

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

PÁSOVÁ DOPRAVA NA SKLENĚNÉ STŘEPY

BELT CONVEYOR FOR GRASS SHARDS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Vašut

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

BRNO 2023



## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Jan Vašut</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2023/24

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:

### Pásová doprava na skleněné střepy

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pásové dopravníky jsou strojními zařízeními k přepravě kusových nebo sypkých produktů na potřebnou vzdálenost s využitím v různých odvětvích průmyslu. Pásová doprava na skleněné střepy je druh pásové dopravy, který je převážně využíván ve sklárnách.

Technické parametry:

- Dopravní výkon:  $Q_1 = Q_2 = 8\,000 \frac{kg}{h}$
- Osová vzdálenost:  $L_1 = 55\,m$   $L_2 = 140\,m$
- Výškový rozdíl:  $H_1 = 2\,m$   $H_2 = 12\,m$
- Dopravovaný materiál: *Skleněné střepy (charakteristikou stejně jako suchý písek)*

#### Cíle bakalářské práce:

Stručný popis funkce 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.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou pásového dopravníku určeného pro dopravu skleněných střepů na krátkou vzdálenost do kolmému směru. Cílem této práce je nalézt konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadané konstrukční parametry. Kromě konstrukčního řešení tato práce obsahuje také rešeršní část, která se zabývá popisem pásového dopravníku, jeho základních konstrukčních prvků a jejich volbou. Dále se v této práci nalezne funkční výpočet dle normy ISO ČSN 5048 pásového dopravníku, stanovení základních rozměrů, návrh pohonu, návrh napínacího zařízení a pevnostní výpočet vybraných částí pásového dopravníku. Práce je doplněna o výkresovou dokumentaci.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, skleněné střepy, pohon dopravníku, nosné válečky, válečková stolice, elektro buben, napínací zařízení.

## ABSTRACT

This work deals with an issue of a belt conveyor intended for the transport of glass shards over a short distance in a perpendicular direction. The goal of this work is to find a design solution for the belt conveyor for specific constructional parameters. In addition to the structural solution, this work also contains a research part that deals with the description of the belt conveyor, the basic structural element and their choice. In addition, this work includes the functional calculation of the belt conveyor according to the ISO ČSN 5048 regulation, the determination of basic sizes, the type of propulsion, the construction of tensioning device and the strength calculation for selected parts. Finally, the work is supplemented by drawing documentation.

## KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, glass shards, drive of conveyor, conveyor rollers, idler, motorized pulley, tensioning device.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAŠUT, Jan. *Pásová doprava na skleněné střepy*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157703>. 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 Ing. Lukáše Zeizingera, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. května 2024

.....

Jan Vašut



## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D. za velmi cenné a odborné rady, které jsem využil při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za plnou podporu při studiu.



# OBSAH

Úvod.....	12
<b>1 Pásové dopravníky.....</b>	<b>13</b>
1.1 Rozdělení pásových dopravníků.....	13
1.1.1 Podle tažného elementu.....	13
1.1.2 Podle tvaru dopravníku.....	13
1.1.3 Podle provedení nosné konstrukce.....	14
1.2 Schéma dopravníků.....	14
<b>2 Konstrukční prvky pásového dopravníku.....</b>	<b>15</b>
2.1 Dopravní pás.....	15
2.1.1 Rozdělení podle konstrukce.....	15
2.1.2 Rozdělení podle materiálu.....	15
2.2 Hnací a hnané bubny.....	16
2.3 Pohonná stanice.....	16
2.4 Válečkové stolice.....	17
2.5 Válečky.....	18
2.6 Napínací zařízení.....	18
2.7 Čistič pásu.....	19
2.8 Násypka.....	20
<b>3 Funkční výpočet.....</b>	<b>21</b>
3.1 Zadané technické parametry.....	21
3.2 Úhel sklonu pásového dopravníku.....	21
3.3 Rychlost pásu dopravníku.....	22
3.4 Teoretický průřez náplně pásu.....	22
3.5 Šířky dopravního pásu.....	23
3.6 Celková plocha průřezu náplně pásu.....	23
3.6.1 Plocha průřezu horní části náplně pásu.....	24
3.6.2 Plocha průřezu dolní části náplně pásu.....	25
3.7 Skutečná plocha náplně pásu.....	25
3.7.1 Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu.....	26
3.7.2 Součinitel sklonu.....	26
3.8 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	27
3.9 Dopravní výkon.....	27
3.9.1 Objemový dopravní výkon.....	27
3.9.2 Hmotnostní dopravní výkon.....	28
3.10 Kontrola hmotnostního dopravního výkonu.....	28
3.11 Hlavní odpory.....	29
3.11.1 Počet válečkových stolic v nosné větvi dopravníku.....	30
3.11.2 Počet dopadových válečkových stolic v nosné větvi dopravníku.....	30
3.11.3 Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m délky v nosné a dopadové větvi.....	31
3.11.4 Počet válečkových stolic v nezátížené větvi dopravníku.....	31
3.11.5 Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m v nezátížené větvi.....	32
3.11.6 Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky.....	33
3.12 Vedlejší odpory.....	33
3.12.1 Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování.....	34

3.12.2	Urychlovací délka .....	35
3.12.3	Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením.....	35
3.12.4	Odpor v ložiskách hnaného bubnu.....	36
3.12.5	Odpor ohybu pásu na bubnech.....	37
3.13	Přídavné hlavní odpory .....	37
3.13.1	Odpor vychýlených bočních válečků .....	38
3.14	Přídavné vedlejší odpory.....	39
3.14.1	Odpor od čističe pásu.....	39
3.14.2	Odpor od tření mezi bočním vedením a materiálem.....	40
3.15	Odpor k překonání zadané dopravní výšky.....	41
3.16	Obvodová síla na hnacím bubnu .....	42
3.17	Provozní výkony .....	42
3.17.1	Provozní výkon na hnacím bubnu.....	43
3.17.2	Provozní výkon hnacího motoru .....	43
3.18	Síly působící na dopravní pás .....	44
3.18.1	Maximální obvodová hnací síla .....	44
3.18.2	Obvodové síly na hnací buben .....	44
3.18.3	Omezení dopravního pásu na horní větvi .....	45
3.18.4	Omezení dopravního pásu na dolní větvi.....	46
3.18.5	Maximální tahová síla v pásu.....	47
3.18.6	Kontrola dopravního pásu.....	47
3.18.7	Síla v horní větvi.....	48
3.18.8	Síla v dolní větvi .....	48
3.18.9	Výsledná síla namáhající buben pásového dopravníku .....	49
<b>4</b>	<b>Návrh konstrukčních částí .....</b>	<b>50</b>
4.1	Návrh pásu pásového dopravníku .....	50
4.1.1	Spojka pro spojení dopravních pásů .....	50
4.2	Návrh hnacího a hnaného bubnu.....	51
4.2.1	Elektrobuben .....	51
4.2.2	Hnaný buben .....	53
4.3	Návrh válečkové stolice a válečků.....	54
4.3.1	Válečková stolice v nosné větvi.....	54
4.3.2	Válečky v nosné větvi .....	55
4.3.3	Dopadové válečky v nosné větvi .....	55
4.3.4	Válečková stolice ve vratné větvi .....	56
4.3.5	Válečky ve vratné větvi.....	56
4.4	Návrh napínacího zařízení .....	57
4.4.1	Volba tlačných pružin .....	58
4.4.2	Volba ložiskových jednotek.....	58
4.5	Návrh čističe pásu .....	60
4.6	Návrh násypky .....	60
4.7	Rámová konstrukce.....	61
4.8	Konstrukce stojin .....	61
<b>5</b>	<b>Pevnostní výpočet.....</b>	<b>62</b>
5.1	Pevnostní výpočet pláště hnaného bubnu .....	62
5.1.1	Průběh VVÚ na pláští bubnu .....	62
5.1.2	Výpočet liniového zatížení působící na buben .....	63

5.1.3	Rovnice statické rovnováhy.....	63
5.1.4	Výpočet maximálního ohybového momentu působící na buben .....	64
5.1.5	Výpočet modulu průřezu v ohybu .....	65
5.1.6	Výpočet maximálního ohybového napětí působící na buben.....	65
5.1.7	Výpočet koeficientu bezpečnosti.....	66
5.2	Pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu .....	66
5.2.1	Průběh VVÚ hřídele bubnu .....	67
5.2.2	Rovnice statické rovnováhy.....	67
5.2.3	Výpočet maximálního ohybového momentu působící na hřídel .....	68
5.2.4	Výpočet modulu průřezu v ohybu pro hřídel .....	69
5.2.5	Výpočet maximálního ohybového napětí působící na hřídel .....	69
5.2.6	Výpočet koeficientu bezpečnosti na hřídeli.....	69
5.2.7	Výpočet ohybového momentu působící na malém průměru hřídele.....	70
5.2.8	Výpočet modulu průřezu v ohybu pro malý průměr hřídele .....	71
5.2.9	Výpočet ohybového napětí působící na malý průměr hřídele .....	71
5.2.10	Výpočet maximálního ohybového napětí na malém průměru hřídele.....	71
5.2.11	Výpočet koeficientu bezpečnosti na malém průměru hřídele .....	72
5.3	Tlačné pružiny .....	73
5.3.1	Stlačení pružiny s maximální zátěžnou silou .....	73
5.3.2	Potřebné stlačení pružiny.....	74
5.4	Kontrola šroubu a matice.....	74
5.4.1	Otlačení na šroubu a matici .....	75
5.4.2	Kontrola otlačení .....	75
<b>Závěr.....</b>		<b>76</b>
<b>Použité informační zdroje.....</b>		<b>77</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů.....</b>		<b>79</b>
<b>Seznam příloh .....</b>		<b>86</b>

## ÚVOD

Různé typy manipulačních zařízení pro přepravu různých materiálů je v současné době hlavní částí všech odvětví průmyslu. Slouží ke zlepšení efektivity práce, také k usnadnění této práce a k minimalizování rizika zranění zaměstnance. Jedním z nejpoužívanějších manipulačních zařízení je pásový dopravník, který umožňuje dopravu jak kusových, tak i sypkých materiálů.

Kusové materiály mohou být dopravovány pomocí válečkových stolic, robotických rukou nebo pásových dopravníků. Sypké materiály je možno dopravovat nákladními auty, to však není efektivní způsob v případě, že je dopravováno velké množství, například na pracovištích, kde je nutné nepřetržitě dodávat nebo odvádět materiál.

Pásový dopravník jsou tedy stroje, které umožňují dopravovat materiál do vzdálenosti i na velkou vzdálenost. Jejich hlavními výhodami jsou vysoká efektivita, malá údržba a malé výdaje na spotřebu energie. Pásový dopravník mají také výhodu v používání i v náročném prostředí, pokud není překročen jejich maximální sklon dopravníku, který se pohybuje od 12 do 23° podle druhu materiálu, který je tímto dopravníkem dopravován a použitého dopravního pásu [1].



*Obr. 1 Pásový dopravník pro dopravu do kolmého směru [10]*

# 1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou stroje určené k dopravě sypkých nebo kusových materiálů, a to nejčastěji ve vodorovném, ale i mírně šikmém směru. Dopravní pás je zde použit jako tažný i nosný prvek pro přepravovaný materiál [1].

Pásové dopravníky jsou jedny z nejrozšířenějších zařízení pro dopravu sypkých materiálů, jeho hlavními výhody jsou [1]:

- vysoká rychlost dopravy
- vysoký dopravní výkon
- velké dopravovaná vzdálenost
- jednoduchá údržba
- malá spotřeba energie
- možnost nakládání a vykládání materiálu kdekoli

Jejich použití je omezeno hlavně při šikmé dopravě (podle druhu dopravovaného materiálu bývá maximální úhel stoupání 12 až 23°) a při dopravě horkých materiálů, kde musí být zvolené části dopravníku odolné na vyšší teploty. Zvýšení úhlu stoupání je možné dosáhnout různými úpravami dopravního pásu, například navulkanizováním opěrek na pás [1].

Pásový dopravník se skládá z dlouhého rámu neboli nosné rámové konstrukce, na které jsou připevněny otočné válečky na válečkových stolicích, které vytvářejí pevnou pojezdovou dráhu pro pohyblivý pás, po kterém je přepravován materiál. Pohon pásu je obstarán nejčastěji asynchronním elektromotorem přes poháněcí buben, na kterém je dopravní pás opásán. V dnešní době se často používá také pohon prostřednictvím bubnového motoru tzv. elektrobubnu. Pohon elektrobubnem je jednodušší na konstrukci a minimálně náročné na údržbu [9].

## 1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Dle literatury [1] se pásové dopravníky dělí:

### 1.1.1 PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU

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

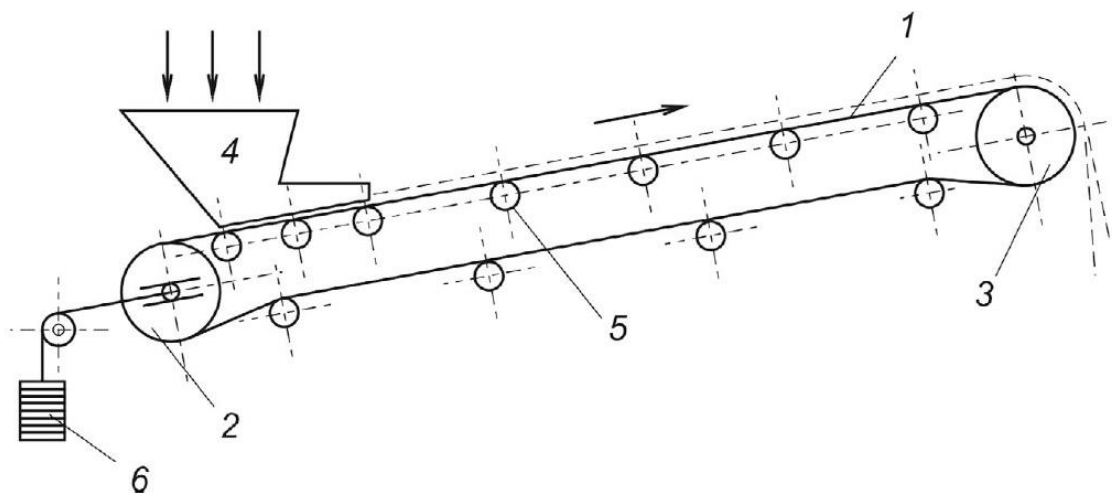
### 1.1.2 PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

- dopravníky vodorovné
- dopravníky šikmé
- dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- dopravníky kombinované (např. s dvojitou změnou směru – kombinace konkávního a konvexního dopravníku)

### 1.1.3 PODLE PŘEVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE

- dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základnou
- dopravníky pojízdné a přenosné – pro malé dopravované množství a malé délky
- dopravníky přestavitelné – vysoká rychlost dopravy a velké dopravní vzdálenosti

### 1.2 SCHÉMA DOPRAVNÍKŮ



Obr. 2 Schéma pásového dopravníku [11]

1 – dopravní pás; 2 – hnáný napínací buben; 3 – hnací buben; 4 – násypka; 5 – nosné válečky;  
6 – napínací závaží

## 2 KONSTRUKČNÍ PRVKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník se skládá z mnoha částí, různých vlastností a účelů, které dohromady zajišťují plynulost, spolehlivost a bezpečnost dopravy požadovaného materiálu.

### 2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je jedna z nejdůležitějších částí dopravníků. Převazuje se po něm požadovaný materiál. Je zároveň nosným a tažným prvkem. Je opásán kolem hnacího a hnaného bubnu a podepírán po celé délce nosnými a vratnými válečkami.

Hlavní požadavky na dopravní pás [1]:

- vysoká otěruvzdornost
- vysoká životnost
- vysoká podélná tuhost
- minimální schopnost navlhnout
- vysoká pevnost i při nízké vlastní hmotnosti
- odolávat účinkům střídavého namáhání

Dopravní pásy pro běžné použití mají kostru s vrstvami PVC nebo pryže. Textilní kostra, která přenáší tahové síly, je tvořena jednou nebo více vrstvami z polyamidu, bavlny nebo jiných materiálů. Textilní vložky jsou většinou zcela zavulkanizovány v pryži. To způsobí na spodní a horní straně pásu tzv. krycí vrstvy různé tloušťky i jakosti podle druhu dopravovaného materiálu a jeho fyzikálních vlastností. Šířka pásů se pohybuje od 400 do 2400 mm [11].

#### 2.1.1 ROZDĚLENÍ PODLE KONSTRUKCE

Dle literatury [1] se dělí:

- kryté, kde textilní kostra je kryta ochrannými vrstvami za všech stran
- řezané, které mají pouze horní a dolní vrstvu gumy
- nekryté, bez ochranných vrstev

#### 2.1.2 ROZDĚLENÍ PODLE MATERIÁLU

Dle literatury [2] se dělí:

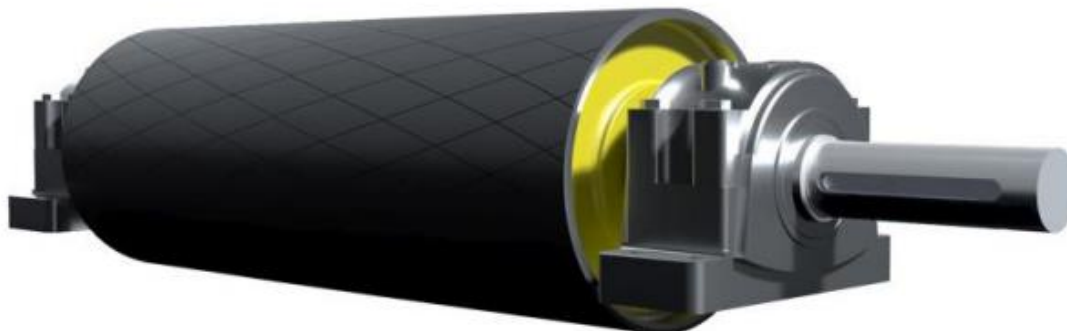
- gumové
- polyvinylchloridové
- ocelové
- ocelovo-gumové
- z drátěného pletiva



Obr. 3 Pás s pozinkovanými ocelovými lanky [7]

## 2.2 HNACÍ A HANANÉ BUBNY

Bubny pásových dopravníků se vyrábí nejčastěji lité nebo svařované. Povrch pláště bývá rovný s kónickými konci nebo mírně bombírován pro lepší vedení pásu. Hnací bubny jsou většinou umístěné na přepadové straně dopravníku. Jejich hlavním úkolem je přenos obvodové síly z bubnu na dopravní pás. Pro přenos vyšších výkonů, které mají za následek zvětšení součinitele smykového tření, bývá jejich povrch pogumován a případně i opatřen vzorkem neboli rýhami. Hnací bubny jsou převážně svařované konstrukce, které jsou k rámové konstrukci připevněny držákem. Hnané bubny jsou umístěné v místě násypu materiálu na dopravní pás. Ve většině případů jsou tyto bubny bez pohonu, a tedy nepřenášejí obvodovou sílu na dopravní pás [1].

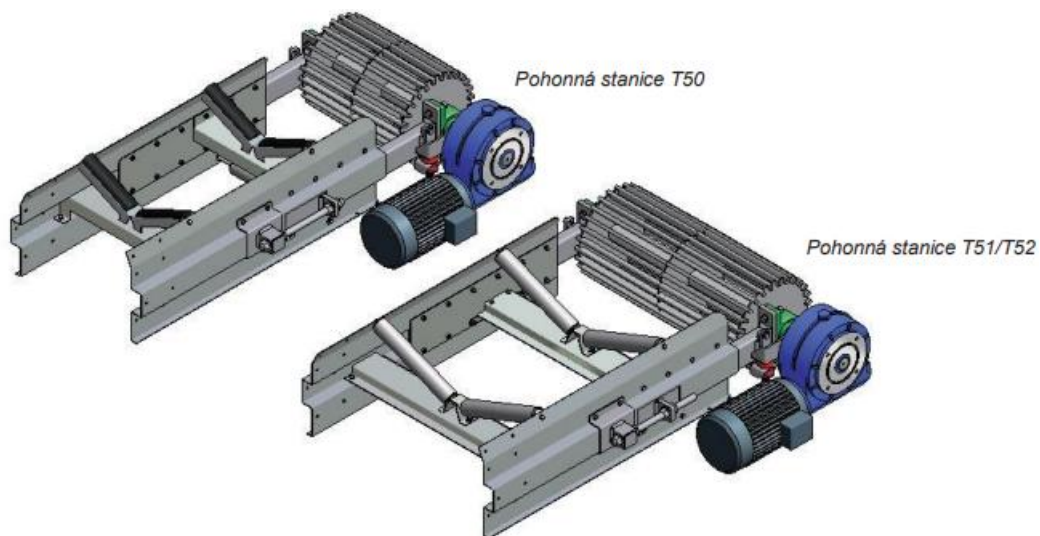


Obr. 4 Příklad konstrukce bubnu s rýhami pro zvýšení součinitele tření [8]

## 2.3 POHONNÁ STANICE

Pohonná stanice je používána k zajištění pohonu dopravníku. Skládá se z elektromotoru, převodové skříně, spojky, brzdy a hnacího bubnu. V případě šikmého dopravníku je nutné zabezpečit automatickou zpětnou zdrž, která zabrání zpětnému pohybu pásu po vypnutí motoru. Poháněcí stanice je zpravidla umístěná v místě vykládání materiálu. V dnešní době je velmi často nahrazována tzv. elektrobubnem.





Obr. 5 Příklady pohonné stanice [12]

## 2.4 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Její hlavní účelem je podpírat horní větev pásu s materiálem a spodní vratnou větev, která nic nedopravuje a je tedy prázdná. Válečkové stolice dělíme do mnoha typů, například rovné válečkové stolice, které se používají především pro podepírání dolní větve. Ostatní, tzv. korýtkové válečkové stolice, skládající se ze dvou, tří nebo i více válečků se používají pro nosnou větev dopravníku. Vnější válečky jsou skloněné o 20°, 30°, 35°, případně i více. Zvětšení sklonu způsobuje zvýšení příčného průřezu materiálu na pásu [1].

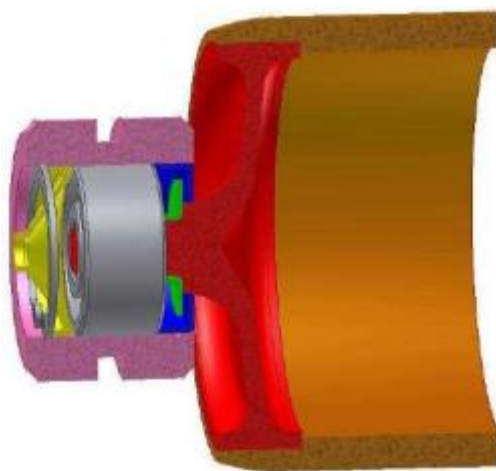


Obr. 6 Příklady válečkových stolic [13]

1 - jednoválečková; 2 - dvouválečková; 3 – dvouválečková (letmé uložení); 4 - tříválečková;  
5 - grilandová

## 2.5 VÁLEČKY

Válečky se používají k podpírání a vedení dopravního pásu a svým uspořádáním ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na vlastnosti dopravníku. Hlavní požadavky na válečky jsou malý odpor proti otáčení, malá hmotnost, jednoduchá konstrukce, dokonalé utěsněny proti vnikání nečistot, musí být náležitě vyváženy a nenáročné na údržbu. Rozlišujeme velké množství různých typů válečků, které jsou vždy vhodné a něco jiného. Pro nosnou větev se nejčastěji používají válečky hladké a pro vratnou větev válečky diskové. Jako dopadové válečky, na které dopadá materiál přes násypku, jsou používány válečky pogumované, které jsou nejlepší na tlumení rázů při pádu dopravovaného materiálu [1].



Obr. 7 Příklad válečku bez hřídele [7]

### Nosné válečky

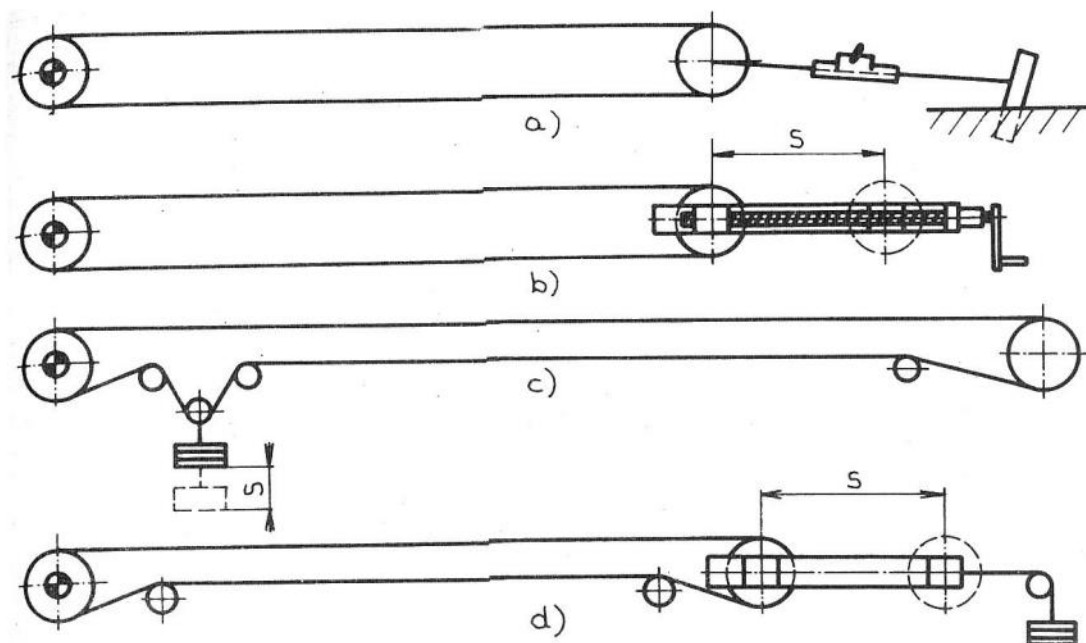
Nosné válečky se používají k vedení a podpírání horní i dolní větve dopravního pásu. Jsou upevněny ve válečkových stolicích nebo na držácích (vratná větev) a představují nejpočetnější část mechanických prvků pásového dopravníku. Tyto válečky se vyznačují vysokou spolehlivostí, minimálními odpory proti pohybu a vysokou životností [2].

## 2.6 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací síla je nutná k vyvolání dostatečně velkého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na dopravní pás potřebná tažná síla. Napínací zařízení je nezbytná část pásového dopravníku. Právě na něm závisí optimální napnutí pásu, také ale životnost a hospodárnost celého stroje [1].

Napínání pásu se dělí dle literatury [1] podle způsobu vyvození napínací síly:

- Tuhé napínací zařízení (s napínacími šrouby, navijáky apod.)
- Samočinná napínací zařízení se závažím
- Samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení



Obr. 8 Příklady napínacích zařízení [1]

a) Napínák s lankem; b) Napínání napínacími šrouby; c) + d) Napínání závažím

## 2.7 ČISTIČ PÁSU

Gumové pásy musí být během provozu dopravníku průběžně čistěny, aby nedocházelo k lepení nečistot na válečky při dopravě lepkavých a vlhkých materiálů. Důsledkem nalepení nečistot na válečky je zvýšení odporů a také větší opotřebení pásu a hnacího bubnu. Aby k tomuto nežádoucímu důsledku nedocházelo slouží čistič pásu, který stírá nalepený materiál z dopravního pásu [1].

Tvar a typ čističe závisí na velikosti dopravníku a dopravovaného materiálu. Nejjednodušší je čistič z měkké gumy, který je na hnací buben přitlačován závažím. Lepší čistící účinek má rotační čistič, jehož čistícím prvkem jsou válcové kartáče nebo plochá ocel tvářená do šroubovice. Čistič pásu je zpravidla umístěn za přepadem, pod hnacím bubnem [1].



Obr. 9 Stírací torzní čistič s pružinou [7]

## 2.8 NÁSYPKA

Násypka je jedná z méně důležitých částí dopravníku, dokonce se často ani nepoužívá, kvůli zbytečnosti. Používá se hlavně při dopravě sypkých hmot, aby nedocházelo ke ztrátám zboží a zároveň ke znečištění pracovního prostoru. Používá se k plnění pásu dopravovaným materiálem, usměrňuje materiál na střed pásu a zabraňuje odpadávání materiálu mimo pásový dopravník.



*Obr. 10 Sběrná násypka [12]*

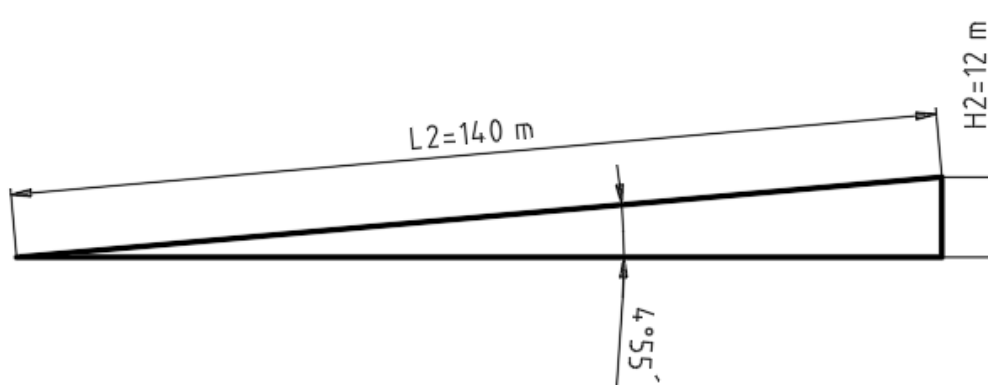
### 3 FUNKČNÍ VÝPOČET

Výpočet pásového dopravníku je proveden dle literatury [3], dle normy ČSN ISO 5048.

#### 3.1 ZADANÉ TECHNICKÉ PARAMETRY

- Dopravní výkon:  $Q_1 = Q_2 = 8\,000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$
- Osová vzdálenost:  $L_1 = 55 \text{ m}$   $L_2 = 140 \text{ m}$
- Výškový rozdíl:  $H_1 = 2 \text{ m}$   $H_2 = 12 \text{ m}$
- Dopravovaný materiál: *Skleněné střepy*

#### 3.2 ÚHEL SKLONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 11 Schéma sklonu pásového dopravníku

$$\sin \delta_1 = \frac{H_1}{L_1} \rightarrow \delta_1 = \arcsin \frac{H_1}{L_1} \qquad \sin \delta_2 = \frac{H_2}{L_2} \rightarrow \delta_2 = \arcsin \frac{H_2}{L_2} \quad (1)$$

$$\delta_1 = \arcsin \frac{2}{55}$$

$$\delta_2 = \arcsin \frac{12}{140}$$

$$\delta_1 = 2^\circ 5'$$

$$\delta_2 = 4^\circ 55'$$

Kde:

$H_1$	[m]	výškový rozdíl ... dle kapitoly 3.1
$H_2$	[m]	výškový rozdíl ... dle kapitoly 3.1
$L_1$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$L_2$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Úhel sklonu dopravníku	$\delta_1 = 2^\circ 5'$	$\delta_2 = 4^\circ 55'$

Poznámka:

Vypočtené úhly jsou menší než dovolený úhel, tzn. že vyhovují dle literatury [4, str. 21] tabulka 3.1, kde maximální sklon pásového dopravníku pro skleněné střepy, **kteřé jsou tak drobné, že charakteristikou odpovídají suchému písku**, je  $\delta_{max} = 12$  až  $15^\circ$ . Voleno  $\delta_{max} = 12^\circ$ .

### 3.3 RYCHLOST PÁSU DOPRAVNÍKU

Rychlost pásu (dopravník na skleněné střepy) je volena dle literatury [1, str. 148] tabulka 8.3.

Materiál: ostrohranný, odírající, drobný a střední

Charakteristika: skleněné střepy = jsou velmi jemné a odírající

Rozmezí rychlostí: 1,25 – 2,5 [m/s]

**Zvolená rychlost:  $v = 1,25$  m/s**

Poznámka:

Volena rychlost s ohledem na další výpočty a delší životnost jednotlivých prvků dopravníku.

### 3.4 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$Q = S_T \cdot \rho \cdot v \rightarrow S_T = \frac{Q}{\rho \cdot v \cdot 3600} \quad (2)$$

$$S_T = \frac{8000}{2500 \cdot 1,25 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,00071 \text{ m}^2$$

Kde:

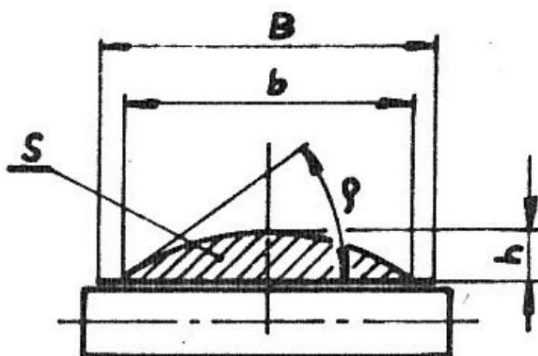
$Q$  [kg/h] dopravní výkon ... dle kapitoly 3.1

$v$  [m/s] zvolená rychlost pásu dopravníku ... dle kapitoly 3.3

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] objemová hmotnost ... získáno dle lit. [14],  $\rho = 2500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

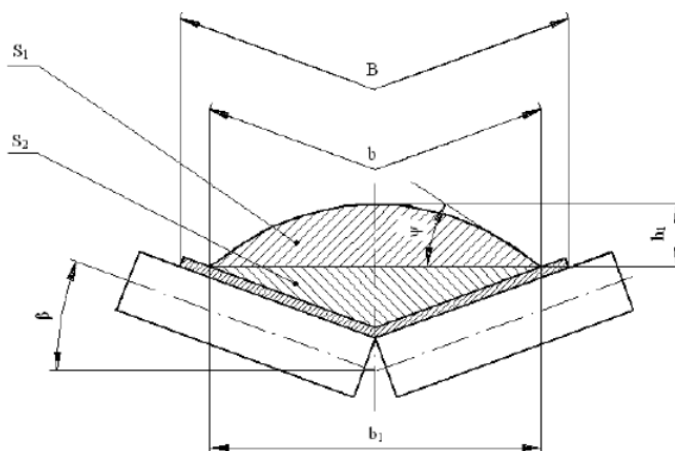
### 3.5 ŠÍŘKY DOPRAVNÍHO PÁSU

Pro teoretický průřez náplně pásu  $S_T = 0,00071 \text{ m}^2$  a sypný úhel skleněných střepů, které svou charakteristikou odpovídají sypnému úhlu suchého písku, dle literatury [1, str. 151] tabulka 8.5, tedy  $\delta = 30^\circ$ , je volena šířka dopravního pásu dle literatury [1, str. 149] tabulka 8.4 ...  $B = 400 \text{ mm}$ .



Obr. 12 Schéma znázorňující šířku pásu [1]

### 3.6 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU



Obr. 13 Schéma celkové plochy průřezu náplně pásu pro dvouválečkovou stolicí [3]

$$S = S_1 + S_2 \quad (3)$$

$$S = 0,0026 + 0,0068$$

$$S = 0,0094 \text{ m}^2$$

Kde:

$S_1$  [m<sup>2</sup>] plocha průřezu horní části náplně pásu ... dle kapitoly 3.6.1

$S_2$  [m<sup>2</sup>] plocha průřezu dolní části náplně pásu ... dle kapitoly 3.6.2

**3.6.1 PLOCHA PRŮŘEZU HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU**

$$S_1 = (b \cdot \cos \beta)^2 \cdot \frac{\tan \theta}{6} \quad (4)$$

$$S_1 = (0,29 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\tan 12^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,0026 \text{ m}^2$$

Kde:

$b$	[m]	využitelná ložná šířka pásu ... dle kapitoly 3.6.1
$\theta$	[°]	dynamický sypný úhel ... dle kapitoly 3.6.1
$\beta$	[°]	úhel sklonu nosných válečků ... voleno dle literatury [1]

Poznámka:

Dle literatury [1, str. 149] tabulka 8.4 voleno  $\beta = 20^\circ$ , použité dvouválečkové stolice.

**Využitelná ložná šířka pásu**

$$b = 0,85 \cdot B - 0,05 \quad (5)$$

$$b = 0,85 \cdot 0,4 - 0,05$$

$$b = 0,29 \text{ m}$$

Kde:

$B$	[m]	šířka dopravního pásu ... dle kapitoly 3.5
-----	-----	--

**Dynamický sypný úhel**

Dynamický sypný úhel pro předpravu skleněných střeptů, **kteřé charakteristikou odpovídají suchému písku**, pásovým dopravníkem je voleno v rozmezí 10 až 15° dle literatury [4, str. 21] tabulka 3.1.

Voleno  $\theta = 12^\circ$ .



**3.6.2 PLOCHA PRŮŘEZU DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU**

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

$$S_2 = \left( \cos 20^\circ \cdot \frac{0,29}{2} \right) \cdot \left( \sin 20^\circ \cdot \frac{0,29}{2} \right)$$

$$S_2 = 0,0068 \text{ m}^2$$

Kde:

$b$	[m]	využitelná ložná šířka pásu ... dle kapitoly 3.6.1
$\beta$	[°]	úhel sklonu nosných válečků ... voleno dle literatury [1]

Poznámka:

Dle literatury [1, str. 149] tabulka 8.4 voleno  $\beta = 20^\circ$ , použité dvouválečkové stolice.

**3.7 SKUTEČNÁ PLOCHA NÁPLNĚ PÁSU**

$$S_{K1} = S \cdot k_1 \quad S_{K2} = S \cdot k_2 \quad (7)$$

$$S_{K1} = 0,0094 \cdot 0,999 \quad S_{K2} = 0,0094 \cdot 0,975$$

$$S_{K1} = 0,00939 \text{ m}^2 \quad S_{K2} = 0,00917 \text{ m}^2$$

Kde:

$S$	[m <sup>2</sup> ]	celková plocha průřezu náplně pásu ... dle kapitoly 3.6
$k_1$	[-]	součinitel sklonu ... dle kapitoly 3.7.2
$k_2$	[-]	součinitel sklonu ... dle kapitoly 3.7.2

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Skutečná plocha náplně pásu	$S_{K1} = 0,00939 \text{ m}^2$	$S_{K2} = 0,00917 \text{ m}^2$

**3.7.1 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU**

$$k_{11} = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta_1 - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad k_{12} = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta_2 - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (8)$$

$$k_{11} = \sqrt{\frac{\cos^2 2^\circ 5' - \cos^2 12^\circ}{1 - \cos^2 12^\circ}} \quad k_{12} = \sqrt{\frac{\cos^2 4^\circ 55' - \cos^2 12^\circ}{1 - \cos^2 12^\circ}}$$

$$k_{11} = 0,985$$

$$k_{12} = 0,911$$

Kde:

$\delta_1$  [°] úhel sklonu pásového dopravníku ... dle kapitoly 3.2

$\delta_2$  [°] úhel sklonu pásového dopravníku ... dle kapitoly 3.2

$\theta$  [°] dynamický sypný úhel ... dle kapitoly 3.6.1

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Součinitel korekce	$k_{11} = 0,985$	$k_{12} = 0,911$

**3.7.2 SOUČINITEL SKLONU**

$$k_1 = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_{11}) \quad k_2 = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_{12}) \quad (9)$$

$$k_1 = 1 - \frac{0,0026}{0,0094} \cdot (1 - 0,985) \quad k_2 = 1 - \frac{0,0026}{0,0094} \cdot (1 - 0,911)$$

$$k_1 = 0,999$$

$$k_2 = 0,975$$

Kde:

$S$  [ $m^2$ ] celková plocha průřezu náplně pásu ... dle kapitoly 3.6

$S_1$  [ $m^2$ ] plocha průřezu horní části náplně pásu ... dle kapitoly 3.6.1

$k_{11}$  [-] součinitel korekce vrchlíku náplně pásu ... dle kapitoly 3.7.1

$k_{12}$  [-] součinitel korekce vrchlíku náplně pásu ... dle kapitoly 3.7.1

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Součinitel sklonu	$k_1 = 0,999$	$k_2 = 0,975$

### 3.8 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

$$S_{K1} \geq S_T \qquad S_{K2} \geq S_T \qquad (10)$$

$$0,00939 \geq 0,00071 \text{ m}^2 \Rightarrow \text{vyhovuje} \qquad 0,00917 \geq 0,00071 \text{ m}^2 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$S_T$  [m<sup>2</sup>] teoretický průřez náplně pásu ... dle kapitoly 3.4

$S_{K1,2}$  [m<sup>2</sup>] skutečná plocha náplně pásu ... dle kapitoly 3.7

Poznámka:

Oba pásové dopravníky vyhovují při kontrole pásu na potřebný ložný prostor, neboť v obou případech je skutečná plocha náplně pásu větší než teoretický průřez náplně pásu.

### 3.9 DOPRAVNÍ VÝKON

Dopravní výkon se dělí na objemový a hmotnostní. Rozdíl je, že hmotnostní započítává objemovou hmotnost neboli hustotu dopravovaného materiálu.

#### 3.9.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_{V1} = S \cdot v \cdot k_1 \qquad I_{V2} = S \cdot v \cdot k_2 \qquad (11)$$

$$I_{V1} = 0,0094 \cdot 1,25 \cdot 0,999 \qquad I_{V2} = 0,0094 \cdot 1,25 \cdot 0,975$$

$$I_{V1} = 0,0117 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \qquad I_{V2} = 0,0115 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Kde:

$v$  [m/s] zvolená rychlost pásu dopravníku ... dle kapitoly 3.3

$S$  [m<sup>2</sup>] celková plocha průřezu náplně pásu ... dle kapitoly 3.6

$k_{1,2}$  [-] součinitel sklonu ... dle kapitoly 3.7.2

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Objemový dopravní výkon	$I_{V1} = 0,0117 \text{ m}^3/\text{s}$	$I_{V2} = 0,0115 \text{ m}^3/\text{s}$

**3.9.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON**

$$I_{m1} = 3600 \cdot \rho \cdot I_{v1} \qquad I_{m2} = 3600 \cdot \rho \cdot I_{v2} \qquad (12)$$

$$I_{m1} = 3600 \cdot 2500 \cdot 0,0117 \qquad I_{m2} = 3600 \cdot 2500 \cdot 0,0115$$

$$I_{m1} = 105\,300 \frac{kg}{h} \qquad I_{m2} = 103\,500 \frac{kg}{h}$$

Kde:

$I_{v1}$  [m<sup>3</sup>/s] objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1

$I_{v2}$  [m<sup>3</sup>/s] objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] objemová hmotnost ... získáno dle lit. [14],  $\rho = 2\,500 \frac{kg}{m^3}$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Hmotnostní dopravní výkon	$I_{m1} = 105\,300 \text{ kg/h}$	$I_{m2} = 103\,500 \text{ kg/h}$

**3.10 KONTROLA HMOTNOSTNÍHO DOPRAVNÍHO VÝKONU**

$$I_{m1} \geq Q \qquad I_{m2} \geq Q \qquad (13)$$

$$105\,300 \geq 8\,000 \text{ kg/h} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$103\,500 \geq 8\,000 \text{ kg/h} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$Q$  [kg/h] dopravní výkon ... dle kapitoly 3.1

$I_{m1}$  [kg/h] hmotnostní dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.2

$I_{m2}$  [kg/h] hmotnostní dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.2

Poznámka:

Oba dopravníky vyhovují při kontrole hmotnostního dopravního výkonu, neboť v obou případech je hmotnostní dopravní výkon větší než zadaný dopravní výkon.

**3.11 HLAVNÍ ODPORY**

$$F_{H1} = f \cdot L_1 \cdot g \cdot [q_{RO1} + q_{RU1} + (2 \cdot q_B \cdot q_{G1}) \cdot \cos \delta_1] \quad (14)$$

$$F_{H1} = 0,02 \cdot 55 \cdot 9,81 \cdot [5,164 + 1,342 + (2 \cdot 4,2 \cdot 23,4) \cdot \cos 2^\circ 5']$$

$$F_{H1} = 413,133 \text{ N}$$

$$F_{H2} = f \cdot L_2 \cdot g \cdot [q_{RO2} + q_{RU2} + (2 \cdot q_B \cdot q_{G2}) \cdot \cos \delta_2] \quad (14)$$

$$F_{H2} = 0,02 \cdot 140 \cdot 9,81 \cdot [5,057 + 1,347 + (2 \cdot 4,2 \cdot 23,0) \cdot \cos 4^\circ 55']$$

$$F_{H2} = 1\,035,227 \text{ N}$$

Kde:

$L_1$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$L_2$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$\delta_1$	[°]	úhel sklonu pásového dopravníku ... dle kapitoly 3.2
$\delta_2$	[°]	úhel sklonu pásového dopravníku ... dle kapitoly 3.2
$q_{RO1}$	[kg/m]	hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi ... dle kap. 3.11.3
$q_{RO2}$	[kg/m]	hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi ... dle kap. 3.11.3
$q_{RU1}$	[kg/m]	hmotnost rot. částí válečku v nezátížené větvi ... dle kap. 3.11.5
$q_{RU2}$	[kg/m]	hmotnost rot. částí válečku v nezátížené větvi ... dle kap. 3.11.5
$q_{G1}$	[kg/m]	hmotnost dop. materiálu na 1 m délky ... dle kapitoly 3.11.6
$q_{G2}$	[kg/m]	hmotnost dop. materiálu na 1 m délky ... dle kapitoly 3.11.6
$q_B$	[kg/m]	hmotnost 1 m dopravního pásu ... dle kapitoly 4.1
$f$	[-]	globální součinitel tření ... dle lit. [3, str. 7] voleno $f = 0,02$
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení ... $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Hlavní odpory	$F_{H1} = 413,133 \text{ N}$	$F_{H2} = 1\,035,227 \text{ N}$

**3.11.1 POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NOSNÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU**

$$P_{11} = \frac{L_1 - L_d}{a_0} \qquad P_{12} = \frac{L_2 - L_d}{a_0} \qquad (15)$$

$$P_{11} = \frac{55 - 1}{0,80} \qquad P_{12} = \frac{140 - 1}{0,80}$$

$$P_{11} = 67,5 \Rightarrow 67 \text{ ks} \qquad P_{12} = 173,75 \Rightarrow 173 \text{ ks}$$

Kde:

$L_1$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$L_2$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$a_0$	[m]	rozteč válečkových stolic v nosné větvi ... dle literatury [1]
$L_d$	[m]	délka dopadové větve ... dle konstrukce je voleno $L_d = 1 \text{ m}$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Počet válečkových stolic v nosné větvi dopravníku	$P_{11} = 67 \text{ ks}$	$P_{12} = 173 \text{ ks}$

Poznámka:

Rozteč válečkových stolic v nosné větvi je volena dle lit. [1, str. 138] v rozmezí 0,75 – 1,8. Voleno  $a_0 = 0,80 \text{ m}$ .

**3.11.2 POČET DOPADOVÝCH VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NOSNÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU**

$$P_{1d} = \frac{L_d}{a_{hd}} \qquad (16)$$

$$P_{1d} = \frac{1}{0,45}$$

$$P_{1d} = 2,2 \Rightarrow 3 \text{ ks}$$

Kde:

$a_{hd}$	[m]	rozteč válečkových stolic v dopadové větvi ... dle literatury [1]
$L_d$	[m]	délka dopadové větve ... dle konstrukce je voleno $L_d = 1 \text{ m}$

Poznámka:

Rozteč válečkových stolic v dopadové části je voleno dle lit. [1, str. 139] v rozmezí 0,45 – 0,6. Voleno  $a_{hd} = 0,45 \text{ m}$ .

### 3.11.3 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA 1 M DÉLKY V NOSNÉ A DOPADOVÉ VĚTVI

$$q_{RO1} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_{11}}{L_1} + \frac{2 \cdot q_{1d} \cdot P_{1d}}{L_1} \qquad q_{RO2} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_{12}}{L_2} + \frac{2 \cdot q_{1d} \cdot P_{1d}}{L_2} \qquad (17)$$

$$q_{RO1} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 67}{55} + \frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{55} \qquad q_{RO2} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 173}{140} + \frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{140}$$

$$q_{RO1} = 5,164 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \qquad q_{RO2} = 5,057 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Kde:

$L_1$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$L_2$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$P_{11}$	[ks]	počet válečkových stolic v nosné větvi ... dle kapitoly 3.11.1
$P_{12}$	[ks]	počet válečkových stolic v nosné větvi ... dle kapitoly 3.11.1
$P_{1d}$	[ks]	počet dopadových stolic v nosné větvi ... dle kapitoly 3.11.2
$q_1$	[kg]	hmotnost rot. částí válečku v nosné větvi ... dle kapitoly 4.3.2
$q_{1d}$	[kg]	hmotnost rot. částí válečku v dopadové větvi ... dle kapitoly 4.3.3

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m délky v nosné a dopadové větvi	$q_{RO1} = 5,164 \text{ kg/m}$	$q_{RO2} = 5,057 \text{ kg/m}$

### 3.11.4 POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NEZATÍŽENÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$P_{21} = \frac{L_1}{a_s} \qquad P_{22} = \frac{L_2}{a_s} \qquad (18)$$

$$P_{21} = \frac{55}{3} \qquad P_{22} = \frac{140}{3}$$

$$P_{21} = 18,33 \Rightarrow 18 \text{ ks} \qquad P_{22} = 46,67 \Rightarrow 46 \text{ ks}$$

Kde:

$L_1$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$L_2$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$a_s$	[m]	rozteč válečkových stolic v nezátížené větvi ... dle literatury [1]

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Počet válečkových stolic v nezátížené větvi	$P_{21} = 18 \text{ ks}$	$P_{22} = 46 \text{ ks}$

Poznámka:

Rozteč válečkových stolic v nezátížené větvi dopravníku je voleno dle literatury [1, str. 138] v rozmezí 3,0 – 5,0. Voleno  $a_s = 3 \text{ m}$ .

### 3.11.5 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA 1 M V NEZÁTÍŽENÉ VĚTVI

$$q_{RU1} = \frac{q_2 \cdot P_{21}}{L_1} \qquad q_{RU2} = \frac{q_2 \cdot P_{22}}{L_2} \qquad (19)$$

$$q_{RU1} = \frac{4,1 \cdot 18}{55} \qquad q_{RU2} = \frac{4,1 \cdot 46}{140}$$

$$q_{RU1} = 1,342 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \qquad q_{RU2} = 1,347 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Kde:

$L_1$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$L_2$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$P_{21}$	[ks]	počet válečkových stolic v nezátížené větvi... dle kapitoly 3.11.4
$P_{22}$	[ks]	počet válečkových stolic v nezátížené větvi... dle kapitoly 3.11.4
$q_2$	[kg]	hmotnost rot. částí válečku v nezátížené větvi ... dle kap. 4.3.5



	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m délky v nezátížené větvi	$q_{RU1} = 1,342 \text{ kg/m}$	$q_{RU2} = 1,347 \text{ kg/m}$

### 3.11.6 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1 M DÉLKY

$$q_{G1} = \frac{I_{V1} \cdot \rho}{v} \qquad q_{G2} = \frac{I_{V2} \cdot \rho}{v} \qquad (20)$$

$$q_{G1} = \frac{0,0117 \cdot 2500}{1,25} \qquad q_{G2} = \frac{0,0115 \cdot 2500}{1,25}$$

$$q_{G1} = 23,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \qquad q_{G2} = 23,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Kde:

$v$	[m/s]	zvolená rychlost pásu dopravníku ... dle kapitoly 3.3
$I_{V1}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1
$I_{V2}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	objemová hmotnost ... získáno dle lit. [14], $\rho = 2\,500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky	$q_{G1} = 23,4 \text{ kg/m}$	$q_{G2} = 23,0 \text{ kg/m}$

### 3.12 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{N1} = F_{bA1} + F_{f1} + F_t + F_o \qquad F_{N2} = F_{bA2} + F_{f2} + F_t + F_o \qquad (21)$$

$$F_{N1} = 36,563 + 9,235 + 2,734 + 19,378 \qquad F_{N2} = 35,938 + 8,92 + 2,734 + 19,378$$

$$F_{N1} = 67,910 \text{ N} \qquad F_{N2} = 66,972 \text{ N}$$

Kde:

$F_{bA1}$	[N]	odpor setrvačných sil v oblasti nakládání ... dle kapitoly 3.12.1
$F_{bA2}$	[N]	odpor setrvačných sil v oblasti nakládání ... dle kapitoly 3.12.1
$F_{f1}$	[N]	odpor tření mezi dop. mat. a bočním vedením ... dle kap. 3.12.3
$F_{f2}$	[N]	odpor tření mezi dop. mat. a bočním vedením ... dle kap. 3.12.3
$F_t$	[N]	odpor v ložiskách hnaného bubnu ... dle kapitoly 3.12.4
$F_o$	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech ... dle kapitoly 3.12.5

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Vedlejší odpory	$F_{N1} = 67,910 \text{ N}$	$F_{N2} = 66,972 \text{ N}$

### 3.12.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V OBLASTI NAKLÁDÁNÍ A URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA1} = I_{v1} \cdot \rho \cdot (v - v_0) \qquad F_{bA2} = I_{v2} \cdot \rho \cdot (v - v_0) \qquad (22)$$

$$F_{bA1} = 0,0117 \cdot 2500 \cdot (1,25 - 0) \qquad F_{bA2} = 0,0115 \cdot 2500 \cdot (1,25 - 0)$$

$$F_{bA1} = 36,563 \text{ N} \qquad F_{bA2} = 35,938 \text{ N}$$

Kde:

$v$	[m/s]	zvolená rychlost pásu dopravníku ... dle kapitoly 3.3
$I_{v1}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1
$I_{v2}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	objemová hmotnost ... získáno dle lit. [14], $\rho = 2\,500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$v_0$	[m/s]	složka rychlosti ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m/s}$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování	$F_{bA1} = 36,563 \text{ N}$	$F_{bA2} = 35,938 \text{ N}$

**3.12.2 URYCHLOVACÍ DÉLKA**

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (23)$$

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

$$l_b = 0,133 \text{ m}$$

Kde:

$v$	[m/s]	zvolená rychlost pásu dopravníku ... dle kapitoly 3.3
$v_0$	[m/s]	složka rychlosti ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m/s}$
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení ... $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
$\mu_1$	[-]	součinitel tření mezi materiálem a pásem ... dle literatury [3]

Poznámka:

Součinitel tření mezi materiálem a pásem dle literatury [3, str.12] tabulka 2 voleno  $\mu_1 = 0,6$ .

**3.12.3 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANÝM MATERIÁLEM A BOČNÍM VEDENÍM**

$$F_{f1} = \frac{\mu_2 \cdot l_{v1}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \cdot (b \cdot \cos \beta)^2} \quad F_{f2} = \frac{\mu_2 \cdot l_{v2}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \cdot (b \cdot \cos \beta)^2} \quad (24)$$

$$F_{f1} = \frac{0,6 \cdot 0,0117^2 \cdot 2500 \cdot 9,81 \cdot 0,133}{\left(\frac{1,25+0}{2}\right)^2 \cdot (0,29 \cdot \cos 20^\circ)^2} \quad F_{f2} = \frac{0,6 \cdot 0,0115^2 \cdot 2500 \cdot 9,81 \cdot 0,133}{\left(\frac{1,25+0}{2}\right)^2 \cdot (0,29 \cdot \cos 20^\circ)^2}$$

$$F_{f1} = 9,235 \text{ N}$$

$$F_{f2} = 8,922 \text{ N}$$

Kde:

$v$	[m/s]	zvolená rychlost pásu dopravníku ... dle kapitoly 3.3
$b$	[m]	využitelná ložná šířka pásu ... dle kapitoly 3.6.1
$l_{v1}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1
$l_{v2}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1
$l_b$	[m]	urychlovací délka ... dle kapitoly 3.12.2

$\rho$	$[kg/m^3]$	objemová hmotnost ... získáno dle lit. [14], $\rho = 2\,500 \frac{kg}{m^3}$
$v_0$	$[m/s]$	složka rychlosti ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 m/s$
$g$	$[m/s^2]$	tíhové zrychlení ... $g = 9,81 m/s^2$
$\mu_2$	$[-]$	součinitel tření mezi mat. a bočním vedením ... dle literatury [3]
$\beta$	$[^\circ]$	úhel sklonu nosných válečků ... voleno dle literatury [1]

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením	$F_{f1} = 9,235 N$	$F_{f2} = 8,922 N$

Poznámka:

Součinitel tření mezi mat. a bočním vedením dle literatury [3, str.12] tab. 2 voleno  $\mu_2 = 0,6$ .

Dle literatury [1, str. 149] tabulka 8.4 voleno  $\beta = 20^\circ$ , použité dvouválečkové stolice.

### 3.12.4 ODPOR V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_{Lož}}{D_B} \cdot F \quad (25)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,035}{0,320} \cdot 5\,000$$

$$F_t = 2,734 N$$

Kde:

$d_{Lož}$	$[m]$	průměr hřídele hnaného bubnu ... dle kapitoly 4.2.2
$D_B$	$[m]$	průměr hnaného bubnu ... dle kapitoly 4.2.2
$F$	$[N]$	průměrný tah v dopravním pásu na buben

Poznámka:

Průměrná tahová síla v dopravním pásu na buben je předběžně volena  $F = 5\,000 N$ .

**3.12.5 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH**

$$F_0 = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{t}{D_B} \quad (26)$$

$$F_0 = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,4}\right) \cdot \frac{0,0065}{0,320}$$

$$F_0 = 19,378 \text{ N}$$

Kde:

$B$	[m]	šířka dopravního pásu ... dle kapitoly 3.5
$t$	[m]	tloušťka dopravního pásu ... dle kapitoly 4.1
$D_B$	[m]	průměr hnaného bubnu ... dle kapitoly 4.2.2
$F$	[N]	průměrný tah v dopravním pásu na buben

Poznámka:

Průměrná tahová síla v dopravním pásu na buben je předběžně volena  $F = 5\,000 \text{ N}$ .

**3.13 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY**

$$F_{S11} = F_{\varepsilon 1} \quad F_{S12} = F_{\varepsilon 2} \quad (27)$$

$$F_{S11} = 54,533 \text{ N} \quad F_{S12} = 136,387 \text{ N}$$

Kde:

$F_{\varepsilon 1}$	[N]	odpor vychýlených bočních válečků ... dle kapitoly 3.13.1
$F_{\varepsilon 2}$	[N]	odpor vychýlených bočních válečků ... dle kapitoly 3.13.1

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Přídavné hlavní odpory	$F_{S11} = 54,533 \text{ N}$	$F_{S12} = 136,387 \text{ N}$

**3.13.1 ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ**

$$F_{\varepsilon 1} = C_{\varepsilon} \cdot \mu \cdot L_1 \cdot (q_B + q_{G1}) \cdot g \cdot \cos \delta_1 \cdot \sin \varepsilon \quad (28)$$

$$F_{\varepsilon 1} = 0,3 \cdot 0,35 \cdot 55 \cdot (4,2 + 23,4) \cdot 9,81 \cdot \cos 2^{\circ}5' \cdot \sin 2^{\circ}$$

$$F_{\varepsilon 1} = 54,533 \text{ N}$$

$$F_{\varepsilon 2} = C_{\varepsilon} \cdot \mu \cdot L_2 \cdot (q_B + q_{G2}) \cdot g \cdot \cos \delta_2 \cdot \sin \varepsilon \quad (28)$$

$$F_{\varepsilon 2} = 0,3 \cdot 0,35 \cdot 140 \cdot (4,2 + 23,0) \cdot 9,81 \cdot \cos 4^{\circ}55' \cdot \sin 2^{\circ}$$

$$F_{\varepsilon 2} = 136,387 \text{ N}$$

Kde:

$L_1$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$L_2$	[m]	osová vzdálenost... dle kapitoly 3.1
$\delta_1$	[°]	úhel sklonu pásového dopravníku ... dle kapitoly 3.2
$\delta_2$	[°]	úhel sklonu pásového dopravníku ... dle kapitoly 3.2
$q_B$	[kg/m]	hmotnost 1 m dopravního pásu ... dle kapitoly 4.1
$q_{G1}$	[kg/m]	hmotnost dop. materiálu na 1 m délky ... dle kapitoly 3.11.6
$q_{G2}$	[kg/m]	hmotnost dop. materiálu na 1 m délky ... dle kapitoly 3.11.6
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení ... $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
$C_{\varepsilon}$	[-]	součinitel korýtkovosti ... voleno dle literatury [3], $C_{\varepsilon} = 0,3$
$\mu$	[-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem ... dle lit. [3]
$\varepsilon$	[°]	vyosení válečku ve směru dopravy mat. ... dle konstrukce $\varepsilon = 2^{\circ}$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Odpor vychýlení válečků	$F_{\varepsilon 1} = 54,533 \text{ N}$	$F_{\varepsilon 2} = 136,387 \text{ N}$

Poznámka:

Součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem voleno dle literatury [3, str.13] tab. 4  $\mu = 0,35$ .

**3.14 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY**

$$F_{S21} = F_r + F_{gl1} \qquad F_{S22} = F_r + F_{gl2} \qquad (29)$$

$$F_{S21} = 240,0 + 17,360 \qquad F_{S22} = 240,0 + 16,771$$

$$F_{S21} = 257,360 \text{ N} \qquad F_{S22} = 256,771 \text{ N}$$

Kde:

$F_r$	[N]	odpor od čističe pásu ... dle kapitoly 3.14.1
$F_{gl1}$	[N]	odpor od tření bočního vedení s materiálem ... dle kapitoly 3.14.2
$F_{gl2}$	[N]	odpor od tření bočního vedení s materiálem ... dle kapitoly 3.14.2

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Přídavné vedlejší odpory	$F_{S21} = 257,360 \text{ N}$	$F_{S22} = 256,771 \text{ N}$

**3.14.1 ODPOR OD ČISTIČE PÁSU**

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \qquad (30)$$

$$F_r = 0,008 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0,6$$

$$F_r = 240,0 \text{ N}$$

Kde:

$A$	[m <sup>2</sup> ]	plocha dotyku mezi pásem a čističem ... dle kapitoly 3.14.1
$p$	[Pa]	tlak mezi pásem a čističem ... voleno dle literatury [3]
$\mu_3$	[-]	součinitel tření mezi pásem a čističem ... dle literatury [3]

Poznámka:

Tlak mezi pásem a čističem tohoto pásu je volen dle literatury [3]  $p = 5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ .

Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, dle literatury [3, str.12] voleno  $\mu_3 = 0,6$ .

**Plocha dotyku mezi pásem a čističem pásu**

$$A = B \cdot t_{\zeta} \quad (31)$$

$$A = 0,4 \cdot 0,02$$

$$A = 0,008 \text{ m}^2$$

Kde:

$B$  [m] šířka dopravního pásu ... dle kapitoly 3.5

$t_{\zeta}$  [m] tloušťka čističe pásu ... voleno dle konstrukce

Poznámka:

Dle konstrukce a volby čističe pásu je volena tloušťka čističe pásu  $t_{\zeta} = 0,02 \text{ m}$ .

**3.14.2 ODPOR OD TŘENÍ MEZI BOČNÍM VEDENÍM A MATERIÁLEM**

$$F_{gl1} = \frac{\mu_2 \cdot I_{v1}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot L_d}{(b \cdot \cos \beta)^2 \cdot v^2} \quad F_{gl2} = \frac{\mu_2 \cdot I_{v2}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot L_d}{(b \cdot \cos \beta)^2 \cdot v^2} \quad (32)$$

$$F_{gl1} = \frac{0,6 \cdot 0,0117^2 \cdot 2500 \cdot 9,81 \cdot 1}{(0,29 \cdot \cos 20)^2 \cdot 1,25^2} \quad F_{gl2} = \frac{0,6 \cdot 0,0115^2 \cdot 2500 \cdot 9,81 \cdot 1}{(0,29 \cdot \cos 20)^2 \cdot 1,25^2}$$

$$F_{gl1} = 17,360 \text{ N}$$

$$F_{gl2} = 16,771 \text{ N}$$

Kde:

$v$  [m/s] zvolená rychlost pásu dopravníku ... dle kapitoly 3.3

$b$  [m] využitelná ložná šířka pásu ... dle kapitoly 3.6.1

$I_{v1}$  [m<sup>3</sup>/s] objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1

$I_{v2}$  [m<sup>3</sup>/s] objemový dopravní výkon ... dle kapitoly 3.9.1

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] objemová hmotnost ... získáno dle lit. [14],  $\rho = 2500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$\beta$  [°] úhel sklonu nosných válečků ... voleno dle literatury [1]

$g$  [m/s<sup>2</sup>] tíhové zrychlení ...  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$L_d$  [m] délka dopadové větve ... dle konstrukce je voleno  $L_d = 1 \text{ m}$

$\mu_2$  [-] součinitel tření mezi mat. a bočním vedením ... dle literatury [3]



	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Odpor tření od bočního vedení s materiálem	$F_{gt1} = 17,360 \text{ N}$	$F_{gt2} = 16,771 \text{ N}$

Poznámka:

Dle literatury [1, str. 149] tabulka 8.4 voleno  $\beta = 20^\circ$ , použité dvouválečkové stolice.

Součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením dle literatury [3, str.12] tabulka 2 voleno  $\mu_2 = 0,6$ .

### 3.15 ODPOR K PŘEKONÁNÍ ZADANÉ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{ST1} = q_{G1} \cdot H_1 \cdot g \qquad F_{ST2} = q_{G2} \cdot H_2 \cdot g \qquad (33)$$

$$F_{ST1} = 23,4 \cdot 2 \cdot 9,81$$

$$F_{ST2} = 23,0 \cdot 12 \cdot 9,81$$

$$F_{ST1} = 459,108 \text{ N}$$

$$F_{ST2} = 2\,707,560 \text{ N}$$

Kde:

$H_1$  [m]      výškový rozdíl ... dle kapitoly 3.1

$H_2$  [m]      výškový rozdíl ... dle kapitoly 3.1

$q_{G1}$  [kg/m]      hmotnost dop. materiálu na 1 m délky ... dle kapitoly 3.11.6

$q_{G2}$  [kg/m]      hmotnost dop. materiálu na 1 m délky ... dle kapitoly 3.11.6

$g$  [m/s<sup>2</sup>]      tíhové zrychlení ...  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Odpor pro překonání dopravní výšky	$F_{ST1} = 459,108 \text{ N}$	$F_{ST2} = 2\,707,560 \text{ N}$

**3.16 OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM BUBNU**

$$F_{U1} = F_{H1} + F_{N1} + F_{S11} + F_{S21} + F_{ST1} \quad (34)$$

$$F_{U1} = 413,133 + 67,910 + 54,533 + 257,360 + 459,108$$

$$F_{U1} = 1\,252,044 \text{ N}$$

$$F_{U2} = F_{H2} + F_{N2} + F_{S12} + F_{S22} + F_{ST2} \quad (34)$$

$$F_{U2} = 1\,035,227 + 66,972 + 136,387 + 256,771 + 2\,707,560$$

$$F_{U2} = 4\,202,917 \text{ N}$$

Kde:

$F_{H1}$	[N]	hlavní odpory ... dle kapitoly 3.11
$F_{H2}$	[N]	hlavní odpory ... dle kapitoly 3.11
$F_{N1}$	[N]	vedlejší odpory ... dle kapitoly 3.12
$F_{N2}$	[N]	vedlejší odpory ... dle kapitoly 3.12
$F_{S11}$	[N]	přídavné hlavní odpory ... dle kapitoly 3.13
$F_{S12}$	[N]	přídavné hlavní odpory ... dle kapitoly 3.13
$F_{S21}$	[N]	přídavné vedlejší odpory ... dle kapitoly 3.14
$F_{S22}$	[N]	přídavné vedlejší odpory ... dle kapitoly 3.14
$F_{ST1}$	[N]	odpor k překonání zadané dopravní výšky ... dle kapitoly 3.15
$F_{ST2}$	[N]	odpor k překonání zadané dopravní výšky ... dle kapitoly 3.15

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Obvodová síla na bubnu	$F_{U1} = 1\,252,044 \text{ N}$	$F_{U2} = 4\,202,917 \text{ N}$

**3.17 PROVOZNÍ VÝKONY**

Výkon je důležitá veličina, díky které je posléze vybrán optimální pohon dopravníku.

**3.17.1 PROVOZNÍ VÝKON NA HNACÍM BUBNU**

$$P_{A1} = F_{U1} \cdot v \qquad P_{A2} = F_{U2} \cdot v \qquad (35)$$

$$P_{A1} = 1\,252,044 \cdot 1,25 \qquad P_{A2} = 4\,202,917 \cdot 1,25$$

$$P_{A1} = 1\,565,055 \text{ W} \qquad P_{A2} = 5\,253,646 \text{ W}$$

Kde:

$v$  [m/s] zvolená rychlost pásu dopravníku ... dle kapitoly 3.3

$F_{U1}$  [N] obvodová síla na hnacím bubnu ... dle kapitoly 3.16

$F_{U2}$  [N] obvodová síla na hnacím bubnu ... dle kapitoly 3.16

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Provozní výkon na hnacím bubnu	$P_{A1} = 1\,565,055 \text{ W}$	$P_{A2} = 5\,253,646 \text{ W}$

**3.17.2 PROVOZNÍ VÝKON HNACÍHO MOTORU**

$$P_{M1} = \frac{P_{A1}}{\eta} \qquad P_{M2} = \frac{P_{A2}}{\eta} \qquad (36)$$

$$P_{M1} = \frac{1565,055}{0,9} \qquad P_{M2} = \frac{5253,646}{0,9}$$

$$P_{M1} = 1\,738,950 \text{ W} \qquad P_{M2} = 5\,837,384 \text{ W}$$

Kde:

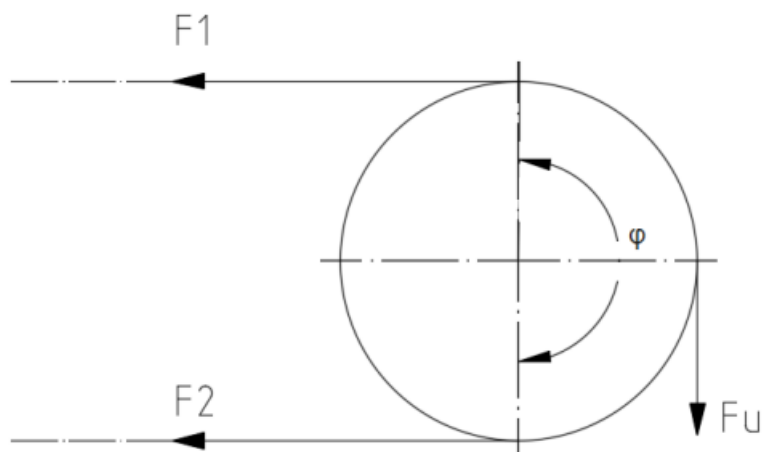
$P_{A1}$  [W] provozní výkon na hnacím bubnu ... dle kapitoly 3.17.1

$P_{A2}$  [W] provozní výkon na hnacím bubnu ... dle kapitoly 3.17.1

$\eta$  [-] účinnost elektromotoru ... dle literatury [3], voleno  $\eta = 0,9$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Provozní výkon hnacího motoru	$P_{M1} = 1\,738,950 \text{ W}$	$P_{M2} = 5\,837,384 \text{ W}$

### 3.18 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA DOPRAVNÍ PÁS



Obr. 14 Schéma sil působících na pás

#### 3.18.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax1} = \xi \cdot F_{U1} \qquad F_{Umax2} = \xi \cdot F_{U2} \qquad (37)$$

$$F_{Umax1} = 1,5 \cdot 1\,252,044 \qquad F_{Umax2} = 1,5 \cdot 4\,202,917$$

$$F_{Umax1} = 1\,878,066 \text{ N} \qquad F_{Umax2} = 6\,304,376 \text{ N}$$

Kde:

$F_{U1}$  [N] obvodová síla na hnacím bubnu ... dle kapitoly 3.16

$F_{U2}$  [N] obvodová síla na hnacím bubnu ... dle kapitoly 3.16

$\xi$  [-] součinitel rozběhu ... dle literatury [3, str. 10] voleno  $\xi = 1,5$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Maximální obvodová hnací síla	$F_{Umax1} = 1\,878,066 \text{ N}$	$F_{Umax2} = 6\,304,376 \text{ N}$

#### 3.18.2 OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍ BUBEN

$$F_{2min1} \geq F_{Umax1} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi - 1}} \qquad F_{2min2} \geq F_{Umax2} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi - 1}} \qquad (38)$$

$$F_{2min1} \geq 1\,878,066 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot \pi - 1}} \qquad F_{2min2} \geq 6\,304,376 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot \pi - 1}}$$

$$F_{2min1} \geq 937,703 \text{ N} \qquad F_{2min2} \geq 3\,147,723 \text{ N}$$

Kde:

$F_{Umax1}[N]$	maximální obvodová hnací síla ... dle kapitoly 3.18.1
$F_{Umax2}[N]$	maximální obvodová hnací síla ... dle kapitoly 3.18.1
$\mu$ [-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem ... dle lit. [3]
$\varphi$ [°]	úhel opásání hnacího bubnu ... dle konstrukce, voleno $\varphi = \pi$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Přenos obvodové síly na hnacím bubnu	$F_{2min1} \geq 937,703 N$	$F_{2min2} \geq 3\,147,723 N$

Poznámka:

Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem voleno dle literatury [3, str.13] tabulka 4  $\mu = 0,35$ .

### 3.18.3 OMEZENÍ DOPRAVNÍHO PÁSU NA HORNÍ VĚTVI

$$F_{minh1} = \frac{a_0 \cdot (q_B + q_{G1}) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad F_{minh2} = \frac{a_0 \cdot (q_B + q_{G2}) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad (39)$$

$$F_{minh1} = \frac{0,80 \cdot (4,2 + 23,4) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015} \quad F_{minh2} = \frac{0,80 \cdot (4,2 + 23,0) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{minh1} = 1\,805,04 N \quad F_{minh2} = 1\,778,88 N$$

Kde:

$q_{G1}$ [kg/m]	hmotnost dop. materiálu na 1 m délky ... dle kapitoly 3.11.6
$q_{G2}$ [kg/m]	hmotnost dop. materiálu na 1 m délky ... dle kapitoly 3.11.6
$q_B$ [kg/m]	hmotnost 1 m dopravního pásu ... dle kapitoly 4.1
$g$ [m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení ... $g = 9,81 m/s^2$
$a_0$ [m]	rozteč válečkových stolic v nosné větvi ... dle literatury [1]
$\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}$ [-]	dov. průvès pásu mezi válečkovými stolicemi ... dle lit. [3]

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Omezení pásu na horní větvi	$F_{minh1} = 1\,805,04\, N$	$F_{minh2} = 1\,778,88\, N$

Poznámka:

Rozteč válečkových stolic v nosné části je voleno dle lit. [1, str. 138] v rozmezí 0,75 – 1,8. Voleno  $a_0 = 0,80\, m$ .

Dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi dle literatury [3, str. 10] je voleno  $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,015$ .

### 3.18.4 OMEZENÍ DOPRAVNÍHO PÁSU NA DOLNÍ VĚTVI

$$F_{mind} = \frac{a_s \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad (40)$$

$$F_{mind} = \frac{3 \cdot 4,2 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{mind} = 1\,030,05\, N$$

Kde:

$q_B$	[kg/m]	hmotnost 1 m dopravního pásu ... dle kapitoly 4.1
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení ... $g = 9,81\, m/s^2$
$a_s$	[m]	rozteč válečkových stolic v nezátížené větvi ... dle literatury [1]
$\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}$	[-]	dov. průvès pásu mezi válečkovými stolicemi ... dle lit. [3]

Poznámka:

Rozteč válečkových stolic v nezátížené větvi dopravníku je voleno dle literatury [1, str. 138] v rozmezí 3,0 – 5,0. Voleno  $a_s = 3\, m$ .

Dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi dle literatury [3, str. 10] je voleno  $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,015$ .

**3.18.5 MAXIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU**

$$F_{max1} = \xi \cdot F_{U1} \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi - 1}} + 1 \right) \quad F_{max2} = \xi \cdot F_{U2} \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi - 1}} + 1 \right) \quad (41)$$

$$F_{max1} = 1,5 \cdot 1\,252,044 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,35 \cdot \pi - 1}} + 1 \right) \quad F_{max2} = 1,5 \cdot 4\,202,917 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,35 \cdot \pi - 1}} + 1 \right)$$

$$F_{max1} = 2\,815,769 \text{ N}$$

$$F_{max2} = 9\,452,099 \text{ N}$$

Kde:

$F_{U1}$	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu ... dle kapitoly 3.16
$F_{U2}$	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu ... dle kapitoly 3.16
$\xi$	[-]	součinitel rozběhu ... dle literatury [3, str. 10] voleno $\xi = 1,5$
$\mu$	[-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem ... dle lit. [3]
$\varphi$	[°]	úhel opásání hnacího bubnu ... dle konstrukce, voleno $\varphi = \pi$

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Největší tahová síla v pásu	$F_{max1} = 2\,815,769 \text{ N}$	$F_{max2} = 9\,452,099 \text{ N}$

Poznámka:

Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem voleno dle lit. [3, str.13] tabulka 4  $\mu = 0,35$ .

**3.18.6 KONTROLA DOPRAVNÍHO PÁSU**

$$F_{DP} \geq F_{max1} \quad F_{DP} \geq F_{max2} \quad (42)$$

$$B \cdot R_d \geq F_{max1} \quad B \cdot R_d \geq F_{max2}$$

$$0,4 \cdot 250\,000 \geq 2\,815,769$$

$$0,4 \cdot 250\,000 \geq 9\,452,099$$

$$100\,000 \text{ N} \geq 2\,815,769 \text{ N}$$

$$100\,000 \text{ N} \geq 9\,452,099 \text{ N}$$

Kde:

$B$	[m]	šířka dopravního pásu ... dle kapitoly 3.5
-----	-----	--

$F_{max1}$ [N]	maximální tahová síla v pásu... dle kapitoly 3.18.5
$F_{max2}$ [N]	maximální tahová síla v pásu... dle kapitoly 3.18.5
$R_d$ [N/m]	dovolené zatížení dopravního pásu ... dle kapitoly 4.1

Poznámka:

Oba pásové dopravníky vyhovují při kontrole dopravního pásu.

### 3.18.7 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_{11} \approx F_{max1} \qquad F_{12} \approx F_{max2} \qquad (43)$$

$$F_{11} \approx 2\,815,769\,N \qquad F_{12} \approx 9\,452,099\,N$$

Kde:

$F_{max1}$  [N]      maximální tahová síla v pásu... dle kapitoly 3.18.5

$F_{max2}$  [N]      maximální tahová síla v pásu... dle kapitoly 3.18.5

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Síla v horní větvi	$F_{11} = 2\,815,769\,N$	$F_{12} = 9\,452,099\,N$

### 3.18.8 SÍLA V DOLNÍ VĚTVI

$$F_{21} \approx F_{2min1} \qquad F_{22} \approx F_{2min2} \qquad (44)$$

$$F_{21} \approx 937,703\,N \qquad F_{22} \approx 3\,147,723\,N$$

Kde:

$F_{2min1}$  [N]      obvodová síla na hnací buben... dle kapitoly 3.18.2

$F_{2min2}$  [N]      obvodová síla na hnací buben ... dle kapitoly 3.18.2



	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Síla v dolní větvi	$F_{21} = 937,703 \text{ N}$	$F_{22} = 3\,147,723 \text{ N}$

### 3.18.9 VÝSLEDNÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

$$F_{C1} = F_{11} + F_{21} \qquad F_{C2} = F_{12} + F_{22} \qquad (45)$$

$$F_{C1} = 2\,815,769 + 937,703 \qquad F_{C2} = 9\,452,099 + 3\,147,723$$

$$F_{C1} = 3\,753,472 \text{ N} \qquad F_{C2} = 12\,599,822 \text{ N}$$

Kde:

$F_{11}$  [N] síla v horní větvi... dle kapitoly 3.18.7

$F_{12}$  [N] síla v horní větvi... dle kapitoly 3.18.7

$F_{21}$  [N] síla v dolní větvi ... dle kapitoly 3.18.8

$F_{22}$  [N] síla v dolní větvi ... dle kapitoly 3.18.8

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Celková síla namáhající buben	$F_{C1} = 3\,753,472 \text{ N}$	$F_{C2} = 12\,599,822 \text{ N}$

## 4 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ČÁSTÍ

Z doposud vypočítaných parametrů jsou zvoleny následující konstrukční prvky pásového dopravníku. Z důvodů jednodušší výroby jsou (pokud možno) zvoleny stejné konstrukční prvky pro oba pásové dopravníky.

### 4.1 NÁVRH PÁSU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Na základě zvolené šířky dopravního pásu v kapitole 3.5, která je stejná pro oba dopravníky, je volený pryžový otěruvzdorný dopravní pás od firmy Gumex s označením EP 250/2 Y. Vzhledem ke stejné šířce pásu je pro oba pásové dopravníky zvolen stejný dopravní pás.

Tento pás je velmi odolný proti opotřebení a vhodný pro přepravu vysoce abrazivního sypkého, zrnitého materiálu. Pás není vhodný pro dopravu ve vysokých teplotách [15].



Obr. 15 Pryžový dopravníkový pás otěruvzdorný EP 250/2 Y [15]

Tabulka 1: Základní parametry dopravního pásu EP 250/2 Y [15]

Šířka B [mm]	Tloušťka t [mm]	Počet vloček [-]	Krycí vrstvy [mm]	Min. průměr bubnu $D_{bmin}$ [mm]	Pevnost v tahu $R_d$ [N/mm]	Pracovní teplota [°C]	Hmotnost $q_B$ [kg]
400	6,5	2	3+2	250	250	-25/+60	4,2

#### 4.1.1 SPOJKA PRO SPOJENÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ

Jelikož se dopravní pás prodává pouze v balení po sto metrech musí se spojit více pásů do jednoho, aby byla dodržena požadovaná vzdálenost dopravy. Spojení dopravních pásů je zajištěno spojkou k pryžovým pásům R2 od firmy Gumex. Spojka je volena podle tloušťky dopravního pásu 5–10 mm. Šířka spojky je 44 mm. Materiálem je pozinkovaná ocel.



Obr. 16 Spojka k pryžovým pásům R2 [16]

Tabulka 2: Základní parametry spojky R2 [16]

Ploušťka pásu $t$ [mm]	Pevnost v tahu spojky $R_{ds}$ [N/mm]	Min. průměr bubnu $D_{bmin}$ [mm]	Šířka spojky [mm]	Hmotnost spojky [kg]
6,5	500	125	44	0,033

## 4.2 NÁVRH HNACÍHO A HANÉHO BUBNU

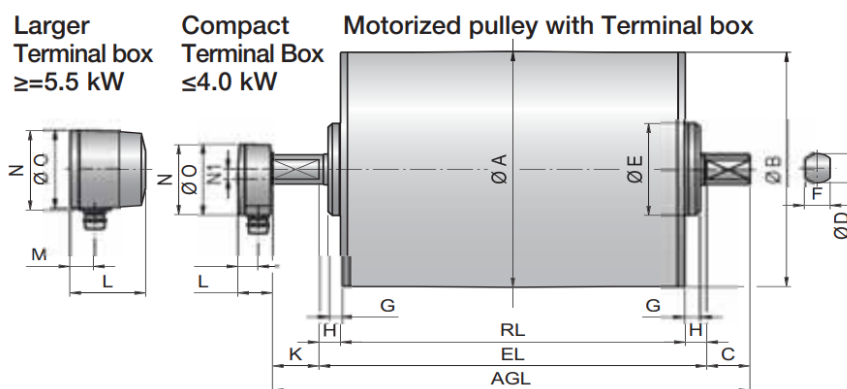
Pro pohon pásového dopravníku je zvolen elektrobuben. Pro dva různé výkony, dvou pásových dopravníků, museli být zvoleny dva různé elektrobubny s maximálním výkonem.

### 4.2.1 ELEKTROBUBEN

Elektrobuben je volen z vypočítané šířky pásu v kapitole 3.5, provozního výkonu v kapitole 3.17 a min. průměrem bubnu v kapitole 4.1. Proto je volen elektrobuben od firmy Rulmeca.

Pro první dopravník s výkonem  $P_{M1} = 1\,738,950\text{ W}$  je volen elektrobuben 320M s výkonem 2,2 kW, parametry v tabulkách 3 a 4. Pro druhý dopravník s výkonem  $P_{M2} = 5\,837,384\text{ W}$  je volen elektrobuben 320M s výkonem 7,5 kW, parametry v tabulkách 5 a 6.

Hlavní výhodou je dlouhá životnost, vysoká energetická účinnost a ochrana před povětrnostními vlivy [17].



Obr. 17 Elektrobuben [17]

Tabulka 3: Základní technické parametry elektrobubnu 320M s výkonem 2,2 kW [17]

Výkon [kW]	Počet pólů	Převodový stupeň	Rychlost [m/s]	Točivý moment [N.m]	Tah pásu [N]	Dovolené zatížení [N]	Hmotnost [kg]
2,2	4	2	1,25	265	1651	20 000	4,0

Tabulka 4: Rozměry elektrobubnu 320M s výkonem 2,2 kW [17]

RL	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	N1
500	321	319	50	40	125	30	22,5	25	54	41	24	95	14

Tabulka 5: Základní technické parametry elektrobubnu 320M s výkonem 7,5 kW [17]

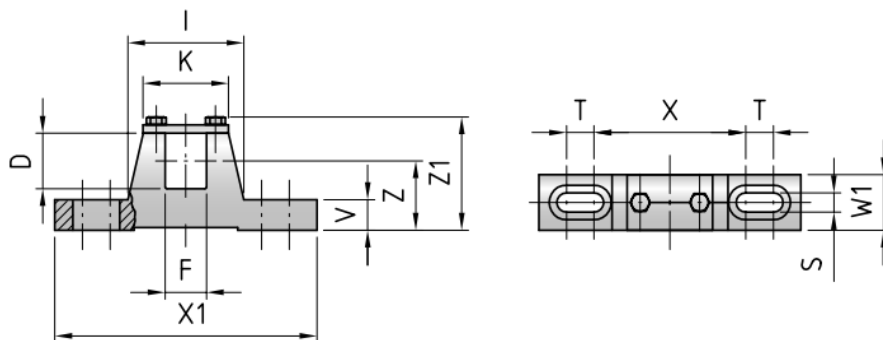
Výkon [kW]	Počet pólů	Převodový stupeň	Rychlost [m/s]	Točivý moment [N.m]	Tah pásu [N]	Dovolené zatížení [N]	Hmotnost [kg]
7,5	4	2	1,25	671	4180	20 000	4,0

Tabulka 6: Rozměry elektrobubnu 320M s výkonem 7,5 kW [17]

RL	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	N1
550	321	319	50	40	125	30	22,5	25	54	41	24	95	14

### Držák elektrobubnu

Držák pro oba zvolené elektrobubny je zvolen od firmy Rulmeca s označením KL41-HD [17].



Obr. 18 Držák elektrobubnu [17]

Tabulka 7: Základní technické parametry elektrobubnu [17]

Elektromotor	Typ držáku	Materiál	Závit	Hmotnost [kg]
320M	KL41-HD	Ocel	M8	2,1

Tabulka 8: Rozměry držáku elektrobubnu [17]

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

#### 4.2.2 HNANÝ BUBEN

Plášť hnaného bubnu je zhotoven z bezešvé trubka  $\varnothing 324 \times 8$  mm dle ČSN 42 5715.01. Materiálem je ocel 11 353.1. Jedná se o ocel třídy 11, která je normalizačně žíhaná. Plášť je namáhaný střídavým ohybem, dle literatury [5] je dovolené napětí, pro ocel 11 353.1, v ohybu  $\sigma_{DOV} = 70$  až  $105$  MPa. Voleno  $\sigma_{DOV} = 70$  MPa.

Hřídel hnaného bubnu je vyrobena z materiálu S235JRG1 (11 373.0). Hřídel je namáhána střídavým ohybovým napětím. Dovolené napětí v ohybu je dle literatury [5] pro tento materiál  $\sigma_{DOV} = 50$  až  $75$  MPa. Voleno  $\sigma_{DOV} = 50$  MPa.

Hnaný buben bude pro oba pásové dopravníky stejný s výjimkou délky pláště bubnu, která bude pro první 500 mm a pro druhý 550 mm, důvodem je rozdílná šířka elektrobubnů.



Obr. 19 Hnaný buben

Tabulka 9: Rozměry pláště hnaného bubnu

Šířka pásu [mm]	Průměr bubnu $D_B$ [mm]	Malý průměr $d_B$ [mm]	Délka bubnu $L_B$ [mm]	Vůle mezi pásem a bubnem $L_v$ [mm]
400	320	308	500/550	20

Tabulka 10: Rozměry hřídele hnaného bubnu

Průměr pro ložiska $d_{LOŽ}$ [mm]	Průměr pro bočnice $d_{BOČ}$ [mm]	Délka hřídele $l_H$ [mm]	Délka průměru bočnice $l_{BOČ}$ [mm]	Délka $L_A$ [mm]	Délka $L_B$ [mm]
35	55	650	550	72,5	17,5

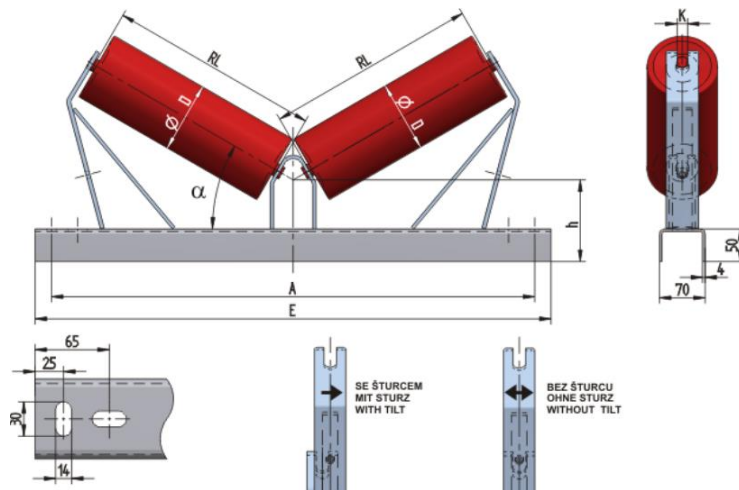
### 4.3 NÁVRH VÁLEČKOVÉ STOLICE A VÁLEČKŮ

Válečkové stolice i válečky jsou voleny z vypočítané šířky dopravního pásu v kapitole 3.5 a plochy průřezu náplně pásu v kapitole 3.6. Vzhledem k tomu, že oba zmíněné výpočty vyšli stejně pro oba pásové dopravníky, tak tento návrh bude pro oba dopravníky také stejný.

#### 4.3.1 VÁLEČKOVÁ STOLICE V NOSNÉ VĚTVI

Z vypočítaných hodnot je zvolena dvouválečková stolice typu PE2-125 od firmy GTK se sklonem válečků  $\alpha = 20^\circ$  [18].

Ke konstrukci pásového dopravníku jsou tyto válečkové stolice připevněny několika šrouby M12 o délce 70 mm. Konstrukce bude obsahovat 3 válečkové stolice s dopadovými válečky s roztečí 450 mm a 67 válečkových stolic (pro první) s nosnými válečky s roztečí 800 mm.



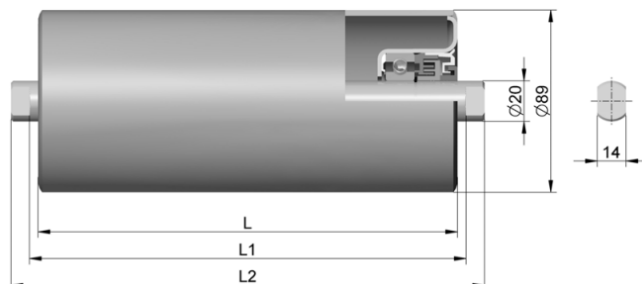
Obr. 20 Dvouválečková stolice PE2-125 [18]

Tabulka 11: Základní parametry dvouválečkové stolice PE2-125 [18]

Šířka pásu [mm]	Průměr válečku $D$ [mm]	Délka válečku $RL$ [mm]	Výška osy $h$ [mm]	Délka základny $E$ [mm]	Vzdálenost šroubů $A$ [mm]	Hmotnost [kg]
400	89	250	125	690	640	4,9

### 4.3.2 VÁLEČKY V NOSNÉ VĚTVI

Válečky v nosné větvi jsou voleny podle šířky pásu zvolené v kapitoly 3.5 a rozměrů válečkové stolice v nosné větvi dle kapitoly 4.3.1. Jsou zvoleny válečky hladké od firmy Transroll s označením 89 x 250 / 6204 [19].



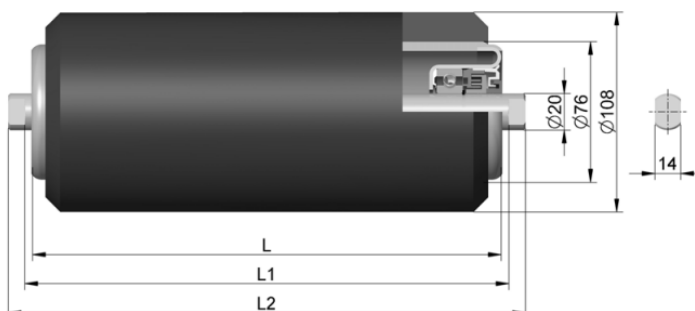
Obr. 21 Váleček hladký 89 x 250 / 6204 [19]

Tabulka 12: Základní parametry hladkého válečku 89 x 250 / 6204 [19]

Šířka pásu [mm]	Průměr válečku D [mm]	Délka válečku L [mm]	Ložisko	Délka L1 [mm]	Délka L2 [mm]	Hmotnost rot. dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]
400	89	250	6204	258	276	2,0	2,8

### 4.3.3 DOPADOVÉ VÁLEČKY V NOSNÉ VĚTVI

Dopadové válečky v nosné větvi jsou válečky, které se nachází v oblasti nakládání materiálu. Volí se na tento účel válečky pogumované 108/76 x 250 / 6204 od firmy Transroll [19].



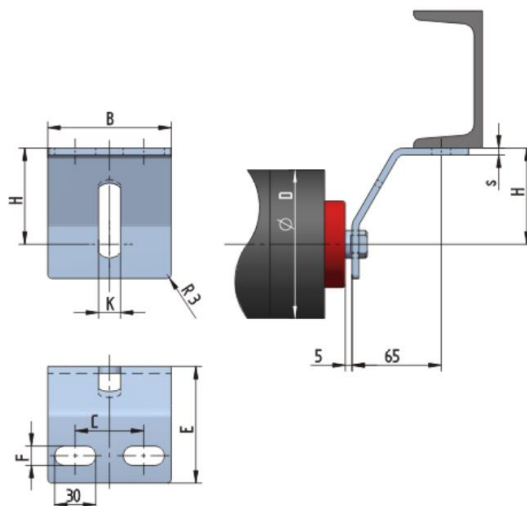
Obr. 22 Váleček pogumovaný 108/76 x 250 / 6204 [19]

Tabulka 13: Základní parametry hladkého válečku 89 x 250 / 6204 [19]

Šířka pásu [mm]	Průměr válečku D [mm]	Délka válečku L [mm]	Ložisko	Délka L1 [mm]	Délka L2 [mm]	Hmotnost rot. dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]
400	108	250	6204	258	276	4,0	4,8

#### 4.3.4 VÁLEČKOVÁ STOLICE VE VRATNÉ VĚTVI

Válečkové stolice ve vratné větvi jsou voleny z šířky dopravního pásu v kapitole 3.5. Volí se jednoválečková stolice s držákem typu UB1 od firmy GTK [18]. Volí se jednoválečková stolice, neboť při zpětném pohybu se nepřenáší žádný materiál, a proto s ohledem na jednoduchost a samozřejmě také na nižší cenu se volí tyto válečkové stolice. Ve vratné větvi, dle výpočtu, je použito pouze 18 válečkových stolic, což znamená, že je potřeba 36 držáků. Rozteč je 3 m.



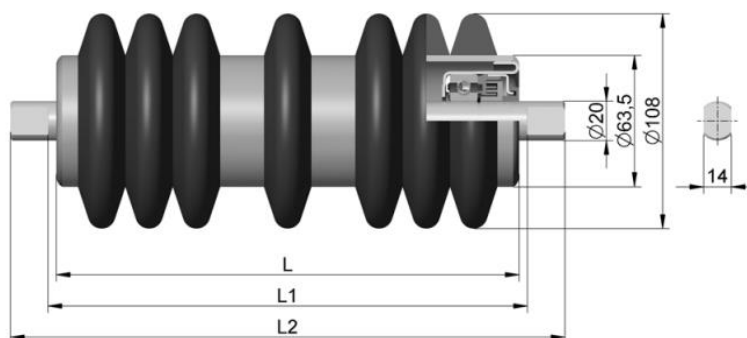
Obr. 23 Jednoválečková stolice s držákem UB5090 [18]

Tabulka 14: Základní parametry jednoválečkové stolice s držákem UB5090 [18]

Šířka pásu [mm]	Šířka držáku B [mm]	Tloušťka materiálu s [mm]	Šířka drážky F [mm]	Délka držáku E [mm]	Výška osy H [mm]	Délka základny C [mm]	Drážka na váleček K [mm]	Průměr válečku D [mm]
400	90	5	14	85	70	50	16	63,5-108

#### 4.3.5 VÁLEČKY VE VRATNÉ VĚTVI

Válečky ve vratné větvi jsou opět voleny dle šířky dopravního pásu, která byla zvolená v kapitole 3.5 a z rozměrů válečkové stolice ve vratné větvi dle kapitoly 4.3.4. Proto jsou zvoleny válečky diskové 108/63 x 500 / 6204 od výrobce Transroll [19].



Obr. 24 Váleček diskový 108/63 x 500 / 6204 [19]

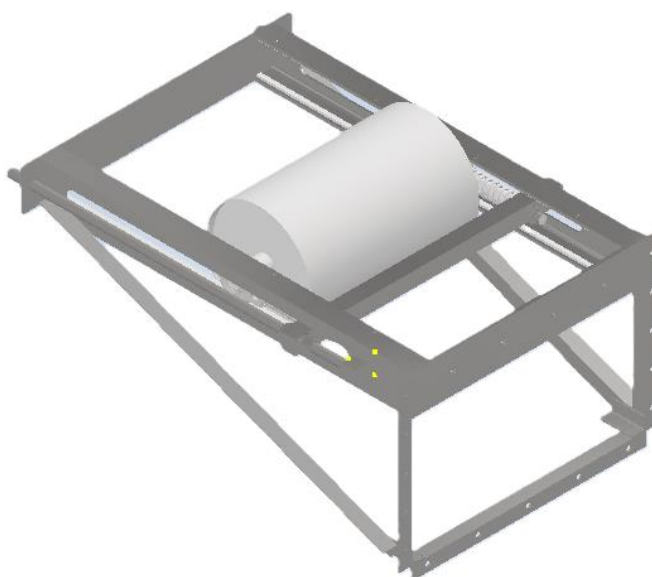


Tabulka 15: Základní parametry diskového válečku 108/63 x 500 / 6204 [19]

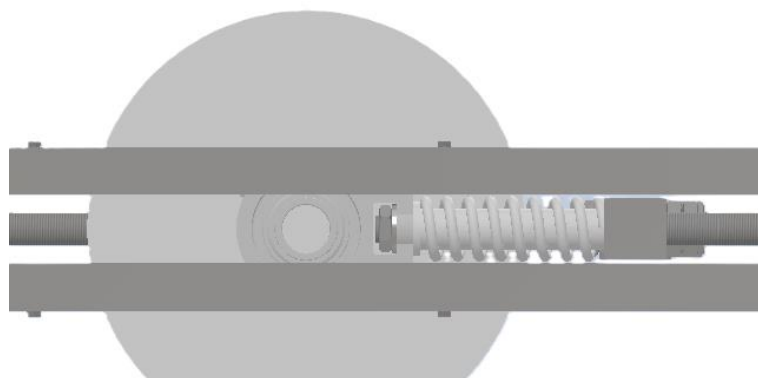
Šířka pásu [mm]	Průměr válečku D [mm]	Délka válečku L [mm]	Ložisko	Délka L1 [mm]	Délka L2 [mm]	Hmotnost rot. dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]
400	108/63	500	6204	508	546	4,1	5,6

#### 4.4 NÁVRH NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Napínací zařízení se skládá z hnaného bubnu, který je připevněn ke konstrukci dvěma tyčemi zakončenými závitem M24x1,5. K napínání jsou použity dvě tlačné pružiny, od firma Hennlich, které vytvářejí potřebné napínací síly. Hnaný buben je upevněn v ložiskových jednotkách od firmy SKF, které se pohybují po kolejkách, připevněné ke konstrukci šrouby M6x1 o délce 12 mm dle ČSN EN ISO 4017. Tyto koleje jsou vyrobeny z ocelových tyčí PL 15x8x1000 dle ČSN EN 10058. Rám je vyrobený z válcového profilu U120 dle ČSN 42 5570. Tento návrh napínacího zařízení bude taky pro oba pásové dopravníky stejný.



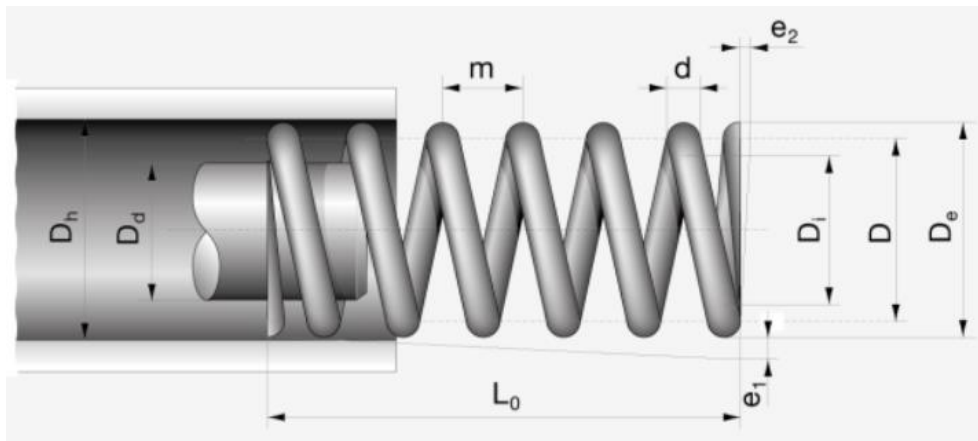
Obr. 25 Návrh napínacího zařízení



Obr. 26 Napínací mechanismus

#### 4.4.1 VOLBA TLAČNÝCH PRUŽIN

Pro napínací mechanismus jsou zvoleny tlačné pružiny od výrobce Hennlich. Materiálem je pružinová ocel [20].



Obr. 27 Tlačná pružina z pružinové oceli [20]

Pro první dopravník s menší celkovou silou je zvolena tlačná pružina 84/1/3. Požadavkem bylo, že tato pružina musí unést sílu aspoň 2 000 N.

Tabulka 16: Základní parametry tlačné pružiny 84/1/3[20]

Max. zatěžující síla $F_{pn}$ [N]	Průměr drátu $d$ [mm]	Střední průměr drátu $D$ [mm]	Délka pružiny ve volném stavu $L_0$ [mm]	Tuhost pružiny $k_p$ [N/mm]
3 367,7	8	40	135	75,29

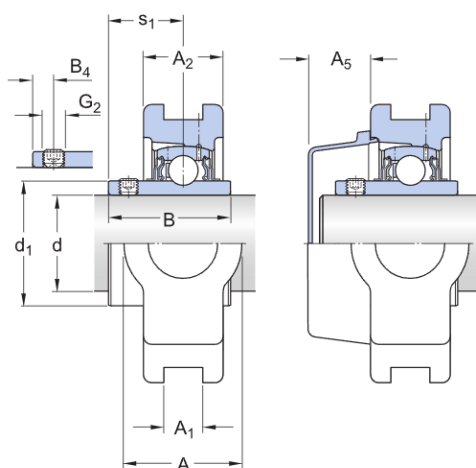
Pro druhý dopravník s mnohem větším zatížením potřeboval pružinu s maximální silou stlačení větší než 6 500 N, proto byla zvolena tlačná pružina 88/3/1.

Tabulka 17: Základní parametry tlačné pružiny 88/3/1[20]

Max. zatěžující síla $F_{pn}$ [N]	Průměr drátu $d$ [mm]	Střední průměr drátu $D$ [mm]	Délka pružiny ve volném stavu $L_0$ [mm]	Tuhost pružiny $k_p$ [N/mm]
7 397	12	75	153	107,50

#### 4.4.2 VOLBA LOŽISKOVÝCH JEDNOTEK

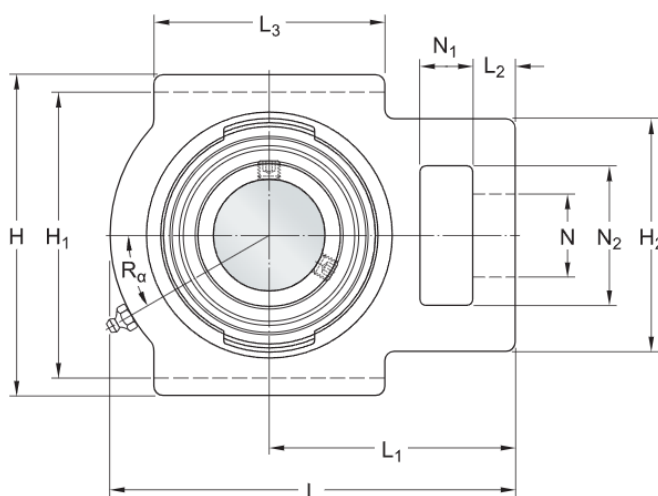
Hnaný buben je upevněn v ložiskových jednotkách od firmy SKF. Dle konstrukce jsou voleny ložiska TU 35 TF [21].



Obr. 28 Ložisková jednotka TU 35 TF – pohled 1 [21]

Tabulka 18: Rozměry ložiskové jednotky TU 35 TF [21]

Rozměry ložiskové jednotky [mm]								
d	d <sub>1</sub>	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>5</sub>	B	B <sub>4</sub>	s <sub>1</sub>
35	46,1	37	13,5	30	23	42,9	6	25,4



Obr. 29 Ložisková jednotka TU 35 TF – pohled 2 [21]

Tabulka 19: Rozměry ložiskové jednotky TU 35 TF [21]

Rozměry ložiskové jednotky [mm]										
H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	N	N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	R <sub>a</sub>
103	89	64	129	78	12	64	22	17	38	30°

Tabulka 20: Technické parametry ložiskové jednotky TU 35 TF [21]

Základní dynamická únosnost C [kN]	Základní statická únosnost C <sub>0</sub> [kN]	Mezní únavové zatížení P <sub>u</sub> [kN]	Mezní otáčky n [min <sup>-1</sup> ]	Hmotnost [kg]
25,5	15,3	0,655	5 300	1,55

#### 4.5 NÁVRH ČISTIČE PÁSU

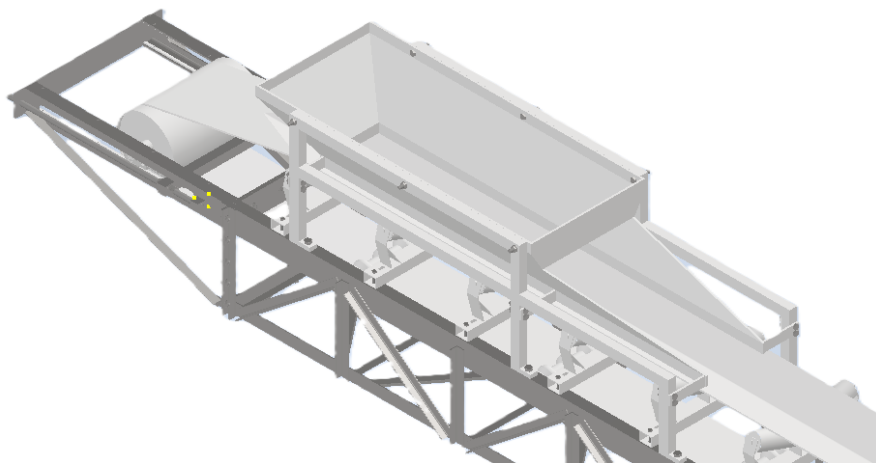
Čistič pásu je vybrán od firmy AB Technology a bude použit u obou pásových dopravníků. Volí se čelní stěrač typu CJ 1.1, jeho výhodami je jednoduchá konstrukce, výborná kvalita stírání po celou dobu životnosti stíracího segmentu. Je vhodný zejména do násypky menších rozměrů, kde je zapotřebí setřít materiál směrovat do násypky dopravníku [22].



Obr. 30 Čelní stěrač typu CJ 1.1 [22]

#### 4.6 NÁVRH NÁSYPKY

Násypka je vyrobená svařováním plechů o tloušťce 10 mm. Připevnění násypky ke konstrukci je dosaženo kotvením, speciálně vyrobeno odléváním pro tento účel. Ke kotvení je násypka připevněna šrouby M16x1,5 o délce 80 mm a následně připevněno ke konstrukci šrouby M20x1,5 o délce 50 mm.



Obr. 31 Návrh konstrukce násypky

## 4.7 RÁMOVÁ KONSTRUKCE

Konstrukce rámu pro první pásový dopravník (délka 55 metrů) je složena z deseti stejných segmentů o délkách 5 metrů, z důvodů jednodušší montáže a demontáže. Ty se k sobě při montáži přišroubují šrouby M16x1,5 o délce 30 mm. Pro druhý pásový dopravník o délce 140 metrů je konstrukce rámu složena z sedmadvaceti segmentů o stejných délkách, tedy 5 metrů.

Rám je vyroben z hlavních nosníků U120 a příhradové konstrukce svařené z L profilů válcovaných za tepla. Příhradová konstrukce je volená z důvodu, že zajišťuje zmenšení průhybů rámu. Válečkové stolice jsou k rámu přišroubovány šrouby M12x1,5.



*Obr. 32 Návrh rámová konstrukce*

## 4.8 KONSTRUKCE STOJIN

Pro menší pásový dopravník o délce 55 metrů je použito pět stojin, které slouží k podpírání rámu konstrukce a vytvářejí nám mírné stoupání. Pro větší (druhý) pásový dopravník o délce 140 metrů je použito deset stojin.

Jsou přišroubovány pomocí přisvařené kotvící desky do betonového základu. Pro zajištění větší stability jsou k sobě svařené vzpěrou.



*Obr. 33 Návrh konstrukce stojin*

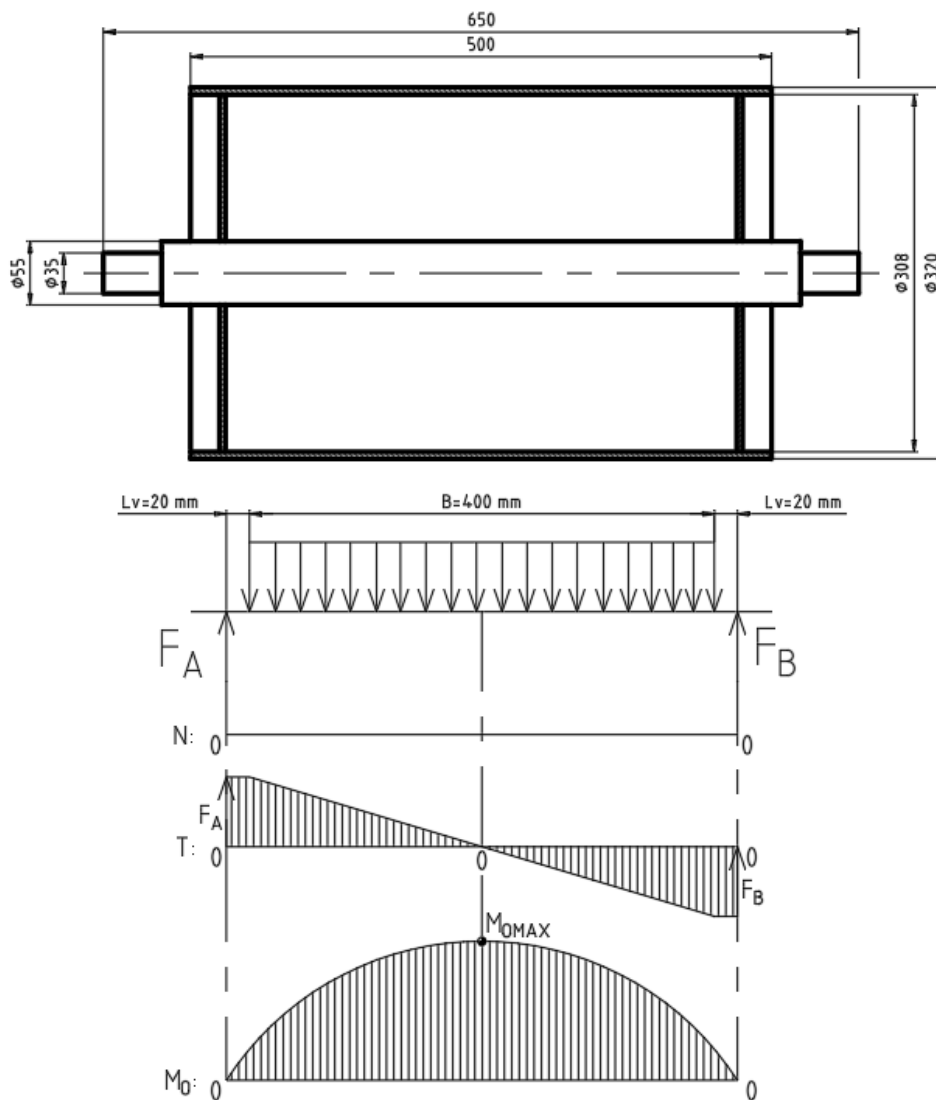
## 5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Výpočet je proveden dle literatury [6].

### 5.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PLÁŠTĚ HANANÉHO BUBNU

Hnaný buben je zvolen v kapitole 4.2.2, stejně jako jeho rozměry.

#### 5.1.1 PRŮBĚH VVÚ NA PLAŠTÍ BUBNU



Obr. 33 Průběh VVÚ pláště bubnu

## 5.1.2 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

$$q_1 = \frac{F_{C1}}{B} \qquad q_2 = \frac{F_{C2}}{B} \qquad (46)$$

$$q_1 = \frac{3\,753,472}{0,4} \qquad q_2 = \frac{12\,599,822}{0,4}$$

$$q_1 = 9\,383,680 \text{ N/m} \qquad q_2 = 31\,499,555 \text{ N/m}$$

Kde:

$B$	[m]	šířka dopravního pásu ... dle kapitoly 3.5
$F_{C1}$	[N]	výsledná síla namáhající buben ... dle kapitoly 3.18.9
$F_{C2}$	[N]	výsledná síla namáhající buben ... dle kapitoly 3.18.9

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Liniové zatížení působící na buben	$q_1 = 9\,383,680 \text{ N}$	$q_2 = 31\,499,555 \text{ N}$

## 5.1.3 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum F_x = 0 \rightarrow \text{žádná síla nepůsobí v ose } x$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_A - q \cdot B + F_B = F_A - F_C + F_B = 0 \qquad (47)$$

$$F_{B1} = F_{C1} - F_{A1}$$

$$F_{B2} = F_{C2} - F_{A2}$$

$$F_{B1} = 3753,475 - 1876,738$$

$$F_{B2} = 12599,822 - 6299,911$$

$$F_{B1} = 1\,876,738 \text{ N}$$

$$F_{B2} = 6\,299,911 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_C \cdot \left(\frac{B}{2} + L_v\right) - F_A \cdot (2 \cdot L_v + B) = 0 \qquad (48)$$

$$F_{A1} = \frac{F_{C1} \cdot \left(\frac{B}{2} + L_v\right)}{2 \cdot L_v + B}$$

$$F_{A2} = \frac{F_{C2} \cdot \left(\frac{B}{2} + L_v\right)}{2 \cdot L_v + B}$$

$$F_{A1} = \frac{3753,475 \cdot \left(\frac{0,4}{2} + 0,02\right)}{2 \cdot 0,02 + 0,4}$$

$$F_{A2} = \frac{12599,822 \cdot \left(\frac{0,4}{2} + 0,02\right)}{2 \cdot 0,02 + 0,4}$$

$$F_{A1} = 1\,876,738\text{ N}$$

$$F_{A2} = 6\,299,911\text{ N}$$

Kde:

$B$	[m]	šířka dopravního pásu ... dle kapitoly 3.5
$F_{C1}$	[N]	výsledná síla namáhající buben ... dle kapitoly 3.18.9
$F_{C2}$	[N]	výsledná síla namáhající buben ... dle kapitoly 3.18.9
$L_v$	[m]	vzdálenost od reakční síly k liniovému zatížení ... dle kap. 4.2.2

Síly působící na buben	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Síla v bodě A	$F_{A1} = 1\,876,738\text{ N}$	$F_{A2} = 6\,299,911\text{ N}$
Síla v bodě B	$F_{B1} = 1\,876,738\text{ N}$	$F_{B2} = 6\,299,911\text{ N}$

#### 5.1.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

Maximální ohybový moment působí uprostřed liniového zatížení.

$$M_{OMAX1} = F_{A1} \cdot \left( L_v + \frac{B}{2} \right) - q_1 \cdot \frac{B^2}{8} \quad (49)$$

$$M_{OMAX1} = 1876,738 \cdot \left( 0,02 + \frac{0,4}{2} \right) - 9383,680 \cdot \frac{0,4^2}{8}$$

$$M_{OMAX1} = 225,209\text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{OMAX2} = F_{A2} \cdot \left( L_v + \frac{B}{2} \right) - q_2 \cdot \frac{B^2}{8} \quad (49)$$

$$M_{OMAX2} = 6299,911 \cdot \left( 0,02 + \frac{0,4}{2} \right) - 31499,555 \cdot \frac{0,4^2}{8}$$

$$M_{OMAX2} = 755,989\text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

$B$	[m]	šířka dopravního pásu ... dle kapitoly 3.5
$L_v$	[m]	vzdálenost od reakční síly k liniovému zatížení ... dle kap. 4.2.2



$q_1$	[N/m]	liniové zatížení působící na buben ... dle kapitoly 5.1.2
$q_2$	[N/m]	liniové zatížení působící na buben ... dle kapitoly 5.1.2
$F_{A1}$	[N]	síla v bodě A ... dle kapitoly 5.1.3
$F_{A2}$	[N]	síla v bodě A ... dle kapitoly 5.1.3

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Maximální ohybový moment	$M_{OMAX1} = 225,209 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_{OMAX2} = 755,989 \text{ N} \cdot \text{m}$

### 5.1.5 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_O = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{32 \cdot D_B} \quad (50)$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot (0,320^4 - 0,308^4)}{32 \cdot 0,320}$$

$$W_O = 4,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Kde:

$D_B$  [m] velký průměr bubnu ... dle kapitoly 4.2.2

$d_B$  [m] malý průměr bubnu ... dle kapitoly 4.2.2

### 5.1.6 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

$$\sigma_{OMAX1} = \frac{M_{OMAX1}}{W_O} \quad \sigma_{OMAX2} = \frac{M_{OMAX2}}{W_O} \quad (51)$$

$$\sigma_{OMAX1} = \frac{225,209}{4,56 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{OMAX2} = \frac{755,989}{4,56 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{OMAX1} = 493\,879,39 \text{ Pa} = 0,494 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OMAX2} = 1\,657\,870,6 \text{ Pa} = 1,658 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{OMAX1}$  [N · m] maximální ohybový moment ... dle kapitoly 5.1.4

$M_{OMAX2}$  [N · m] maximální ohybový moment ... dle kapitoly 5.1.4

$W_o$  [ $m^3$ ] modul průřezu v ohybu ... dle kapitoly 5.1.5

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Maximální ohybové napětí	$\sigma_{OMAX1} = 0,494 \text{ MPa}$	$\sigma_{OMAX2} = 1,658 \text{ MPa}$

### 5.1.7 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI

$$k_{n1} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{OMAX1}} \qquad k_{n2} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{OMAX2}} \qquad (52)$$

$$k_{n1} = \frac{70}{0,494} \qquad k_{n2} = \frac{70}{1,658}$$

$$k_{n1} = 141,700 \qquad k_{n2} = 42,220$$

Kde:

$\sigma_{DOV}$  [ $MPa$ ] dovolené ohybové napětí... dle kapitoly 4.2.2

$\sigma_{OMAX1}$  [ $MPa$ ] maximální ohybové napětí... dle kapitoly 5.1.6

$\sigma_{OMAX2}$  [ $MPa$ ] maximální ohybové napětí... dle kapitoly 5.1.6

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Koeficient bezpečnosti	$k_{n1} = 141,700$	$k_{n2} = 42,220$

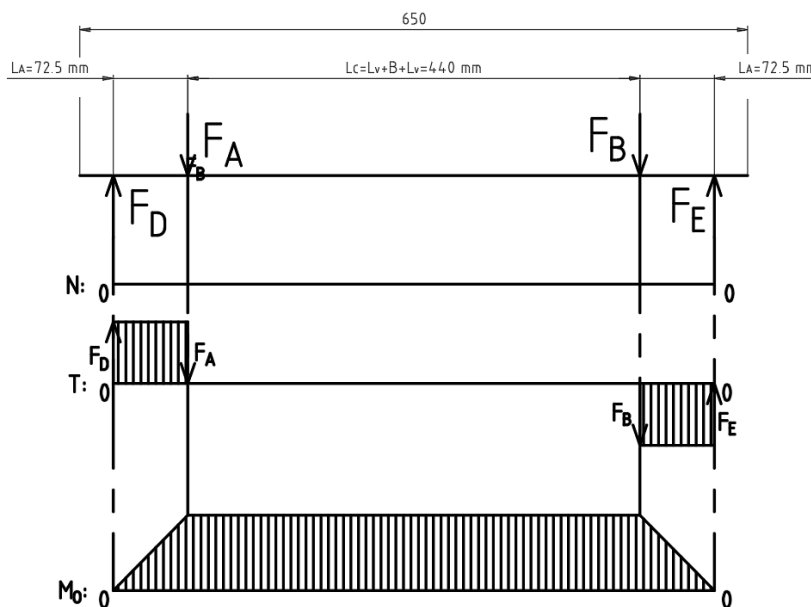
Poznámka:

Kontrola pláště hnaného bubnu na dovolené napětí nám v obou případech vyhovuje s vysokým koeficientem bezpečnosti to, protože plášť bubnu bývá odolný pro daleko větší zatížení z důvodů bezpečnosti.

## 5.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE HANÉHO BUBNU

Rozměry hřídele hnaného bubnu jsou zvoleny v kapitole 4.2.2.

## 5.2.1 PRŮBĚH VVÚ HŘÍDELE BUBNU



Obr. 34 Průběh VVÚ hřídele bubnu

## 5.2.2 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum F_x = 0 \rightarrow \text{žádná síla nepůsobí v ose } x$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_D - F_A - F_B + F_E = 0 \quad (53)$$

$$F_{E1} = F_{A1} + F_{B1} - F_{D1}$$

$$F_{E2} = F_{A2} + F_{B2} - F_{D2}$$

$$F_{E1} = 2 \cdot 1876,738 - 1876,738$$

$$F_{E2} = 2 \cdot 6299,911 - 6299,911$$

$$F_{E1} = 1876,738 \text{ N}$$

$$F_{E2} = 6299,911 \text{ N}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$F_B \cdot L_A + F_A \cdot (2 \cdot L_v + B + L_A) - F_D \cdot (2 \cdot L_v + B + 2 \cdot L_A) = 0 \quad (54)$$

$$F_{D1} = \frac{F_{B1} \cdot L_A + F_{A1} \cdot (2 \cdot L_v + B + L_A)}{2 \cdot L_v + B + 2 \cdot L_A}$$

$$F_{D2} = \frac{F_{B2} \cdot L_A + F_{A2} \cdot (2 \cdot L_v + B + L_A)}{2 \cdot L_v + B + 2 \cdot L_A}$$

$$F_{D1} = \frac{1876,738 \cdot 0,0725 + 1876,738 \cdot (0,44 + 0,0725)}{2 \cdot 0,02 + 0,4 + 2 \cdot 0,0725}$$

$$F_{D2} = \frac{6299,911 \cdot 0,0725 + 6299,911 \cdot (0,44 + 0,0725)}{2 \cdot 0,02 + 0,4 + 2 \cdot 0,0725}$$

$$F_{D1} = 1876,738 \text{ N}$$

$$F_{D2} = 6299,911 \text{ N}$$

Kde:

$B$	[m]	šířka dopravního pásu ... dle kapitoly 3.5
$L_v$	[m]	vzdálenost od reakční síly k liniovému zatížení ... dle kap. 4.2.2
$L_A$	[m]	vzdálenost reakčních sil od $F_D$ k $F_A$ ... dle kapitoly 4.2.2
$F_{A1}$	[N]	síla v bodě A ... dle kapitoly 5.1.3
$F_{A2}$	[N]	síla v bodě A ... dle kapitoly 5.1.3
$F_{B1}$	[N]	síla v bodě B ... dle kapitoly 5.1.3
$F_{B2}$	[N]	síla v bodě B ... dle kapitoly 5.1.3

Síly působící na buben	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Síla v bodě D	$F_{D1} = 1\,876,738\,N$	$F_{D2} = 6\,299,911\,N$
Síla v bodě E	$F_{E1} = 1\,876,738\,N$	$F_{E2} = 6\,299,911\,N$

### 5.2.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL

Maximální ohybový moment působí stejný po celé délce mezi body A až B.

$$M_{OMAX3} = F_{D1} \cdot L_A \qquad M_{OMAX4} = F_{D2} \cdot L_A \qquad (55)$$

$$M_{OMAX3} = 1876,738 \cdot 0,0725 \qquad M_{OMAX4} = 6299,911 \cdot 0,0725$$

$$M_{OMAX3} = 136,064\,N \cdot m \qquad M_{OMAX4} = 456,744\,N \cdot m$$

Kde:

$L_A$	[m]	vzdálenost reakčních sil od $F_D$ k $F_A$ ... dle kapitoly 4.2.2
$F_{D1}$	[N]	síla v bodě D ... dle kapitoly 5.2.2
$F_{D2}$	[N]	síla v bodě D ... dle kapitoly 5.2.2

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Maximální ohybový moment	$M_{OMAX3} = 136,064\,N \cdot m$	$M_{OMAX4} = 456,744\,N \cdot m$

**5.2.4 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU PRO HŘÍDEL**

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot d_{BOČ}^3}{32} \quad (56)$$

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot 0,055^3}{32}$$

$$W_{O2} = 1,633 \cdot 10^{-5} m^3$$

Kde:

$d_{BOČ}$  [m]                      velký průměr hřídele (bočnice) ... dle kapitoly 4.2.2

**5.2.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL**

$$\sigma_{OMAX3} = \frac{M_{OMAX3}}{W_{O2}} \quad \sigma_{OMAX4} = \frac{M_{OMAX4}}{W_{O2}} \quad (57)$$

$$\sigma_{OMAX3} = \frac{136,064}{1,633 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{OMAX4} = \frac{456,744}{1,633 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{OMAX3} = 8\,332\,149 \text{ Pa} = 8,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OMAX4} = 27\,969\,626 \text{ Pa} = 27,97 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{OMAX3}$  [N · m]                      maximální ohybový moment ... dle kapitoly 5.2.3

$M_{OMAX4}$  [N · m]                      maximální ohybový moment ... dle kapitoly 5.2.3

$W_{O2}$  [m<sup>3</sup>]                              modul průřezu v ohybu ... dle kapitoly 5.2.4

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Maximální ohybové napětí	$\sigma_{OMAX3} = 8,33 \text{ MPa}$	$\sigma_{OMAX4} = 27,97 \text{ MPa}$

**5.2.6 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI NA HŘÍDELI**

$$k_{n3} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{OMAX3}} \quad k_{n4} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{OMAX4}} \quad (58)$$

$$k_{n3} = \frac{50}{8,33}$$

$$k_{n4} = \frac{50}{27,97}$$

$$k_{n3} = 6,002$$

$$k_{n4} = 1,788$$

Kde:

$\sigma_{DOV}$ [MPa]	dovolené ohybové napětí... dle kapitoly 4.2.2
$\sigma_{OMAX3}$ [MPa]	maximální ohybové napětí... dle kapitoly 5.2.5
$\sigma_{OMAX4}$ [MPa]	maximální ohybové napětí... dle kapitoly 5.2.5

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Koeficient bezpečnosti	$k_{n3} = 6,002$	$k_{n4} = 1,788$

Poznámka:

Kontrola hřídele hnaného bubnu na dovolené napětí nám v obou případech vyhovuje s mnohem menším koeficientem bezpečnosti oproti kontrole pláště bubnu, důvodem je větší riziko porušení. Musel být, proto zvolen takový průměr hřídele, který zajistí dostatečnou odolnost proti vzniklému momentu.

### 5.2.7 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU PŮSOBÍCÍ NA MALÉM PRŮMĚRU HŘÍDELE

Pro dokonalou kontrolu musíme taky zkontrolovat malý průměr hřídele, na kterém budou umístěny ložiska, a tak musíme zkontrolovat, jestli byl zvolen optimální průměr.

$$M_{OD1} = F_{D1} \cdot L_B \qquad M_{OD2} = F_{D2} \cdot L_B \qquad (59)$$

$$M_{OD1} = 1876,738 \cdot 0,0175 \qquad M_{OD2} = 6299,911 \cdot 0,0175$$

$$M_{OD1} = 32,843 \text{ N} \cdot \text{m} \qquad M_{OD2} = 110,248 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

$L_B$ [m]	vzdálenost síly $F_D$ od kraje ... dle kapitoly 4.2.2
$F_{D1}$ [N]	síla v bodě D ... dle kapitoly 5.2.2
$F_{D2}$ [N]	síla v bodě D ... dle kapitoly 5.2.2

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Ohybový moment na malém průměru hřídele	$M_{OD1} = 32,843 \text{ N} \cdot \text{m}$	$M_{OD2} = 110,248 \text{ N} \cdot \text{m}$

**5.2.8 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU PRO MALÝ PRŮMĚR HŘÍDELE**

$$W_{O3} = \frac{\pi \cdot d_{LOŽ}^3}{32} \quad (60)$$

$$W_{O3} = \frac{\pi \cdot 0,035^3}{32}$$

$$W_{O3} = 4,209 \cdot 10^{-6} m^3$$

Kde:

$d_{LOŽ}$  [m] průměr hřídele hnaného bubnu ... dle kapitoly 4.2.2

**5.2.9 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA MALÝ PRŮMĚR HŘÍDELE**

$$\sigma_{OD1} = \frac{M_{OD1}}{W_{O3}} \quad \sigma_{OD2} = \frac{M_{OD2}}{W_{O3}} \quad (61)$$

$$\sigma_{OD1} = \frac{32,843}{4,209 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{OD2} = \frac{110,248}{4,209 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{OD1} = 7\,803\,041 \text{ Pa} = 7,80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OD2} = 26\,193\,395 \text{ Pa} = 26,19 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{OD1}$  [N · m] ohybový moment na malém průměru hřídele ... dle kapitoly 5.2.7

$M_{OD2}$  [N · m] ohybový moment na malém průměru hřídele ... dle kapitoly 5.2.7

$W_{O3}$  [m<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu ... dle kapitoly 5.2.8

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Ohybové napětí na malém průměru hřídele	$\sigma_{OD1} = 7,80 \text{ MPa}$	$\sigma_{OD2} = 26,19 \text{ MPa}$

**5.2.10 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ NA MALÉM PRŮMĚRU HŘÍDELE**

$$\sigma_{OMAX5} = \alpha_o \cdot \sigma_{OD1} \quad \sigma_{OMAX6} = \alpha_o \cdot \sigma_{OD2} \quad (62)$$

$$\sigma_{OMAX5} = 1,55 \cdot 7,80$$

$$\sigma_{OMAX6} = 1,55 \cdot 26,19$$

$$\sigma_{OMAX5} = 12,09 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OMAX6} = 40,59 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{OD1}$	[MPa]	ohybové napětí na malém průměru hřídele ... dle kapitoly 5.2.9
$\sigma_{OD2}$	[MPa]	ohybové napětí na malém průměru hřídele ... dle kapitoly 5.2.9
$\alpha_0$	[-]	vrubový součinitel pro ohyb ... dle literatury [6]

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Maximální ohybové napětí	$\sigma_{OMAX5} = 12,09 \text{ MPa}$	$\sigma_{OMAX6} = 40,59 \text{ MPa}$

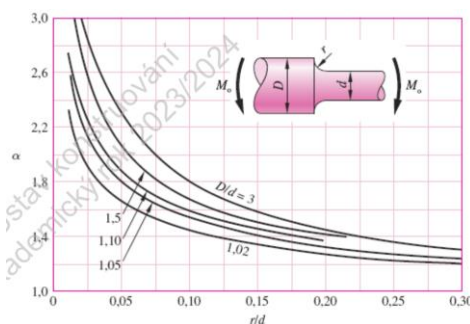
Poznámka:

Aby byla kontrola provedená správně je nutno vypočítat maximální ohybové napětí ve vrubu, k tomu je ovšem potřeba určit vrubový součinitel pro namáhání ohybem, které se získá z příloženého grafu (obr. 35). Dle literatury [6, str. 1115] je voleno  $\alpha_0 = 1,55$ . Pro dosažení této hodnoty musel být zvolen poloměr zaoblení  $r = 5 \text{ mm}$ . Je poměrně vysoký z důvodu ochrany.

Výpočty pro odečtení z grafu:

$$\frac{d_{BOČ}}{d_{LOŽ}} = \frac{55}{35} = 1,57$$

$$\frac{r}{d_{LOŽ}} = \frac{5}{35} = 0,14$$



Obr. 35 Graf pro určení vrubového součinitele pro ohyb [6]

### 5.2.11 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI NA MALÉM PRŮMĚRU HŘÍDELE

$$k_{n5} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{OMAX5}} \qquad k_{n6} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{OMAX6}} \qquad (63)$$

$$k_{n5} = \frac{50}{12,09} \qquad k_{n6} = \frac{50}{40,59}$$

$$k_{n5} = 4,136 \qquad k_{n6} = 1,232$$



Kde:

$\sigma_{DOV}$ [MPa]	dovolené ohybové napětí... dle kapitoly 4.2.2
$\sigma_{OMAX5}$ [MPa]	maximální ohybové napětí na malém průměru ... dle kap. 5.2.10
$\sigma_{OMAX6}$ [MPa]	maximální ohybové napětí na malém průměru ... dle kap. 5.2.10

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Koeficient bezpečnosti	$k_{n5} = 4,136$	$k_{n6} = 1,232$

Poznámka:

Kontrola malého průměru hřídele hnaného bubnu na dovolené napětí nám v obou případech vyhovuje s menším koeficientem bezpečnosti, pro zajištění bezpečnosti musel být zvolen poměrně velký rádius. Ale díky tomu je zvolený průměr hřídele, na kterém budou umístěny ložiska optimální a není důvod tento průměr nějak měnit.

### 5.3 TLAČNÉ PRUŽINY

Napínací mechanismus dle kapitoly 4.4 byl zvolen tak, že využívá dvou tlačných pružin, které byli zvoleny v kapitole 4.4.1, a které je potřeba zkontrolovat, jestli splňují potřebné požadavky a kritéria.

#### 5.3.1 STLAČENÍ PRUŽINY S MAXIMÁLNÍ ZÁTĚŽNOU SILOU

$$y_{max1} = \frac{F_{pn1}}{k_{p1}} \qquad y_{max2} = \frac{F_{pn2}}{k_{p2}} \qquad (64)$$

$$y_{max1} = \frac{3367,7}{75,29} \qquad y_{max2} = \frac{7397}{107,50}$$

$$y_{max1} = 44,730 \text{ mm} \qquad y_{max2} = 68,809 \text{ mm}$$

Kde:

$F_{pn1}$  [N] maximální zatěžující síla ... dle kapitoly 4.4.1

$F_{pn2}$  [N] maximální zatěžující síla ... dle kapitoly 4.4.1

$k_{p1}$  [N/mm] tuhost tlačné pružiny ... dle kapitoly 4.4.1

$k_{p2}$  [N/mm] tuhost tlačné pružiny ... dle kapitoly 4.4.1

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Potřebné stlačení pružiny	$y_{max1} = 44,730 \text{ mm}$	$y_{max2} = 68,809 \text{ mm}$

### 5.3.2 POTŘEBNÉ STLAČENÍ PRUŽINY

$$y_1 = \frac{F_{pružiny}}{k_{p1}} = \frac{F_{C1}}{2} \qquad y_2 = \frac{F_{pružiny}}{k_{p2}} = \frac{F_{C2}}{2} \qquad (65)$$

$$y_1 = \frac{\frac{3753,472}{2}}{75,29} \qquad y_2 = \frac{\frac{12\,599,822}{2}}{107,50}$$

$$y_1 = 24,927 \text{ mm} \qquad y_2 = 58,604 \text{ mm}$$

Kde:

$F_{C1}$  [N]      výsledná síla namáhající buben ... dle kapitoly 3.18.9

$F_{C2}$  [N]      výsledná síla namáhající buben ... dle kapitoly 3.18.9

$k_{p1}$  [N/mm]      tuhost tlačné pružiny ... dle kapitoly 4.4.1

$k_{p2}$  [N/mm]      tuhost tlačné pružiny ... dle kapitoly 4.4.1

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Potřebné stlačení pružiny	$y_1 = 24,927 \text{ mm}$	$y_2 = 58,604 \text{ mm}$

### 5.4 KONTROLA ŠROUBU A MATICE

Dle kapitoly 4.4 byl zvolen šroub pro připevnění bubnu ke konstrukci napínacího zařízení M16x1,5. Z toho vychází získané hodnoty:

Jmenovitý průměr závitu:  $d_s = 16 \text{ mm}$

Stoupání závitů:  $P = 1,5 \text{ mm}$

Výška matice:  $h_m = 16,4 \text{ mm}$

Malý průměr matice:  $D_1 = 14,376 \text{ mm}$

Dovolené otláčení pro tuto matici se závitem M16x1,5, která je vyrobena z oceli pevnostní třídy 5.6 je  $p_{DOV} = 70 \text{ MPa}$  dle literatury [5].

**5.4.1 OTLAČENÍ NA ŠROUBU A MATICI**

$$p_1 = \frac{4 \cdot F_{pn1}}{\frac{h_m}{P} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_1^2)} \quad p_2 = \frac{4 \cdot F_{pn2}}{\frac{h_m}{P} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_1^2)} \quad (66)$$

$$p_1 = \frac{4 \cdot 3367,7}{\frac{16,4}{1,5} \cdot \pi \cdot (16^2 - 14,376^2)} \quad p_2 = \frac{4 \cdot 7397}{\frac{16,4}{1,5} \cdot \pi \cdot (16^2 - 14,376^2)}$$

$$p_1 = 7,950 \text{ MPa}$$

$$p_2 = 17,462 \text{ MPa}$$

Kde:

$F_{pn1}$	[N]	maximální zatěžující síla ... dle kapitoly 4.4.1
$F_{pn2}$	[N]	maximální zatěžující síla ... dle kapitoly 4.4.1
$d_s$	[mm]	jmenovitý průměr závitu ... dle kapitoly 5.4
$P$	[mm]	stoupání závitu ... dle kapitoly 5.4
$h_m$	[mm]	výška matice ... dle kapitoly 5.4
$D_1$	[mm]	malý průměr matice ... dle kapitoly 5.4

	Pásový dopravník 1	Pásový dopravník 2
Otlačení na šroubu a matici	$p_1 = 7,950 \text{ MPa}$	$p_2 = 17,462 \text{ MPa}$

**5.4.2 KONTROLA OTLAČENÍ**

$$p_{DOV} \geq p_1 \quad p_{DOV} \geq p_2 \quad (67)$$

$$70 \text{ MPa} \geq 7,950 \text{ MPa}$$

$$70 \text{ MPa} \geq 17,462 \text{ MPa}$$

Kde:

$p_{DOV}$	[MPa]	dovolené otlačení v závitu ... dle kapitoly 5.4
$p_1$	[MPa]	otlačení na šroubu a matici ... dle kapitoly 5.4.1
$p_2$	[MPa]	otlačení na šroubu a matici ... dle kapitoly 5.4.1

Poznámka:

Kontrola na otlačení byla provedena úspěšně. Vše vyhovuje.

## ZÁVĚR

Cílem této práce je navrhnout konstrukci šikmého pásového dopravníku pro dopravu skleněných střepů.

Nejprve je obecně popsání pásového dopravníku, jeho účel, použití, výhody a jednotlivé dílčí komponenty. Dále je proveden funkční výpočet na základě zadaných parametrů podle normy ČSN ISO 5048. Na základě vypočítaných hodnot jsou zvoleny jednotlivé komponenty pásového dopravníku. V závěrečné části jsou potom tyto navrhnuté a zvolené prvky zkontrolovány pevnostním výpočtem. Je provedena kontrola hnaného bubnu na ohyb (hřidel i plášť), kontrola tlačných pružin a kontrola na otláčení šroubu.

K práci jsou přiloženy výkresy sestavení obou dopravníků. Dále jsou přiloženy kusovníky k obou dopravníkům a výkres sestavení napínacího zařízení s kusovníky.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDUŠEK Jaroslav; ŠKOPÁN Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně v Čs. redakci VN MON, 1988, 277 s.
- [2] FRIES Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2080-4.
- [3] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [4] POLÁK Jaromír, PAVLISKA Jiří a SLÍVA Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [5] LEINVEBER Jan a VÁVRA Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření a neocenitelná pomůcka pro praxi*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017, s. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [6] SHIGLEY Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] MALÁŠEK Jiří. *Pásový dopravník*. Skripta k předmětu EDO, 8skripta EDO2016.pdf
- [8] FRUHBAUER Jiří. *Návrh pásového dopravníku*. Skripta k předmětu EDO, EDO\_CVICENI\_5\_PD.pdf
- [9] Wikipedie: *Pásový dopravník*. [online]. [cit. 2023-17-12].  
Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%BD\\_dopravn%C3%ADk](http://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%BD_dopravn%C3%ADk)
- [10] RobotUnits: *Z-dopravník/L-dopravník*. [online]. [cit. 2023-17-12].  
Dostupné z: <https://robotunits.com/cs/application/z-dopravnik-l-dopravnik/>
- [11] Tech Portál: *Dopravníky, pásový dopravník*. [online]. [cit. 2023-17-12].  
Dostupné z: <https://www.techportal.cz/33/dopravniky-uniqueidmRRWSbk196FNf8-jVUh4EIDzobldhBp5eoD2T5OK9qprJfTGJxQrnQ/>
- [12] Pawlica: *Návod pásový dopravník T50/T51/T52*. [online]. [cit. 2023-18-12].  
Dostupné z:  
[https://www.pawlica.cz/content/files/downloads/P%C3%A1sov%C3%BD%20dopravn%C3%ADk%20T50\\_T51\\_T52.pdf](https://www.pawlica.cz/content/files/downloads/P%C3%A1sov%C3%BD%20dopravn%C3%ADk%20T50_T51_T52.pdf)
- [13] Rollven: *Válečkové stolice* [online]. [cit. 2023-18-12].  
Dostupné z: <http://www.rollven.com/rollers-gravity-conveyors-belt/idler-driven-special-rollers/rollersbelt-conveyorsaccessories/>
- [14] Cklop: *Stavební sklo* [online]. [cit. 2024-24-1].  
Dostupné z: <https://www.cklop.cz/clanek/151-cz-stavebni-sklo>
- [15] Gumex: *Pryžový dopravní pás otěruvzdorný EP 250/2 Y* [online]. [cit. 2024-31-1].  
Dostupné z: <https://www.gumex.cz/ep-2502-y-pryzovy-dopravnikovy-pas-02221040>

- [16] Gumex: *Spojka k pryžovým dopravníkovým pásům R2* [online]. [cit. 2024-31-1].  
Dostupné z: <https://www.gumex.cz/spojky-r2-r2s-pro-pryzove-pasy-01851001>
- [17] Rulmeca: *Bubnové motory pro dopravníky* [online]. [cit. 2024-5-2].  
Dostupné z:  
[https://www.rulmeca.com/en/products\\_bulk/catalogue/6/motorized\\_pulleys/15/motorized\\_pulleys\\_for\\_belt\\_conveyors\\_%E2%80%93\\_bulk/75/motorized\\_pulleys\\_320l\\_320m\\_\\_320h](https://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/6/motorized_pulleys/15/motorized_pulleys_for_belt_conveyors_%E2%80%93_bulk/75/motorized_pulleys_320l_320m__320h)
- [18] GTK Tupesy: *Dopravníkové stolice* [online]. [cit. 2024-8-2].  
Dostupné z: <https://www.gktupesy.cz/cz/stanicky/horni-stolice/pal/>
- [19] Transroll: *Katalog válečky a girlandové stolice* [online]. [cit. 2024-8-2].  
Dostupné z: [https://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog\\_cz\\_2015-10-0a9fb.pdf?redir](https://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf?redir)
- [20] Hennlich: *Tlačné pružiny z pružinové oceli* [online]. [cit. 2024-15-2].  
Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/springs/tlacne-pruziny-z-pruzinove-oceli/?pageSize=10&isCheckPurchasePrices=true>
- [21] SKF: *Ložiskové jednotky* [online]. [cit. 2024-15-2].  
Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-TU%2035%20TF>
- [22] TechBelt: *Stěrače dopravního pásu* [online]. [cit. 2024-17-2].  
Dostupné z: <https://www.dopravnipasy.com/sterace-dopravnich-pasu>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$A$	$[m^2]$	plocha dotyku mezi pásem a čističem
$a_0$	$[m]$	rozteč válečkových stolic v nosné větvi
$a_{hd}$	$[m]$	rozteč válečkových stolic v dopadové větvi
$a_s$	$[m]$	rozteč válečkových stolic v nezatížené větvi
$B$	$[m]$	šířka dopravního pásu
$b$	$[m]$	využitelná ložná šířka pásu
$C_\varepsilon$	$[-]$	součinitel korýtkovosti
ČSN		česká technická norma
$D_1$	$[mm]$	malý průměr matice
$D_b$	$[m]$	průměr hnaného bubnu
$d_B$	$[m]$	malý průměr bubnu
$d_{BOČ}$	$[m]$	velký průměr hřídele (bočnice)
$d_{LOŽ}$	$[m]$	průměr hřídele hnaného bubnu
$d_\xi$	$[mm]$	jmenovitý průměr závitu
$F$	$[N]$	průměrný tah v dopravním pásu na buben
$F_{11}$	$[N]$	síla v horní větvi
$F_{12}$	$[N]$	síla v horní větvi
$F_{21}$	$[N]$	síla v dolní větvi
$F_{22}$	$[N]$	síla v dolní větvi
$F_{2min1}$	$[N]$	obvodová síla na hnací buben
$F_{2min2}$	$[N]$	obvodová síla na hnací buben
$F_{A1}$	$[N]$	síla v bodě A
$F_{A2}$	$[N]$	síla v bodě A
$F_{B1}$	$[N]$	síla v bodě B
$F_{B2}$	$[N]$	síla v bodě B

$F_{bA1}$	[N]	odpor setrvačných sil v oblasti nakládání
$F_{bA2}$	[N]	odpor setrvačných sil v oblasti nakládání
$F_{C1}$	[N]	výsledná síla namáhající buben
$F_{C2}$	[N]	výsledná síla namáhající buben
$F_{D1}$	[N]	síla v bodě D
$F_{D2}$	[N]	síla v bodě D
$F_{E1}$	[N]	síla v bodě E
$F_{E2}$	[N]	síla v bodě E
$F_{f1}$	[N]	odpor tření mezi dop. mat. a bočním vedením
$F_{f2}$	[N]	odpor tření mezi dop. mat. a bočním vedením
$F_{gl1}$	[N]	odpor od tření bočního vedení s materiálem
$F_{gl2}$	[N]	odpor od tření bočního vedení s materiálem
$F_{H1}$	[N]	hlavní odpory
$F_{H2}$	[N]	hlavní odpory
$F_{max1}$	[N]	maximální tahová síla v pásu
$F_{max2}$	[N]	maximální tahová síla v pásu
$F_{mind}$	[N]	omezení dopravního pásu na dolní větvi
$F_{minh1}$	[N]	omezení dopravního pásu na horní větvi
$F_{minh2}$	[N]	omezení dopravního pásu na horní větvi
$F_{N1}$	[N]	vedlejší odpory
$F_{N2}$	[N]	vedlejší odpory
$F_o$	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
$F_{pn1}$	[N]	maximální zatěžující síla
$F_{pn2}$	[N]	maximální zatěžující síla
$F_r$	[N]	odpor od čističe pásu
$F_{S11}$	[N]	přídavné hlavní odpory



$F_{S12}$	[N]	přídavné hlavní odpory
$F_{S21}$	[N]	přídavné vedlejší odpory
$F_{S22}$	[N]	přídavné vedlejší odpory
$F_{ST1}$	[N]	odpor k překonání zadané dopravní výšky
$F_{ST2}$	[N]	odpor k překonání zadané dopravní výšky
$F_t$	[N]	odpor v ložiskách hnaného bubnu
$F_{U1}$	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu
$F_{U2}$	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu
$F_{Umax1}$	[N]	maximální obvodová hnací síla
$F_{Umax2}$	[N]	maximální obvodová hnací síla
$F_{\varepsilon1}$	[N]	odpor vychýlených bočních válečků
$F_{\varepsilon2}$	[N]	odpor vychýlených bočních válečků
$f$	[-]	globální součinitel tření
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení
$H_1$	[m]	výškový rozdíl
$H_2$	[m]	výškový rozdíl
$h_m$	[mm]	výška matice
$I_{m1}$	[kg/h]	hmotnostní dopravní výkon
$I_{m2}$	[kg/h]	hmotnostní dopravní výkon
$I_{v1}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový dopravní výkon
$I_{v2}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový dopravní výkon
$k_1$	[-]	součinitel sklonu
$k_2$	[-]	součinitel sklonu
$k_{11}$	[-]	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
$k_{12}$	[-]	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
$k_{n1}$	[-]	koeficient bezpečnosti

$k_{n2}$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_{n3}$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_{n4}$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_{n5}$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_{n6}$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_{p1}$	[N/mm]	tuhost tlačné pružiny
$k_{p2}$	[N/mm]	tuhost tlačné pružiny
$L_1$	[m]	osová vzdálenost
$L_2$	[m]	osová vzdálenost
$L_A$	[m]	vzdálenost reakčních sil od $F_D$ k $F_A$
$L_B$	[m]	vzdálenost síly $F_D$ od kraje
$L_d$	[m]	délka dopadové větve
$L_v$	[m]	vzdálenost od reakční síly k liniovému zatížení
$l_b$	[m]	urychlovací délka
$M_{OD1}$	[N · m]	ohybový moment na malém průměru hřídele
$M_{OD2}$	[N · m]	ohybový moment na malém průměru hřídele
$M_{OMAX1}$	[N · m]	maximální ohybový moment
$M_{OMAX2}$	[N · m]	maximální ohybový moment
$M_{OMAX3}$	[N · m]	maximální ohybový moment
$M_{OMAX4}$	[N · m]	maximální ohybový moment
$P$	[mm]	stoupání závitu
$P_{11}$	[ks]	počet válečkových stolic v nosné větvi
$P_{12}$	[ks]	počet válečkových stolic v nosné větvi
$P_{1d}$	[ks]	počet dopadových stolic v nosné větvi
$P_{21}$	[ks]	počet válečkových stolic v nezatížené větvi
$P_{22}$	[ks]	počet válečkových stolic v nezatížené větvi

$P_{A1}$	[W]	provozní výkon na hnacím bubnu
$P_{A2}$	[W]	provozní výkon na hnacím bubnu
$P_{M1}$	[W]	provozní výkon hnacího motoru
$P_{M2}$	[W]	provozní výkon hnacího motoru
$p$	[Pa]	tlak mezi pásem a čističem
$p_1$	[MPa]	otlačení na šroubu a matici
$p_2$	[MPa]	otlačení na šroubu a matici
$p_{Dov}$	[MPa]	dovolené otlačení v závitu
$Q$	[kg/h]	dopravní výkon
$q_1$	[kg]	hmotnost rot. částí válečku v nosné větvi
$q_{1d}$	[kg]	hmotnost rot. částí válečku v dopadové větvi
$q_2$	[kg]	hmotnost rot. částí válečku v nezatížené větvi
$q_B$	[kg/m]	hmotnost 1 m dopravního pásu
$q_{G1}$	[kg/m]	hmotnost dop. materiálu na 1 m délky
$q_{G2}$	[kg/m]	hmotnost dop. materiálu na 1 m délky
$q_{RO1}$	[kg/m]	hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi
$q_{RO2}$	[kg/m]	hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi
$q_{RU1}$	[kg/m]	hmotnost rot. částí válečku v nezatížené větvi
$q_{RU2}$	[kg/m]	hmotnost rot. částí válečku v nezatížené větvi
$R_d$	[N/m]	dovolené zatížení dopravního pásu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	celková plocha průřezu náplně pásu
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	plocha průřezu horní části náplně pásu
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	plocha průřezu dolní části náplně pásu
$S_{K1}$	[m <sup>2</sup> ]	skutečná plocha náplně pásu
$S_{K2}$	[m <sup>2</sup> ]	skutečná plocha náplně pásu
$S_T$	[m <sup>2</sup> ]	teoretický průřez náplně pásu

$t$	[ $m$ ]	tloušťka dopravního pásu
$t_{\xi}$	[ $m$ ]	tloušťka čističe pásu
$v$	[ $m/s$ ]	zvolená rychlost pásu dopravníku
$v_0$	[ $m/s$ ]	složka rychlosti ve směru pohybu pásu
$W_0$	[ $m^3$ ]	modul průřezu v ohybu
$W_{02}$	[ $m^3$ ]	modul průřezu v ohybu
$W_{03}$	[ $m^3$ ]	modul průřezu v ohybu
$y_1$	[ $mm$ ]	potřebné stlačení pružiny
$y_2$	[ $mm$ ]	potřebné stlačení pružiny
$y_{max1}$	[ $mm$ ]	stlačení pružiny s max. zátěžnou silou
$y_{max2}$	[ $mm$ ]	stlačení pružiny s max. zátěžnou silou
$\alpha_0$	[ $-$ ]	vrubový součinitel pro ohyb
$\beta$	[ $^{\circ}$ ]	úhel sklonu nosných válečků
$\rho$	[ $kg/m^3$ ]	objemová hmotnost
$\sigma_{DOV}$	[ $MPa$ ]	dovolené ohybové napětí
$\sigma_{OD1}$	[ $MPa$ ]	ohybové napětí na malém průměru hřídele
$\sigma_{OD2}$	[ $MPa$ ]	ohybové napětí na malém průměru hřídele
$\sigma_{OMAX1}$	[ $MPa$ ]	maximální ohybové napětí
$\sigma_{OMAX2}$	[ $MPa$ ]	maximální ohybové napětí
$\sigma_{OMAX3}$	[ $MPa$ ]	maximální ohybové napětí
$\sigma_{OMAX4}$	[ $MPa$ ]	maximální ohybové napětí
$\sigma_{OMAX5}$	[ $MPa$ ]	maximální ohybové napětí na malém průměru
$\sigma_{OMAX6}$	[ $MPa$ ]	maximální ohybové napětí na malém průměru
$\delta_1$	[ $^{\circ}$ ]	úhel sklonu pásového dopravníku
$\delta_2$	[ $^{\circ}$ ]	úhel sklonu pásového dopravníku
$\delta_{max}$	[ $^{\circ}$ ]	maximální úhel sklonu pásového dopravníku

---

$\theta$	[°]	dynamický sypný úhel
$\varepsilon$	[°]	vyosení válečku ve směru dopravy mat.
$\eta$	[ - ]	účinnost elektromotoru
$\xi$	[ - ]	součinitel rozběhu
$\varphi$	[°]	úhel opásání hnacího bubnu
$\mu$	[ - ]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
$\mu_1$	[ - ]	součinitel tření mezi materiálem a pásem
$\mu_2$	[ - ]	součinitel tření mezi mat. a bočním vedením
$\mu_3$	[ - ]	součinitel tření mezi pásem a čističem

## SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresová dokumentace:

Číslo výkresu	Název	Druh výkresu	List
0-BP/1-01	Pásový dopravník 1_výkres	výkres sestavy	1/1
6-BP/1-01	Pásový dopravník 1_kusovník	seznam položek	1/4
6-BP/1-01	Pásový dopravník 1_kusovník	seznam položek	2/4
6-BP/1-01	Pásový dopravník 1_kusovník	seznam položek	3/4
6-BP/1-01	Pásový dopravník 1_kusovník	seznam položek	4/4
0-BP/1-02	Pásový dopravník 2_výkres	výkres sestavy	1/1
6-BP/1-02	Pásový dopravník 2_kusovník	seznam položek	1/5
6-BP/1-02	Pásový dopravník 2_kusovník	seznam položek	2/5
6-BP/1-02	Pásový dopravník 2_kusovník	seznam položek	3/5
6-BP/1-02	Pásový dopravník 2_kusovník	seznam položek	4/5
6-BP/1-02	Pásový dopravník 2_kusovník	seznam položek	5/5
1-BP/1-00	Napínací zařízení_výkres	výkres podsestavy	1/1
6-BP/1-03	Napínací zařízení_kusovník	seznam položek	1/2
6-BP/1-03	Napínací zařízení_kusovník	seznam položek	2/2