPEČNOST K MS VZPĚRNÉ STABILITY TYČE L80

##### 4.7.1 ŠTÍHLOST TYČE L80

Délka diagonálního L-profilu 80x8 v němž působí osová síla  $N_2$  je 1920 mm. Tento profil je spolu s ostatními součásti svařované konstrukce.

$l_{r80}$  – redukovaná délka tyče L80 [mm]

$J_{80}$  – kvadratický průřez tyče L80 [mm<sup>4</sup>]

$\lambda_{t80}$  – štíhlost tyče L80 [-]

$$\lambda_{t80} = \frac{l_{r80}}{\sqrt{\frac{J_{80}}{S_{L80}}}} \quad (73)$$

$$\lambda_{t80} = \frac{1920}{\sqrt{\frac{724\,500}{1226}}}$$

$$\lambda_{t80} = 40$$

dáno  $J_{80} = 724\,500$  mm<sup>4</sup> [3]

dáno konstrukčně  $l_{r80} = 960$  mm



#### 4.7.2 MEZNÍ ŠTÍHLOST TYČE L80

$E$  – modul pružnosti v tahu [MPa]

$\lambda_{t80}$  – štíhlost tyče L80 [-]

$$\lambda_{M80} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{Re_{235}}} \quad (74)$$

dáno  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa

$$\lambda_{M80} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{230}}$$

$$\lambda_{M80} = 95$$

#### 4.7.3 URČENÍ OBLASTI VZPĚRU TYČE L80

$$\alpha_{t80} \leq \alpha_{M80} \quad (75)$$

$$40 \leq 95$$

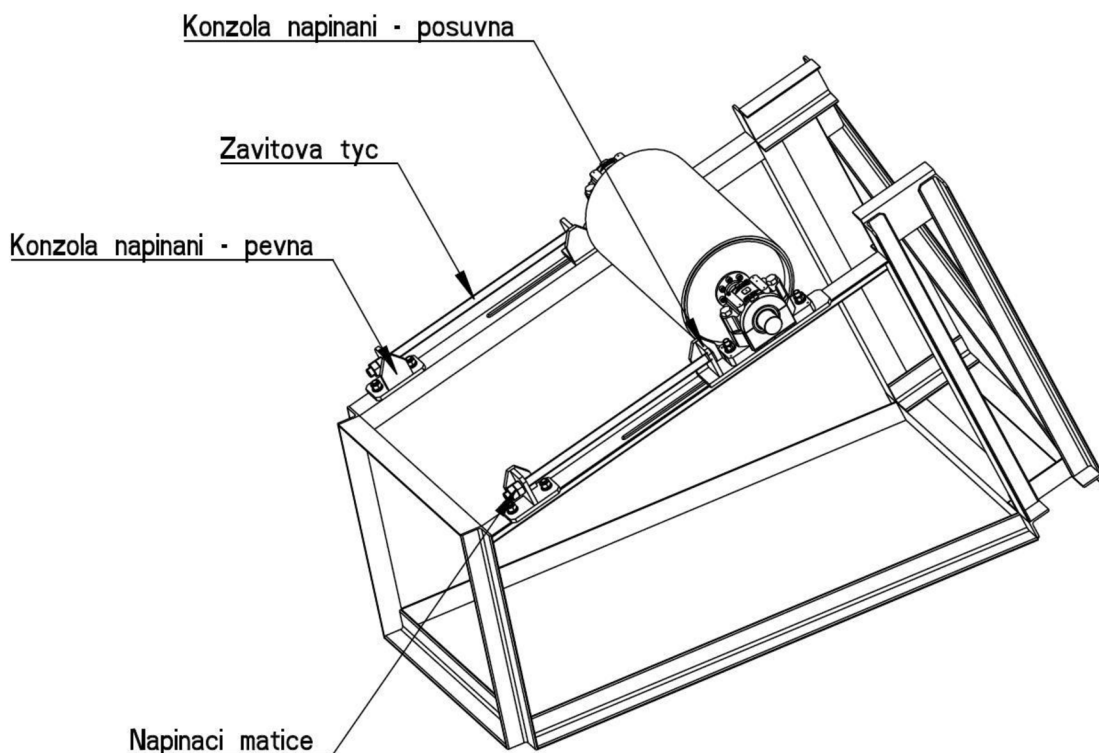
Vzhledem k velikosti  $\lambda_{t80}$  bude tyč L80 namáhána prostým tlakem a dle výpočtů viz, kapitola 4.7.1 je dostatečně dimenzována. Můžeme tedy s konečnou platností říci, že v tomto případě nedojde k vzpříčení.

Z vypočtených hodnot bezpečnosti, kapitola 4.5 a 4.6 lze usoudit, že příhradová konstrukce je do jisté míry naddimenzována. Kupříkladu zbytečně tlusté L-profilů zvětšují hmotnost celé nosné konstrukce v rozmezí stovek kilogramu. Za zvážení stojí použití stejně širokých ramen L-profilů s menší tloušťkou a následný přepočet. Totéž platí u navrhovaných stojin, kde může dojít k snížení celé hmotnosti použitím odstupňovaných tyčí.

Řešení je však výhodné z hlediska tuhosti konstrukce, na kterou budou působit vlivy okolního prostředí jako je sníh, déšť a silnější poryvy větru. Nutno brát v potaz i případně zvýšený pohyb osob na pochozí lávce a ochozu dopravníku.



## 5 KONTROLNÍ VÝPOČET NAPÍNACÍHO MECHANISMU



Obr. 18 Mechanické napínání pásu.

Z konstrukčního řešení vyplývá, že vypočtená napínací síla bude rozložena mezi dva napínací šrouby, resp. mezi dvě závitové tyče. Ve výpočtech bude tudíž kontrolován vzpěr závitové tyče a tlak v závitech napínací matice.

### 5.1 VOLBA NAPÍNACÍ MATICE A ZÁVITOVÉ TYČE

Volena závitová tyč M30x2 dle DIN 976 - 8.8.

Dle [3] je dovolený tlak v závitech  $p_{Dt} = 150$  MPa a mez kluzu materiálu  $\sigma_{kt} = 640$  MPa.

$p_{Dt}$  – dovolený tlak v závitech závitové tyče [MPa]

$\sigma_{kt}$  – mez kluzu materiálu závitové tyče [MPa]

Volena matice M30x2 ISO 4032 – 06. Pevnostní třída dle ČSN EN 898-1 6.8.

Dle [3] je dovolený tlak v závitech  $p_{Dm} = 110$  MPa.

$p_{Dm}$  – dovolený tlak v závitech matice [MPa]



## 5.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ V OSE ZÁVITOVÉ TYČE

$F_z$  – potřebná napínací síla [N]

$F_{os}$  – síla působící v ose závitové tyče [N]

$$F_{os} = \frac{F_z}{2} \quad (76)$$

$$F_{os} = \frac{10412}{2}$$

$$F_{os} = 5206 \text{ N}$$

vypočteno  $F_z = 10412 \text{ N}$  (55)

## 5.3 KONTROLA NAPÍNACÍ MATICE

### 5.3.1 TLAK V ZÁVITECH MATICE

$m$  – výška matice [mm]

$P$  – rozteč závitu matice [mm]

$d_2$  – střední průměr závitu matice [mm]

$H_1$  – nosná výška závitu matice [mm]

$p_z$  – tlak v závitech matice [MPa]

$$p_z = \frac{F_{os}}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \quad (77)$$

$$p_z = \frac{5206}{\frac{24}{2} \cdot \pi \cdot 28,701 \cdot 2,165}$$

$$p_z = 2,15 \text{ MPa}$$

dáno  $m = 24 \text{ mm}$  [3]

dáno  $P = 2 \text{ mm}$  [3]

dáno  $d_2 = 28,701 \text{ mm}$  [3]

dáno  $H_1 = 2,165 \text{ mm}$  [3]

### 5.3.2 KONTROLA ZÁVITŮ MATICE

$$p_z \leq p_{Dm} \quad (78)$$

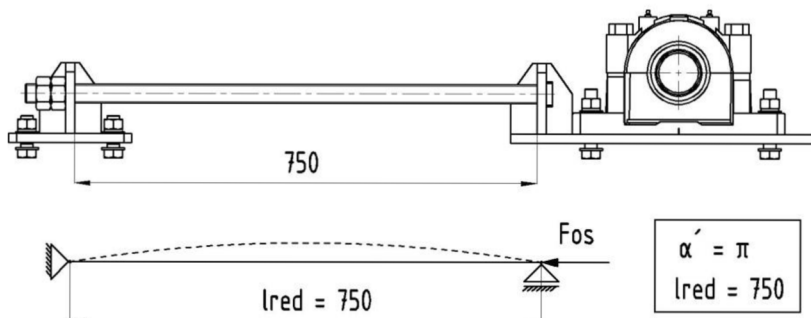
$$2,15 \leq 110$$

Závity matice M30x2 pevnostně vyhovují.



## 5.4 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE

### 5.4.1 ZPŮSOB ULOŽENÍ



Obr. 19 Způsob uložení závitové tyče

Z (obr. 19) plynou následující hodnoty potřebné pro výpočet:

$l_{red}$  – redukovaná délka závitové tyče [mm]

dáno konstrukčně  $l_{red} = 750$  mm

$\alpha'$  – koeficient uložení závitové tyče [mm]

dáno konstrukčně  $\alpha' = \pi$

### 5.4.2 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$d_3$  – malý průměr závitu závitové tyče [mm]

$J_{min}$  – kvadratický moment průřezu závitové tyče [mm<sup>4</sup>]

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad (79)$$

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot 25,746^4}{64} \quad \text{dáno } d_3 = 27,546 \text{ mm [3]}$$

$$J_{min} = 21557 \text{ mm}^4$$

### 5.4.3 PLOCHA NEJMENŠÍHO PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$d_3$  – malý průměr závitu závitové tyče [mm]

$S_{minT}$  – plocha nejmenšího průřezu závitové tyče [mm<sup>4</sup>]

$$S_{minT} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (80)$$

$$S_{minT} = \frac{\pi \cdot 25,746^2}{4} \quad \text{dáno } d_3 = 27,546 \text{ mm [3]}$$

$$S_{minT} = 520 \text{ mm}^2$$





#### 5.4.4 POLOMĚR SETRVAČNOSTI ZÁVITOVÉ TYČE

$J_{\min}$  – kvadratický moment průřezu závitové tyče [ $\text{mm}^4$ ]

$S_{\min T}$  – plocha nejmenšího průřezu závitové tyče [ $\text{mm}^4$ ]

$i$  – poloměr setrvačnosti závitové tyče [mm]

$$i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S_{\min T}}} \quad (81)$$

vypočteno  $J_{\min} = 21557 \text{ mm}^4$  (79)

vypočteno  $S_{\min T} = 21557 \text{ mm}^2$  (80)

$$i = \sqrt{\frac{21557}{520}}$$

$$i = 6,43 \text{ mm}$$

#### 5.4.5 ŠTÍHLOST ZÁVITOVÉ TYČE

$i$  – poloměr setrvačnosti závitové tyče [mm]

$\lambda_t$  – štíhlost závitové tyče [-]

$$\lambda_t = \frac{l_{\text{red}}}{i} \quad (82)$$

$$\lambda_t = \frac{750}{6,43}$$

$$\lambda_t = 116$$

dáno konstrukčně  $l_{\text{red}} = 750 \text{ mm}$

vypočteno  $i = 6,43$  (81)

#### 5.4.6 MEZNÍ ŠTÍHLOST ZÁVITOVÉ TYČE

$\alpha'$  – koeficient uložení závitové tyče [-]

$E$  – modul pružnosti v tahu [MPa]

$\sigma_{kt}$  – mez kluzu materiálu závitové tyče [MPa]

$\lambda_{tM}$  – mezní štíhlost závitové tyče [-]

$$\lambda_{tM} = \alpha' \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{kt}}} \quad (83)$$

$$\lambda_{tM} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{640}}$$

$$\lambda_{tM} = 56$$

dáno  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  [3]

dáno konstrukčně  $\alpha' = \pi$  (obr. 19)

voleno  $\sigma_{kt} = 640 \text{ MPa}$  [3]

#### 5.4.7 URČENÍ OBLASTI VZPĚRU ZÁVITOVÉ TYČE

$$\alpha_t \geq \alpha_{tM} \quad (84)$$

$$116 \geq 56$$

Závitovou tyč počítáme v oblasti pružného vzpěru dle Eulera.



#### 5.4.8 KRITICKÁ SÍLA Z HLEDISKA VZPĚRU ZÁVITOVÉ TYČE

$\alpha'$  – koeficient uložení závitové tyče [mm]

$E$  – modul pružnosti v tahu [MPa]

$J_{min}$  – kvadratický moment průřezu závitové tyče [mm<sup>4</sup>]

$l_{red}$  – redukovaná délka závitové tyče [mm]

$F_{krT}$  – kritická síla z hlediska vzpěru závitové tyče [N]

$$F_{krT} = \frac{\alpha'^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}^2} \quad (85)$$

$$F_{krT} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 21557}{750^2}$$

$$F_{krT} = 79349 \text{ N}$$

dáno  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa [3]

dáno konstrukčně  $\alpha' = \pi$  (obr. 19)

dáno konstrukčně  $l_{red} = 750$  mm

vypočteno  $J_{min} = 21557$  mm<sup>4</sup> (79)

#### 5.4.9 BEZPEČNOST K MS VZPĚRNÉ STABILITY ZÁVITOVÉ TYČE

$F_{os}$  – síla působící v ose závitové tyče [N]

$F_{krT}$  – kritická síla z hlediska vzpěru závitové tyče [N]

$k_{zt}$  – mezní štíhlost závitové tyče [-]

$$k_{zt} = \frac{F_{krT}}{F_{os}} \quad (86)$$

$$k_{zt} = \frac{79349}{5206}$$

$$k_{zt} = 15$$

vypočteno  $F_{os} = 5206$  N (76)

vypočteno  $F_{krT} = 79349$  N (80)



## 6 ROZBOR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

### 6.1 MINERALOGICKÉ SLOŽENÍ MATERIÁLU

V přírodě se horniny vyskytují v různých formách, od sypkých (např. písky, štěrky) až po pevné celistvé horniny. Podle obsahu minerálu v hornině se rozeznávají hlavní, vedlejší a přidatné minerály. Podle původu se horniny dělí na vyvřelé, usazené a přeměnné. [10]

Hlavní zastoupení minerálů štěrku a písku tvoří křemen, živec, vápenec, muskovit a dolomit. Jedná se o horniny usazené (sedimenty) a vyvřelé.

### 6.2 ŠTĚRKOPÍSEK

Je směsí štěrku a písku. Představuje běžně používaný materiál ve stavebnictví jako stavební kámen, drcené kamenivo nejrozličnějšího použití, plnivo do betonů, pro výrobu cementů a jiných aplikací.

Dle [10]:

*Štěrky (nezpevněné pšefity)*

- tvoří úlomky hornin velikosti 2 až 60 mm (v technologii betonu se pod pojmem štěrk označuje hrubé kamenivo s velikostí zrn 4 až 125 mm),
- zrna štěrku jsou většinou zaoblena v důsledku dlouhého unášení vodou,
- podle původu může být štěrk říční, jezerní, mořský,
- kvalita štěrku závisí na složení a vlastnostech hornin, ze kterých vznikly.

Obyčejně bývají štěrky složené z úlomků křemene, křemenců, krystalických břidlic, vápence, dolomitu a křemitých hornin. Jejich kvalita proto může značně kolísat. Objemová hmotnost štěrku se pohybuje v rozsahu 1900 až 2100 kg.m<sup>-3</sup>. [10]

*Písky (nezpevněné psamity)*

- tvoří úlomky hornin s velikostí zrn od 0,06 až 2,00 mm (v technologii betonu se pod názvem písek rozumí drobné kamenivo s velikostí zrn 0,05 až 4 mm).
- Jemnozrnné písky - velikost zrn 0,05 až 0,25.
- Střednězrnné písky - velikost zrn 0,25 až 0,5 mm.
- Hrubozrnné písky - velikost zrn nad 0,5 mm.
- Podle složení se rozeznávají písky monominerální a polyminerální.
- Podle původu se rozlišují písky:
  - kopané, jsou ostrohranné, obvykle znečištěné příměsemi hlín a jílu,
  - říční (jezerní), mají zaoblená zrna a jsou poměrně čisté.

Složení písku je závislé na tom, ze kterých hornin písek vznikl a jak daleko byl transportován. V píscích obvykle převládají minerály (křemen, muskovit, živec). Vlastnosti písku jsou podstatně ovlivněny jeho vlhkostí a příměsemi. Na vlhkosti písku je závislá i jeho objemová a sypná hmotnost. Objemová hmotnost písku se pohybuje v závislosti na jeho původu od 1750 do 2000 kg.m<sup>-3</sup> a sypná hmotnost od 1300 do 1700 kg.m<sup>-3</sup>. [10]



### Štěrkopísky (název dle technické terminologie)

- směs štěrku a písku,
- nesmějí obsahovat jílovité, hlinité, organické a chemické příměsi, neboť mohou podstatně snížit kvalitu betonu, především jeho pevnost.

Štěrkopísky musí vyhovovat z hlediska zrnitosti, mezerovitosti, tvaru zrn, pevnosti, nasákavosti a mrazuvzdornosti. Zrnitost přírodních štěrkopísků často nevyhovuje, a proto se upravují tříděním a drcením. [10]

### 6.3 PŘÍKLADY POUŽITÍ V PRAXI

V tab. 3 je uvedeno využití nejčastěji nabízených štěrkopísků a jejich rozdělení do jednotlivých frakcí. Frakce (zrnění), je stav, kdy danou velikostí otvorů síta projdou všechny zrna.

Tab. 3 Štěrkopísky – frakce [17], přeloženo

Štěrkopísky		
Frakce velikost [mm]	Objemová hmotnost [t/m <sup>3</sup> ]	Použití
0 – 4 0 – 8	1,65	Jemný štěrkopísek vhodný do omítek a tenkostěnných betonů. 0-4 do speciálních betonů. A-0-8 60% vhodný na podlahové vytápění.
4 – 8	1,3 – 1,45	Vhodný pro betonáž, míchání a namíchávání speciálních betonů, vodostavební beton, drenážní násypy.
0 – 22	1,7 – 1,85	Vhodný pro všeobecnou betonáž podlah, překladů, pilířů, stabilizačních betonů, stropních desek a výrobu betonů do třídy B12,5.
16 – 22 16 – 63 63 – 125	1,6	Kamenivo 16 – 63, 22 a více neobsahující jemný písek. Vhodný na zásypy základů, podklad pod cesty, okrasné násypy, drenážní násypy, architektonické práce.



Obr. 20 Sypké materiály [17].



## 6.4 VLHKOST MATERIÁLU

Vlhkostní vlastnosti materiálů souvisí s přítomností pórů v objemu materiálu a ovlivňují mnohé další vlastnosti.[10] V našem případě se jedná zvláště o objemovou hmotnost.

Např. hmotnostní vlhkost, objemová vlhkost, objemová hmotnost ve vlhkém stavu bud' vyjadřují, jaké množství vlhkosti (volné nebo fyzikálně vázané vody) materiály obsahují, nebo kvantifikují dopady působení vlhkosti (ve stavu kapalném i plynném) na sledovaný materiál pomocí nasákavosti a vzlínivosti.[10]

Z kapitoly 6.2 je odvoditelné, že zvláště těženy říční štěrky, štěrkopísek bude mít velkou počáteční vlhkost a během jeho prvotního transportu ze dna může vodu přímo zadržovat. Při tomto nebo jiných mokřých technologických procesech ale tato vlhkost velice brzy klesá. Dalším významným zdrojem vlhkosti písku bude způsob jeho skladování. Deštěm či sněhem písek absorbuje značné množství vlhkosti. V podstatě totéž platí při jeho venkovní manipulaci. Štěrky s větší frakcí mají schopnost vodu nezadržovat, proto jsou také vhodné pro drenážní násypy. U písků s menší frakcí, které jsou zvláště vhodné pro výrobu betonů, je nutné při procesu výroby měřit vlhkost speciálními sondami. Na přání zákazníka nebo vyžaduje-li to druh provozu, existují speciální sondy nastavitelné na pásový dopravník.

## 6.5 VLIV NA FUNKCI STROJE

Údaje o dopravovaném materiálu musí být známy již v počátku samotného návrhu dopravníku. Jedná se zejména o to, jaký druh materiálu budeme přepravovat. O jeho chemické vlastnosti, sypanou a objemovou hmotnost, zrnitost, vlhkost a jiné specifika.

Volba rychlosti pásu je přímo závislá na charakteristice materiálu. Doporučované rychlosti pro některé typické materiály můžeme nalézt kupříkladu v již neplatné normě ČSN 26 3102 [2]. Většinou je však volena na základě zkušeností výrobců. Šířka pásu B závisí na velikosti největšího zrna dopravovaného materiálu.[6] Tloušťka se volí s ohledem na jeho otěruvzdornost. V našem případě proto byl volen pás větší tloušťky.

Volbou větší rychlosti se dosáhne menší šířky pásu a tím menší hmoty nosných konstrukcí. Při větších rychlostech však rostou dynamické účinky dopravovaného materiálu, popř. se materiál snáze znehodnocuje a vzrůstají potíže při jeho vykládání (spadávání, nalepování apod.). [6]

Jestliže by dopravovaný materiál na pás lepil, musí mít dopravník čistící zařízení (škrabku, kartáč apod.). [6] Více rozebráno v kapitole 2.6 Čištění pásu na str. 20.

Maximální sklon pásového dopravníku úhel  $\delta$  je dán dopravovaným materiálem. Orientačně lze tuto hodnotu taktéž vyčíst z ČSN 26 3102 [2]. Dynamický sypaný úhel  $\Theta$  je vypočten ze sypaného úhlu  $\alpha$  str. 23.

V případě jiných dopravovaných hmot (materiály s většími hodnotami vnitřního tření - mazlavé tekoucí a jiné hmoty) může být hodnota  $\Theta$  významně odlišná od této přibližně vypočtené. [1]



## ZÁVĚR

V bakalářské práci byl proveden funkční výpočet pásového dopravníku a na jeho základě navrženy jednotlivé konstrukční části. Z katalogů výrobců byly vybrány různé komponenty použité při jeho stavbě. V kapitole konstrukční části pásového dopravníku je názorně vysvětlena skladba celého stroje. Kontrolní výpočet rámu a napínacího mechanismu obsahuje obrazový doprovod potřebný k pochopení tohoto výpočtu. V poslední kapitole se práce v krátkosti věnuje rozboru dopravovaného materiálu a případným vlivům na stavbu a chod pásového dopravníku.

Ve výkresové dokumentaci je prostorově zobrazeno řešení jednotlivých konstrukčních uzlů. Při výrobě a sestavení musí být ponechán určitý prostor pro případné změny. Volba dodavatelů komponent a hutního materiálu výrazně ovlivňuje cenu celého stroje. Je však důležité, aby při jejich záměně byly dodrženy hodnoty použité při výpočtech. Navržené provedení stojin je rozebíratelné z důvodu jejich přepravy na místo instalace. Více uvedeno v technických podmínkách výkresové dokumentace stojiny.





## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky*. 1994. Praha: Český normalizační institut.
- [2] ČSN 26 3102. *Československá státní norma: Pásové transportéry*. 1970. Praha: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005. 907 s. ISBN 80-736-1011- 6.
- [4] SKOPAL, Vlastimil, Jindřich ADÁMEK a Mojmír HOFÍREK. 1982. *Stavba a provoz strojů IV: Konstrukční uspořádání, provoz a údržba*. Praha: SNTL.424 s.
- [5] DRAŽAN, František, Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979. 454 s.
- [6] HAVELKA, Zdeněk. *Konstrukční úloha: Pásový dopravník*. Praha: SNTL.1967. 20 s.
- [7] DVORÁK, Rudolf. *Stroje*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury.1966. 283 s.
- [8] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Vyd. 1. Brno: Rektorát vysokého učení technického v Brně, 1988. 207 s.
- [9] MIČKAL, Karel. *Sbírka úloh z technické mechaniky pro střední odborná učiliště a střední odborné školy*. 5. nezměněné vyd. Praha: INFORMATORIUM, 1998. 265 s. ISBN 80-860-7336-X.
- [10] SVOBODA, Luboš. *Stavební hmoty* [online]. 2013. [cit. 2015-05-09]. ISBN 978-80-260-4972-2. Dostupné z: <http://people.fsv.cvut.cz/~svobodah/sh/SH3v1.pdf>
- [11] GUMEX: pružné partnerství. *Pryžové pásy pro všeobecné použití* [online]. 2015. [cit. 2015-04-09]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/dopravnikove-pasy/pryzove/>
- [12] Transroll. *Katalog produktů* [online]. 2015. [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/>
- [13] GTK. *Výrobní program* [online]. 2012. [cit. 2015-01-12]. Dostupné z: <http://www.gtktuplesy.cz/index.php?page=program&language=cz>
- [14] Nord: Drivesystem. *Kuželočelní převodovka* [online]. 2014. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: [https://www.nord.com/cms/cz/product\\_catalogue/geared\\_motors/geared-motors\\_detail\\_1527.jsp](https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors_detail_1527.jsp)
- [15] Sava Trade. *Stěrače dopravních pásů* [online]. 2009. [cit. 2015-04-24]. Dostupné z: <http://savatrade.cz/dopravni-pasy/sterace-dopravnich-pasu>
- [16] Raven: Přední distributor hutního materiálu. *Tyče profilového průřezu* [online]. 2012. [cit. 2015-03-07]. Dostupné z: <http://www.ravencz.cz/nabidka/hutni-material/tyce-profiloveho-prurezu/>
- [17] Stavebniny JVJ Trans. *Sypké materiály* [online]. 2015. [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.stavebninyjvj.sk/sl/sortiment/sypke-materialy/>
- [18] Skf. *Ložiska, jednotky a tělesa* [online]. 2015. [cit. 2015-03-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/index.html>
- [19] STZ-servis. *Dopravní pásy pryžotextilní* [online]. 2005. [cit. 2015-03-12]. Dostupné z: <http://www.stzservis.cz/sklad-pasu.aspx>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Název	Jednotka
$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	největší dovolený průvès pásu	[-]
b	využitelná ložná šířka pásu	[m]
b <sub>1</sub>	světla šířka bočního vedení	[m]
B	šířka dopravního pásu	[m]
C <sub>ε</sub>	součinitel korýtkovosti	[-]
d <sub>2</sub>	střední průměr závitu matice	[mm]
d <sub>3</sub>	malý průměr závitu závitové tyče	[mm]
e	základ přirozených logaritmů	[-]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
f	globální součinitel tření	[-]
F <sub>bA</sub>	setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování	[N]
F <sub>C</sub>	celková maximální síla působící na hřidel bubnu	[N]
F <sub>Dp</sub>	největší dovolená síla v pásu	[N]
F <sub>f</sub>	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v	[N]
F <sub>gL</sub>	odpor tření o boční stěny násypky nebo boční vedení	[N]
F <sub>H</sub>	hlavní odpory	[N]
F <sub>krT</sub>	kritická síla z hlediska vzpěru závitové tyče	[N]
F <sub>L</sub>	odpor ložisek nepoháněných bubnu	[N]
F <sub>LC</sub>	odpor ložisek všech nepoháněných bubnů	[N]
F <sub>max</sub>	maximální tahová síla v pásu	[N]
F <sub>minH</sub>	nejmenší tahová síla pro horní větev (nosnou)	[N]
F <sub>minS</sub>	nejmenší tahová síla pro dolní větev (vratnou)	[N]
F <sub>N</sub>	vedlejší odpory	[N]
F <sub>O</sub>	odpor ohybu pásu na bubnu	[N]
F <sub>oC</sub>	odpor ohybem pásu celkový	[N]
F <sub>os</sub>	síla působící v ose závitové tyče	[N]
F <sub>r</sub>	odpor čističů pásu a bubnu	[N]
F <sub>r1</sub>	odpor vnějšího čističe pásu	[N]
F <sub>r2</sub>	odpor vnitřního čističe pásu	[N]
F <sub>S</sub>	přídavné odpory	[N]
F <sub>S1</sub>	přídavný hlavní odpor	[N]
F <sub>S2</sub>	přídavný vedlejší odpor	[N]
F <sub>St</sub>	odpor k překonání dopravní výšky	[N]
F <sub>U</sub>	obvodová hnací síla	[N]
F <sub>Umax</sub>	maximální obvodová hnací síla	[N]
F <sub>Z</sub>	potřebná napínací síla	[N]





$F_{\epsilon}$	odpor vychýlených bočních válečků	[N]
$F_1$	tah v pásu ve větvi nabíhající na bubnu	[N]
$F_2$	tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	[N]
$F_{2min}$	nejmenší tahová síla ve větvi sbíhající z bubnu	[N]
$F_{1s}$	reakční síla v stojině 1	[N]
$F_{2s}$	reakční síla v stojině 2	[N]
$F_{3s}$	reakční síla v stojině 3	[N]
$h_{pr}$	výška příhradového nosníku	[m]
$h_{sh}$	hmotnost válečkové stolice horní větve	[kg]
$h_{ss}$	hmotnost válečkové stolice spodní větve	[kg]
$H$	dopravní výška	[m]
$H_1$	nosná výška závitu matice	[mm]
$i$	poloměr setrvačnosti závitové tyče	[mm]
$I_m$	hmotnostní dopravní výkon	[kg·h <sup>-1</sup> ]
$I_v$	objemový dopravní výkon	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$J_{min}$	kvadratický moment průřezu závitové tyče	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{80}$	kvadratický průřez tyče L80	[mm <sup>4</sup> ]
$k$	součinitel sklonu dopravníku	[-]
$k_1$	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	[-]
$k_{L80}$	bezpečnost k MSP tyče L80x8	[-]
$k_{U160}$	bezpečnost k MSP tyče U160	[-]
$k_{zt}$	mezní štíhlost závitové tyče	[-]
$l$	délka bočního vedení	[m]
$l_b$	urychlovací délka	[m]
$l_{bmin}$	minimální urychlovací délka	[m]
$l_{pr}$	vzdálenost mezi dvěma příčnými L-profilly	[m]
$l_{red}$	redukovaná délka závitové tyče	[mm]
$l_{r80}$	redukovaná délka tyče L80	[mm]
$l_3$	délka prostředního válečku	[m]
$L$	délka dopravníku	[m]
$L_h$	dopravní vzdálenost	[m]
$L_p$	délka dopravního pásu	[m]
$L_1$	vzdálenost stojiny 1 od osy poháněcího bubnu	[m]
$L_2$	vzdálenost stojiny 2 od osy poháněcího bubnu	[m]
$L_3$	vzdálenost stojiny 3 od osy poháněcího bubnu	[m]
$m$	vzdálenost stojin od osy poháněcího bubnu	[mm]
$m_c$	celková hmotnost	[kg]
$m_{hv}$	hmotnost válečkových stolic horní větve	[kg]
$m_m$	hmotnost přepravovaného materiálu	[kg]
$m_{nos}$	hmotnost příhradového nosníku	[kg]



$M_{\text{omax}}$	maximální ohybový moment na příhradovém nosníku	$[\text{N.m}^{-1}]$
$m_p$	hmotnost dopravního pásu	$[\text{kg}]$
$m_r$	hmotnost rotujících dílů	$[\text{kg}]$
$m_{\text{sp}}$	hmotnost spirálového válečku	$[\text{kg}]$
$m_{\text{sv}}$	hmotnost válečkových stolic spodní větve	$[\text{kg}]$
$n_{\text{sh}}$	počet stolic horní větve	$[-]$
$n_{\text{ss}}$	počet stolic spodní větve	$[-]$
$N_1$	síla působící v prutu 1	$[\text{N}]$
$N_2$	síla působící v prutu 2	$[\text{N}]$
$N_3$	síla působící v prutu 3	$[\text{N}]$
$N_4$	síla působící v prutu 4	$[\text{N}]$
$N_5$	síla působící v prutu 5	$[\text{N}]$
$N_6$	síla působící v prutu 6	$[\text{N}]$
$N_7$	síla působící v prutu 7	$[\text{N}]$
$p$	tlak mezi čističem pásu a pásem	$[\text{N.m}^{-2}]$
$p_{\text{Dm}}$	dovolený tlak v závitech matice	$[\text{MPa}]$
$p_{\text{Dt}}$	dovolený tlak v závitech závitové tyče	$[\text{MPa}]$
$p_s$	počet segmentu příhradového nosníku	$[-]$
$p_z$	tlak v závitech matice	$[\text{MPa}]$
$P$	rozteč závitu matice	$[\text{mm}]$
$P_A$	provozní výkon na poháněcím bubnu	$[\text{kW}]$
$P_M$	provozní výkon poháněcího motoru	$[\text{kW}]$
$q_B$	hmotnost 1 metru dopravního pásu	$[\text{kg.m}^{-1}]$
$q_G$	hmotnost dopravované hmoty na 1 m. délky	$[\text{kg.m}^{-1}]$
$q_{\text{RO}}$	hmotnost rotujících částí horní větve	$[\text{kg.m}^{-1}]$
$q_{\text{RU}}$	hmotnost rotujících částí spodní větve	$[\text{kg.m}^{-1}]$
$Q_m$	hmotnostní průtok	$[\text{kg.h}^{-1}]$
$R_a$	reakční síla v podpoře A	$[\text{N}]$
$R_b$	reakční síla v podpoře B	$[\text{N}]$
$R_{e235}$	mez kluzu materiálu S235JR	$[\text{MPa}]$
$R_{\text{mp}}$	maximální dovolené napětí pásu	$[\text{MPa}]$
$S$	celkový průřez náplně pásu	$[\text{m}^2]$
$S_k$	skutečná plocha průřezu náplně pásu	$[\text{m}^2]$
$S_{L80}$	plocha průřezu tyče L80x8	$[\text{mm}^2]$
$S_{\text{minT}}$	plocha nejmenšího průřezu závitové tyče	$[\text{mm}^4]$
$S_t$	teoretický průřez náplně materiálu na pásu	$[\text{m}^2]$
$S_{U160}$	plocha průřezu tyče U160	$[\text{mm}^2]$
$S_1$	horní část průřezu náplně pásu	$[\text{m}^2]$
$S_2$	spodní část průřezu náplně pásu	$[\text{m}^2]$
$t_{\text{č}}$	tloušťka čističe pásu	$[\text{m}]$



$t_{sp}$	rozteč válečků v dolní větvi	[-]
$t_{sz}$	rozteč válečků v horní větvi	[-]
$v$	rychlost pásu	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_o$	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	[m.s <sup>-1</sup> ]
$z_b$	počet všech nepoháněných bubnů transportéru	[-]
$z_p$	počet válečků v dolní stolici	[-]
$z_z$	počet válečků v horní stolici	[-]
$\alpha$	sypný úhel	[°]
$\alpha'$	koeficient uložení závitové tyče	[-]
$\alpha_{pr}$	úhel mezi dvěma L-profilu příhradového nosníku	[°]
$\delta$	úhel sklonu dopravníku	[°]
$\varepsilon$	úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu	[°]
$\eta_1$	účinnost poháněcí stanice	[-]
$\Theta$	dynamický sypný úhel	[°]
$\lambda$	úhel sklonu válečků	[°]
$\lambda_t$	štíhlost závitové tyče	[-]
$\lambda_{tM}$	mezní štíhlost závitové tyče	[-]
$\lambda_{t80}$	štíhlost tyče L80	[-]
$\mu$	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	[-]
$\mu_0$	součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem	[-]
$\mu_1$	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	[-]
$\zeta$	součinitel rozběhu	[-]
$\rho$	sypná hmotnost setřeseného kameniva	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\sigma_{kt}$	mez kluzu materiálu závitové tyče	[MPa]
$\varphi$	úhel opásání poháněcího bubnu	[rad]
$\varphi^\circ$	úhel opásání poháněcího bubnu	[°]



## SEZNAM PŘÍLOH

### VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

<b>Číslo výkresu</b>	<b>Název</b>	<b>Listů</b>
0-0001-001	Pásový dopravník - sestavení	1
1-0001-002	Stojina II	1