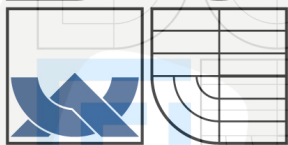




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



TECHNICKÉ  
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU KŘEMENNÉHO PÍSKU

BELT CONVEYOR FOR TRANSPORT OF QUARTZ SAND

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ZDENĚK PECH

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Akademický rok: 2009/2010

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Zdeněk Pech

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

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

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

### **Pásový dopravník pro dopravu křemenného písku**

v anglickém jazyce:

### **Belt conveyor for transport of quartz sand**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadaný materiál.

Dopravní výkon 90 000kg.h-1

Osová vzdálenost přesypů 38m

Výškový rozdíl 11m

Dpravovaný materiál: křemenný písek

Cíle bakalářské práce:

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

Vyhodnoťte funkci stroje pro různé zrnitosti i vlhkosti písků.

Vyřešte mechanické napínání pásu dopravníku.

Proveďte pevnostní výpočet hnaného bubnu.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku, svarek stojiny, detailní výkres hřídele hnaného bubnu.

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P.: Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988
6. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků
7. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů

151  
FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## Anotace

Cílem této bakalářské práce je návrh šikmého pásového dopravníku pro dopravu křemenného písku dle zadaných parametrů. Úvod práce obsahuje užití, výhody, nevýhody a rozdělení pásových dopravníků. Dále jsou uvedeny jednotlivé části dopravníku a jejich obecný popis či použití. Na základě těchto obecných charakteristik jsou voleny jednotlivé části dopravníku pro řešení mé koncepce. Toto vše je provázáno s funkčním a pevnostním výpočtem, návrhem pohonu, určením hlavních rozměrů a návrhem mechanického napínání pásu. V závěrečné části následuje rozbor a vyhodnocení funkce stroje pro různé vlhkosti i a zrnitosti písku. Celá práce je doplněna požadovanou výkresovou dokumentací.

## Klíčová slova

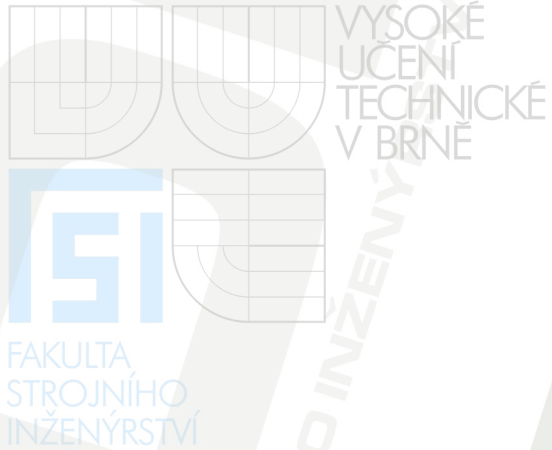
Pásový dopravník, dopravní pás, křemenný písek, konstrukce, válečková stolice, pohon dopravníku, buben, napínací zařízení

## Annotation

The aim of my bachelor thesis is the proposal for the inclined belt conveyor for the transport of quartz sand designed according to certain parameters. The introduction to this thesis is concerned with the use, advantages, disadvantages and dividing of the belt conveyors. Furthermore, there are mentioned the individual parts of the conveyors and their description or their use in general. On the basis of this general characteristics, there are chosen the individual parts of conveyors to solve my concept. These mentioned facts are connected with the functional and strength calculation, the proposal of the conveyor traction, the determination of the chief proportions and the proposal of the mechanical tension belt. To conclude my thesis there are presented the analysis and evaluation of functions of the machinery for different dampness and granularity of sand. The whole bachelor thesis is completed with demanded graphical documentation.

## Key words

Belt conveyor, conveyor belt, quartz sand, construction, idler, conveyor traction, cylinder, tension system



### **Bibliografická citace**

PECH, Zdeněk. *Pásový dopravník pro dopravu křemenného písku*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 58 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



VYSOKÉ  
UČENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

## Prohlášení

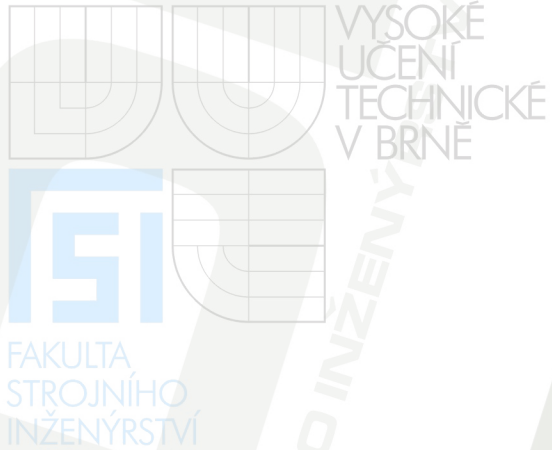
Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Jiřího Maláška Ph.D. a uvedl jsem všechny použité prameny a literaturu.

V Brně, dne 28. 5. 2010

Zdeněk Pech

.....





## Poděkování

Děkuji všem, kteří mi poskytli důležité informace a rady při řešení této bakalářské práce. Chci poděkovat zejména panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi Ph.D. za poskytnutí cenných rad, a hlavně své rodině za podporu ve studiu na této škole.

Obsah:

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>12</b>
1.1	Pásové dopravníky	12
1.1.1	Rozdělení pásových dopravníků	13
1.1.2	Koncepce řešení	13
<b>2</b>	<b>Hlavní části a jejich popis</b>	<b>14</b>
2.1	Schéma pásového dopravníku	14
2.2	Dopravní pás	14
2.2.1	Dopravní pás - obecně	14
2.2.2	Volba dopravního pásu	15
2.2.3	Spojení dopravního pásu	15
2.3	Bubny	16
2.3.1	Hnací bubna - obecně	16
2.3.2	Volba hnacího bubnu	16
2.3.3	Hnaný (vratný) bubna - obecně	18
2.3.4	Volba a návrh hnaného bubnu:	18
2.4	Válečky	18
2.4.1	Válečky – obecně	18
2.4.2	Volba válečků	19
2.5	Válečkové stolice	20
2.5.1	Válečkové stolice – obecně	20
2.5.2	Volba válečkové stolice	21
2.6	Čištění dopravního pásu	22
2.6.1	Čističe dopravního pásu - obecně	22
2.6.2	Volba čističe dopravního pásu	22
2.7	Napínací zařízení	23
2.7.1	Napínací zařízení - obecně	23
2.7.2	Volba napínacího zařízení	24
2.8	Nosná konstrukce	24
2.8.1	Nosná konstrukce - obecně	24
2.8.2	Volba nosné konstrukce	25
<b>3</b>	<b>Funkční výpočet pásového dopravníku</b>	<b>26</b>
3.1	Úhel sklonu pásového dopravníku	26
3.2	Volba jmenovité rychlosti dopravního pásu	26
3.3	Určení šířky pásu	26



3.3.1	Potřebný teoretický průřez náplně materiálu na pásu.....	27
3.4	Celková plocha průřezu náplně dopravovaného materiálu.....	27
3.5	Plocha průřezu náplně $S_1$ .....	27
3.5.1	Využitá ložná šířka pásu.....	28
3.5.2	Dynamický sypný úhel.....	28
3.6	Plocha průřezu náplně $S_2$ .....	28
3.7	Skutečná korigovaná plocha průřezu náplně pásu.....	28
3.7.1	Součinitel sklonu.....	29
3.7.2	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu.....	29
3.8	Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	29
3.9	Dopravní výkon.....	29
3.9.1	Hmotnostní dopravní výkon.....	29
3.9.2	Objemový dopravní výkon.....	30
3.10	Kontrola dopravovaného množství materiálu.....	30
3.11	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu.....	30
3.12	Výpočet hlavních odporů.....	30
3.12.1	Globální součinitel odporu.....	31
3.12.2	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m nosné větve.....	31
3.12.3	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m vratné větve.....	31
3.12.4	Hmotnost 1m dopravního pásu EP 315/2.....	32
3.12.5	Hmotnost nákladu na 1m dopravního pásu.....	32
3.13	Výpočet vedlejších odporů.....	32
3.13.1	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a urychlování.....	32
3.13.2	Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením v místě urychlování.....	33
3.13.3	Odpor ohybu pásu na bubnu.....	33
3.13.4	Odpor v ložiskách hnaného bubnu.....	34
3.14	Přídavný hlavní odpor.....	34
3.14.1	Odpor vychýlení bočních válečků.....	34
3.15	Přídavný vedlejší odpor.....	34
3.15.1	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením.....	35
3.15.2	Odpor vnějšího čističe pásu.....	35
3.15.3	Odpor shrnovače materiálu.....	35
3.16	Odpor k překonání dopravní výšky.....	36
3.17	Provozní výkon poháněcího motoru.....	36
3.17.1	Provozní výkon na poháněcím bubnu.....	36

3.18	Stanovení sil v pásu .....	36
3.18.1	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu.....	37
3.18.2	Maximální obvodová hnací síla .....	37
3.18.3	Minimální tahová síla pro horní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu.....	37
3.18.4	Minimální tahová síla pro dolní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu.....	38
3.18.5	Největší tahová síla v pásu.....	38
3.18.6	Pevnostní kontrola pásu .....	38
3.18.7	Velikost napínací síly .....	39
3.18.8	Síla ve vratné větvi $F_2$ .....	39
3.18.9	Celková síla namáhající buben .....	39
<b>4</b>	<b>Pevnostní výpočet .....</b>	<b>40</b>
4.1	Pevnostní kontrola hnaného bubnu na ohyb .....	40
4.1.1	Průběh výsledných vnitřních účinků.....	40
4.1.2	Volba materiálu.....	40
4.1.3	Velikost spojitého zatížení působící na buben.....	41
4.1.4	Výpočet reakcí .....	41
4.1.5	Velikost maximálního ohybového momentu (místo A).....	41
4.1.6	Modul průřezu v ohybu v místě A .....	42
4.1.7	Velikost maximálního ohybového napětí v místě A.....	42
4.1.8	Bezpečnost v místě největšího ohybového momentu (místo A) .....	42
4.2	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu.....	43
4.2.1	Průběh výsledných vnitřních účinků.....	43
4.2.2	Volba materiálu.....	43
4.2.3	Výpočet reakcí .....	43
4.2.4	Velikost maximálního ohybového momentu (místo B).....	44
4.2.5	Modul průřezu v místě maximálního ohybového momentu (místo B) ....	44
4.2.6	Velikost maximálního ohybového napětí v místě B.....	45
4.2.7	Bezpečnost v místě největšího ohybového momentu (místo B) .....	45
4.2.8	Velikost ohybového momentu (místo C).....	45
4.2.9	Modul průřezu v ohybu v místě C .....	45
4.2.10	Velikost ohybového napětí v místě C .....	45
4.2.11	Bezpečnost v místě ohybového momentu (místo C).....	46
4.2.12	Velikost ohybového momentu (místo D).....	46
4.2.13	Modul průřezu v ohybu v místě D.....	46

4.2.14	Velikost ohybového napětí v místě D .....	46
4.2.15	Bezpečnost v místě ohybového momentu (místo D) .....	47
4.3	Kontrola životnosti ložisek hnané osy .....	47
4.3.1	Typ ložiska .....	47
4.3.2	Výpočet trvanlivosti ložiska .....	47
<b>5</b>	<b>Vyhodnocení funkčnosti dopravníku pro různé zrnitosti a vlhkosti písku</b> .....	<b>49</b>
<b>6</b>	<b>Závěr</b> .....	<b>51</b>
<b>7</b>	<b>Seznam použité literatury</b> .....	<b>52</b>
<b>8</b>	<b>Seznam použitých symbolů</b> .....	<b>54</b>
<b>9</b>	<b>Seznam obrázků</b> .....	<b>57</b>
<b>10</b>	<b>Seznam tabulek</b> .....	<b>57</b>
<b>11</b>	<b>Seznam příloh</b> .....	<b>58</b>
11.1	Seznam výkresů .....	58

## 1 Úvod

Cílem této práce je návrh šikmého pásového dopravníku pro dopravu křemenného písku.

Doprava materiálů v průmyslových podnicích je realizována pomocí dopravních strojů tj. zdvihových mechanismů, jeřábů, výtahů, mechanismů pojezdu či otoče a dopravníků, ať už s tažným nebo bez tažného elementu.

Při výběru typu zařízení pro určitou manipulaci s materiálem musíme respektovat řadu technických a ekonomických aspektů s ohledem na bezpečnost provozu zařízení.

### Technické aspekty:

- hmotnost, tvar a fyzikální vlastnosti materiálu
- možnosti a způsob odběru materiálu
- celková hmotnost manipulační jednotky
- frekvence potřebného přemístování materiálu
- způsob příjmu a výdeje materiálu
- počet obsluhujících pracovníků a jejich kvalifikace

### Ekonomické aspekty:

- pořizovací náklady mechanického zařízení
- náklady na provozní zařízení
- předpokládaná doba využívání zařízení a stupeň jeho využití
- provozní náklady celé dopravní soustavy

Výše zmiňované faktory platí všeobecně pro vhodnou volbu stroje pro přepravu materiálu, ale nadále se budu zabývat pásovým dopravníkem, který je předmětem mé práce.

### 1.1 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou mechanické stroje pro dopravu sypkých, zrnitých a kusovitých hmot nebo kusových předmětů na vzdálenosti od několika metrů do několika kilometrů. Tažným a současně nosným prvkem je pás, jedna z nejnákladnějších částí. Jeho životnost při správné konstrukci a dobré údržbě dosahuje i několik let.

Nejčastěji ze všech dopravníků se v moderním průmyslu využívá právě pásové, které mají proti jiným typům dopravníků četné přednosti. Například lze uvést: kontinuálnost dopravy při velkém výkonu (až 20000t/hod) a tomu odpovídající vysoké dopravní rychlosti, univerzálnost, velké dopravní vzdálenosti (do 5000m), rozmanitost konstrukce, poměrně malé opotřebení, malá spotřeba energie, malý počet obsluhujících osob a malé nároky na údržbu. Možnost nakládání a vykládání



materiálu v kterémkoliv místě, kde při nakládání a vykládání není třeba zařízení zastavovat a odpadá tak čas nutný k návratu prázdného dopravního prostředku. [1]

Omezení možností jejich použití spočívá zejména při šikmé dopravě (podle druhu dopravovaného materiálu bývá maximální úhel stoupání 12-23°) a při dopravě horkých materiálů lze zvýšení úhlu stoupání dosáhnout různými úpravami pásu.

### 1.1.1 Rozdělení pásových dopravníků

Dle [2] dělíme pásové dopravníky:

Podle tažného elementu:

- **dopravníky s gumovým (PVC) pásem**
- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s celogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva

Podle provedení nosné konstrukce:

- **stabilní, jejichž nosná ocelová konstrukce je pevně spojena se základem**
- pojízdné a přenosné pro malá dopravní množství a malé dopravní délky
- přestavitelné, charakterizované velkou dopravní rychlostí a velkou dopravní délkou (používané na povrchových dolech)

Podle tvaru dopravníku:

- **šikmé**
- konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- kombinovaný

- tučně zvýrazněné položky = mnou navrhovaný dopravník

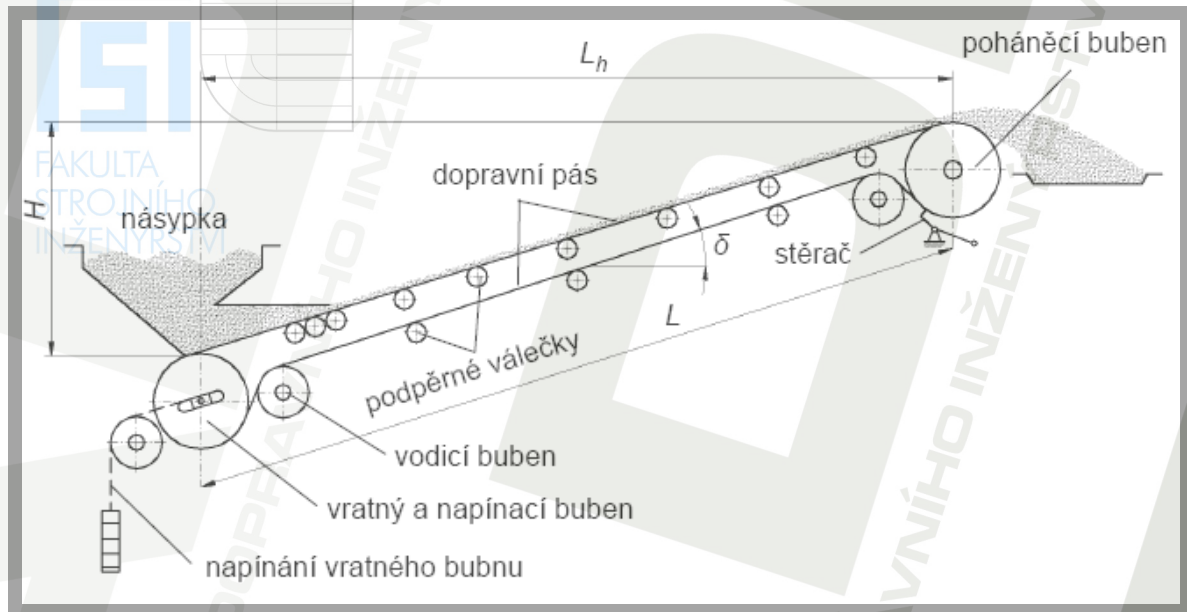
### 1.1.2 Koncepce řešení

Stabilní, šikmý pásový dopravník bude dopravovat křemenný písek na osově vzdálenosti přesypů 38m při výškovém rozdílu 11m a dosahovat dopravního výkonu  $90\ 000\text{Kg}\cdot\text{h}^{-1}$ . Materiál je přiváděn pomocí násypky a odvod je samovolný, přepadem přes hnací buben do výsypky či na další dopravník. Konstrukce je z normalizovaných válcovaných profilů. Stojiny dopravníku jsou připevněny pomocí šroubů k betonovým základům.

## 2 Hlavní části a jejich popis

- hlavní části jsou zřejmé z obr. 2.1

### 2.1 Schéma pásového dopravníku



Obr. 2.1 Schéma pásového dopravníku [8]

### 2.2 Dopravní pás

#### 2.2.1 Dopravní pás - obecně

Nejdůležitější část pásového dopravníku je dopravní pás, který je vystaven vysokému opotřebením, oděru, chemickým účinkům a často i nepříznivým povětrnostním vlivům. Je to uzavřený prvek obíhající kolem koncových bubnů, který při svém oběhu plní funkci nesení materiálu a současně plní funkci tažného prvku a přenáší všechny odpory, které vznikají při jeho oběhu. Hlavní rozměry, údaje a parametry jsou normalizovány. [3]

Gumový pás se skládá z několika textilních vložek, které dodávají pásu potřebnou pevnost a z gumového pojidla, které jednak spojuje jednotlivé textilní vložky a jednak vytváří horní a dolní krycí vrstvu. Přičemž horní vrstva je tlustší a má za účel chránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu. Dolní krycí vrstva ji chrání před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů. Dopravní pásy se vyrábí celistvé nebo nespojené. Celistvé pásy jsou již při výrobě spojené vulkanizací na předepsanou délku, tj. na délku vnitřního obvodu pásu. Nespojené pásy mají oba konce volné a spojují se dodatečně, buď vulkanizací za tepla, za studena či mechanicky. Spojení se provádí až při montáži dopravníku. Před spojením se textilní vložky pilovitě seříznou tak, aby spoje jednotlivých vložek byly vzájemně posunuty o 200mm z důvodu konstantní tloušťky pásu. [1]

#### Požadavky kladené na dopravní pás:

- vysoká odolnost proti opotřebením a oděru
- vysoká životnost



- vysoká podélná tuhost
- minimální navlhavost
- vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti
- schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

## 2.2.2 Volba dopravního pásu

Na základě dopravovaného materiálu, zjištěných skutečností a výpočtu je volen dopravní pás od firmy GUMEX s označením EP315/2. Jedná se o pryžový pás pro průmyslové použití o šířce 500mm uvedený na obr. 2.2. Jeho charakteristické údaje jsou zřejmé z tab. 2.1.

Tab. 2.1 Údaje o zvoleném pásu [9]

Typ / počet vložek	Šířka (mm) / krycí vrstvy (mm) / kategorie	Síla (mm)	Minimální průměr hnacho bubnu (mm)	Hmotnost (kg/mj)
EP 315/2	500 / 3+2 / AA	7,4	250	4,67



Obr. 2.2 Dopravní pás EP315/2 [9]

## 2.2.3 Spojení dopravního pásu

Pro těžký průmysl se používají spojky Flexco a to v mnoha provedeních. Vyrábějí se jako spojky šroubované nebo nýtované. Tyto spojky jsou pro pásy o tloušťce od 0,6 mm do 5 cm.

V mém případě se bude pás spojovat až při montáži, a to mechanickým způsobem **Flexco Bold Solid Plate** znázorněným na obr. 2.3 firmou Autorep Praha spol. s.r.o. Tento způsob je jedním z nejpoužívanějších v těžkém průmyslu. Jedná se o šroubový spoj, jehož největší výhoda je možnost použití i na opravy trhlin v pásu. Možnost provedení z antimagnetických, protiděrových a nerez materiálů. Tento spoj se používá zejména v kamenolomech, pískovnách atd., je určen pro pevnost pásů do 1000N/mm, pro sílu pásů 5 až 30mm a pro nejmenší průměr bubnu 300mm.



Obr. 2.3 Metoda Flexco Bold Solid Plate [12]

## 2.3 Bubny

Bubny pásových dopravníků jsou buď lité nebo svařované. Povrch pláště bývá rovný s kónickými konci nebo mírně bombírován (vypouklý) pro lepší vedení pásu. [1]

### 2.3.1 Hnací bubnen - obecně

Hnací bubny se většinou umísťují na přepadávací stranu dopravníku a musí zabezpečit přenos vysokých obvodových sil na pás. Proto bývá pro přenos větších výkonů za účelem zvětšení součinitele smykového tření jejich povrch pogumován a případně i opatřen rýhováním. [1]

U menších a středních dopravních výkonů může být motor i převody uloženy uvnitř bubnu. Tím vznikne tzv. elektrobuben, tudíž odpadá řešení poháněcí stanice.

### 2.3.2 Volba hnacího bubnu

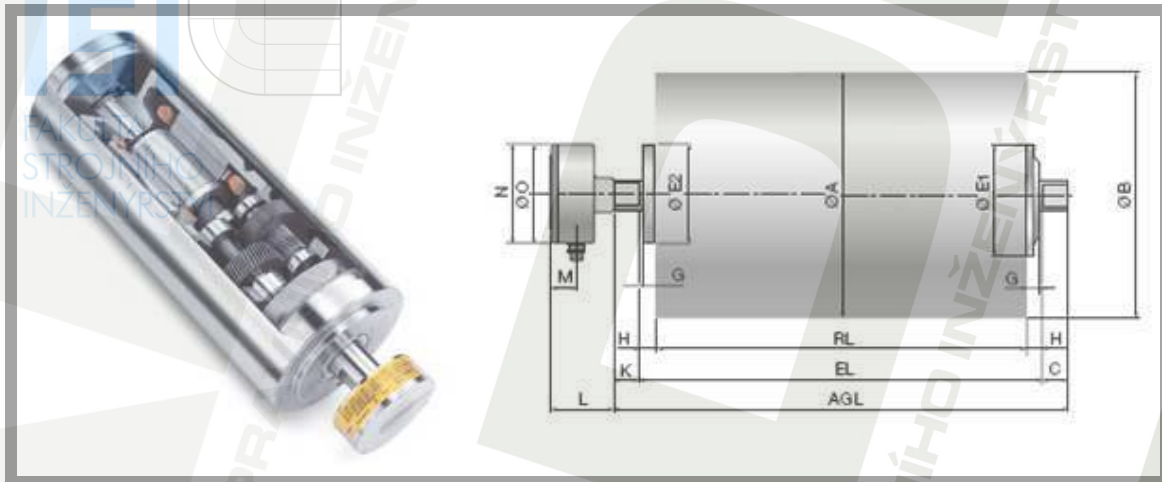
Na základě výše uvedených informací je upřednostněn a volen pro moje řešení právě již zmiňovaný, v dnešní době čím dál více preferovaný elektrobuben obr. 2.4. Jedná se o elektrobuben s označením TM401 Series 6500 od firmy Interroll o výkonu 15KW. Podrobněji v tab. 2.2. Rozměrové parametry dle tab. 2.3. Pro dosažení lepšího součinitele smykového tření mezi bubnem a pásem bude tento buben opatřen pryžovým obložením s šířovými drážkami.

Tab. 2.2 Výkonové parametry dle [10]

Výkon	Kroutící moment	Tah v pásu	Max. radiální zatížení
15[KW]	1142[N.m]	5700[N]	40600[N]

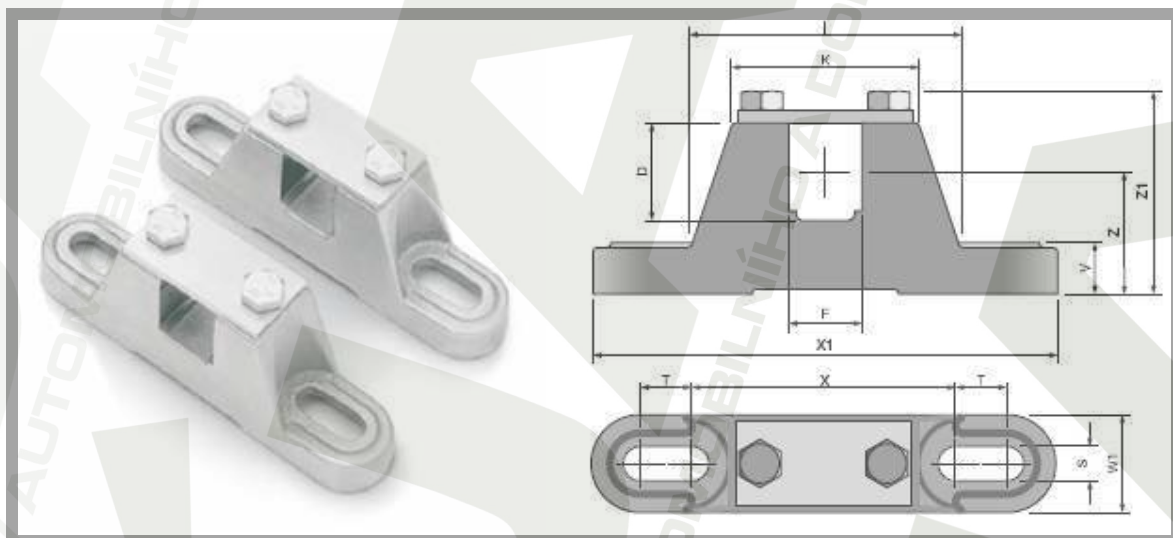
Tab. 2.3 Rozměry elektrobubny TM401dle [10]

Typ	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E1 [mm]	E2 [mm]	F [mm]	G [mm]	H [mm]	K [mm]	L [mm]	M [mm]	RL [mm]	O [mm]
TM401	404	400	50	60	194	168	45	20	25	50	100	36,5	600	156



Obr. 2.4 Elektrobuben firmy Interroll [10]

Musíme dbát i na správné uložení elektrobubny. Budou použita výrobcem nabízená úložná tělesa určená pro daný typ, v mém případě pro TM401 viz. obr. 2.5 o rozměrech dle tab. 2.4.



Obr. 2.5 Těleso pro uložení elektrobubny typu TM401 [10]

Tab. 2.4 Rozměry tělesa dle [10]

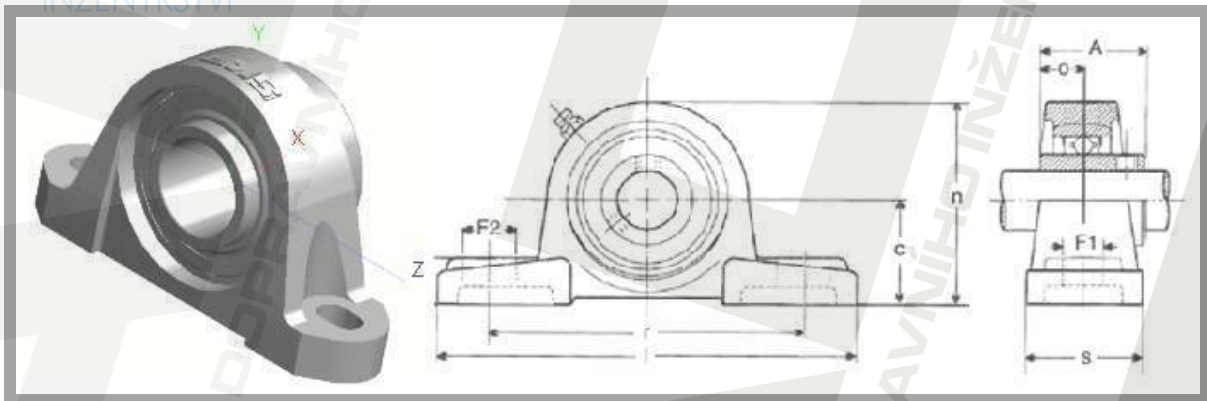
Typ	materiál]	ozn.	D [mm]	F [mm]	I [mm]	K [mm]	S [mm]	T [mm]	V [mm]	W1 [mm]	X [mm]	X1 [mm]	Z [mm]	Z1 [mm]
TM401	ocel	KL 60	60	45	130	90	18	30	25	50	150	270	70	115

### 2.3.3 Hnaný (vratný) buben - obecně

Vratné bubny jsou u běžných konstrukcí koncové, umístěné v místě násypu materiálu na pás. [1] Jsou oboustranně uloženy v ložiskových tělesech, které bývají posuvně uloženy, aby mohly být napínané.

### 2.3.4 Volba a návrh hnaného bubnu:

Na základě pevnostního výpočtu navržen svařovaný buben z materiálu 11 373 o vnějším průměru 400mm, který bude uložen v ložiskových jednotkách s označením SYK 40 TF (ložiskové těleso SYK 508) od firmy SKF viz. obr. 2.6 o rozměrech v tab. 2.5.



Obr. 2.6 Ložisková jednotka s ozn. SYK 508 [11]

Tab. 2.5 Rozměry ložiskové jednotky SYK 508 pro průměr hřídele 40mm [11]

Průměr hřídele	Rozměry (mm)										Ložisko	Závit	Těleso	Hmotnost (kg)
	c	l	r	s	F1	F2	e	n	A	o				
40	49,2	184	137	54	17	20	18	98	49,2	19,0	UC 208	M14	P208	2,00

## 2.4 Válečky

### 2.4.1 Válečky – obecně

Válečky podírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním a uložením ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na jeho vlastnosti. Válečky mají mít malý odpor proti otáčení (odporem válečku rozumíme sílu působící na obvodu válečku, jejíž moment k ose rotace je v rovnováze s momentem pasivních odporů vznikajících v ložisku a v těsnění ložiska), malou hmotnost, jednoduchou konstrukci, mají být dokonale utěsněny proti vnikání nečistot, musí být náležitě vyváženy (staticky a dynamicky) a mají být nenáročné na údržbu. [4]

Plášť válečku je nejčastěji uložen na valivých ložiskách. Ložiska uvnitř válečků jsou naplněna dávkou mazacího tuku postačujícího pro celou životnost válečku. Unikání mazacího tuku z ložisek do vnitřního prostoru válečku brání vnitřní ocelové planžety.

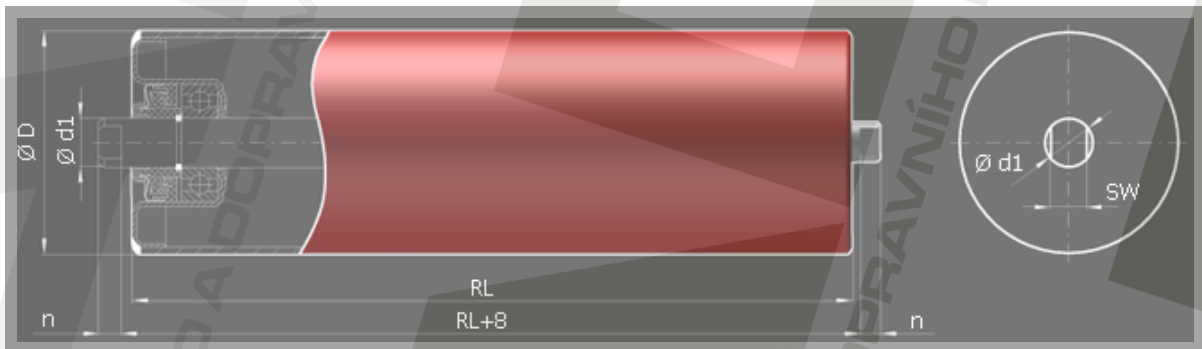


Konstrukční provedení válečků bývá dvojit:

- **Válečky s pevnou osou**  
(pro menší šířky pásu, snadno vyměnitelné, nižší odpory proti pohybu, vyšší hmotnost a cena a nižší životnost ložisek)
- **Válečky a čepy ve víku**  
(pro větší šířky, lehčí a levnější, náročná montáž)

#### 2.4.2 Volba válečků

Rozhodl jsem se pro volbu válečků od firmy GTK s.r.o. V místě přivodu materiálu na pás, v mém případě na prvním metru délky horní větve dopravníku, budou umístěny dopadové válečky s gumovými prstenci dle obr. 2.7 v délkových intervalech po 0,25m. Dále bude horní větev osazena hladkými nosnými válečky obr. 2.7 v délkových intervalech 0,5m. Řez hladkým nosným válečkem je zobrazen na obr. 2.8 a jeho základní rozměrové parametry jsou uvedeny v tab. 2.6.



Obr. 2.8 Řez hladkým nosným válečkem [13]

Tab. 2.6 Základní rozměrové parametry válečku + typ ložiska [13]

	průměr D (mm)					ložisko	hřídelka d1	SW	n	
horní větev dopravníku	63	89	108	133	x	6204	20	14	9	RL ≤ 465
	průměr D (mm)					ložisko	hřídelka d1	SW	n	
dolní větev dopravníku	63	89	108	133	x	6204	20	14	9	RL > 465

- z výše uvedené tabulky volen průměr válečků 63mm

V dolní větvi bude užito dolních nosných válečků (shodné s hladkými nosnými válečky dle obr. 2.7, pouze se liší v délce) umístěných za sebou ve vzdálenosti po 1m.



Obr. 2.7 Dopadový váleček s gumovými prstenci vpravo, hladký nosný váleček vlevo [13]

Délky válečků závisí na šířce pásu (BB = 500mm) a na typu válečkové stolice. Dle následující tab. 2.7 je zřetelná délka pro moje řešení.

Tab. 2.7 Délky válečků pro šířku pásu 500mm [13]

Délky válečků (RL mm) v závislosti na šířce pásu			
Horní větev dopravníku - délka válečku RL			
šířka pásu BB (mm)	400	500	650
	250	315	380
Dolní větev dopravníku - délka válečku RL			
šířka pásu BB (mm)	400	500	650
	500	600	750

Hmotnost rotujících částí válečků potřebné pro výpočet:

- hmotnost rotující části válečku o délce 315 = 1,56 Kg
- hmotnost rotující části válečku o délce 600 = 2,60 Kg

## 2.5 Válečkové stolice

### 2.5.1 Válečkové stolice – obecně

Válečky se vkládají do válečkových stolic. Jejich účelem je podírat horní větev pásu s materiálem a spodní prázdnou vratnou větev. Různé typy válečkových stolic jsou na obr. 2.8. Pro dolní prázdnou větev se používají především rovné válečkové stolice. Pro horní větev se užívá korýtkových válečkových stolic, skládajících se ze dvou, tří a více válečků. Vnější válečky bývají skloněny vzhledem k horizontální rovině o 20°, 30°, 35°, případně i více. Zvětšení sklonu ovlivňuje zejména zvýšení příčného průřezu materiálu na pásu. V poslední době je patrná tendence k přechodu na vyšší úhly bočních válečků.



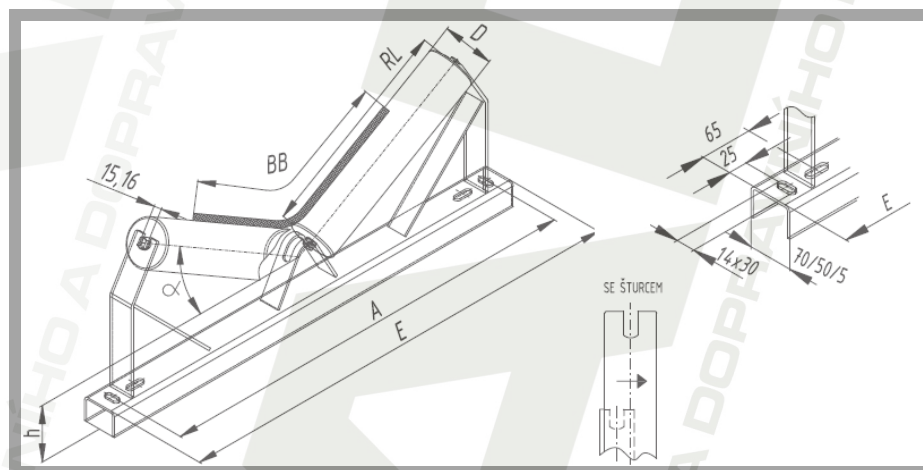
Obr. 2.8 Základní typy válečkových stolic [14]



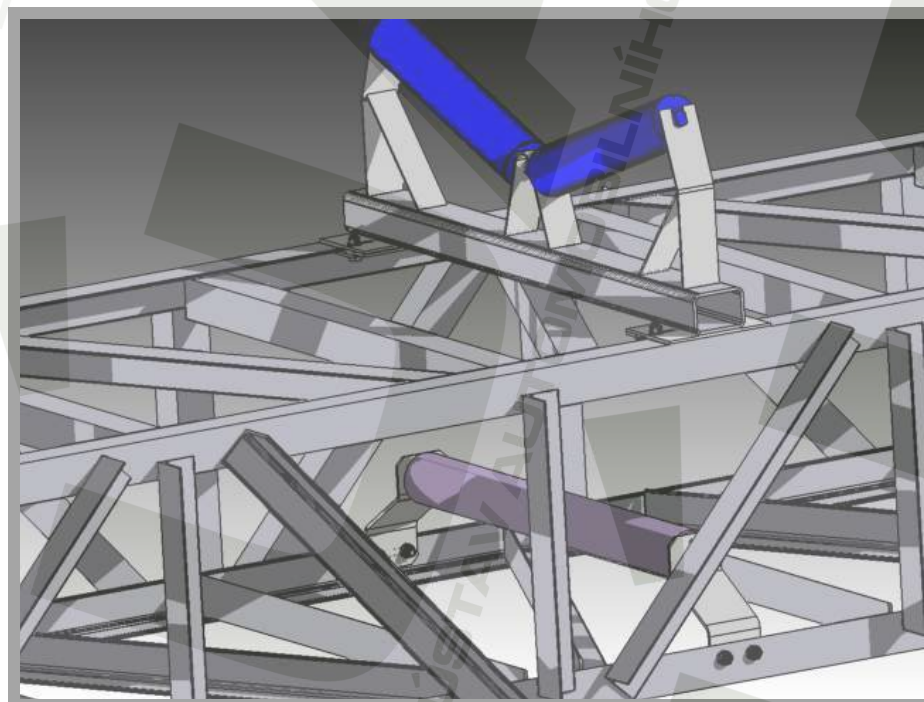
Pás běžící po nosných válečkách má tendenci vybočovat do stran. Je to způsobeno nepřeným spojením konců pásu, nepřesnou montáží válečků, která se projevuje odchylkami jejich os od směru kolmého na směr pohybu. Dalšími příčinami šikmého chodu pásu je jeho nerovnoměrné zatížení, příčné síly na přesypech atd. U krátkých dopravníků se k příčnému vedení užívá strážných válečků, nevýhodou však je, že se tím snižuje životnost pásu. Pro delší dopravníky používáme samostavné stolice s možností otáčení kolem svislé osy, případně se krajní válečky v pevných stolicích odkloní od kolmice k ose pásu o  $1^\circ$  až  $2,5^\circ$ . [1]

### 2.5.2 Volba válečkové stolice

Zvoleny jsou válečkové stolice od firmy GTK s.r.o. Pro horní větev je volena dvouválečková stolice obr. 2.9 s rozměry dle tab. 2.8. Válečky jsou skloněny vzhledem k horizontální rovině o  $20^\circ$  a jsou odkloněné od kolmice k ose pásu o  $2^\circ$ , kvůli lepšímu vedení pásu. Stolice budou na žádost opatřeny jiným, častějším provedením uchycení a to dle obr. 2.10.



Obr. 2.9 Dvouválečková stolice od firmy GTK s.r.o. [13]



Obr. 2.10 Uchycení stolic ke konstrukci

Tab. 2.8 Rozměry stolice dle [13]

BB [mm]	$\alpha$ [°]	D [mm]	RL [mm]	váha [kg]	h [mm]	A [mm]	E [mm]
500	20	63,5	315	5,7	125	740	790

V dolní větvi budou jednoduché jednoválečkové stolice obr. 2.10, které budou vyrobeny již zmiňovaným výrobcem dle svých požadavků.

## 2.6 Čištění dopravního pásu

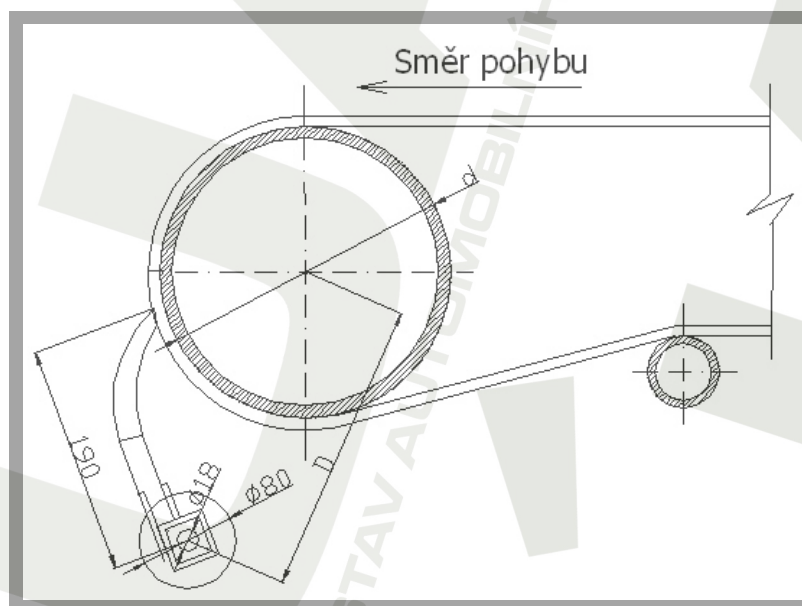
### 2.6.1 Čističe dopravního pásu - obecně

Dopravní pásy musí být během provozu dopravníku průběžně čistěny, protože ve spodní vratné větvi běží špinavá strana po válečkách. Při dopravě zejména lepkavých a vlhkých materiálů by docházelo k nalepování nečistot na válečky ve vratných stolicích, tím by se zvětšily odpory a také opotřebení pásu i hnacího bubnu. Aby k tomu nedocházelo umísťuje se na začátek dolní větve čistič pásu, který má za úkol lepkavý materiál setřít.

Tvar a typ čističe závisí na velikosti dopravníku a dopravovaném materiálu. Nejjednodušší je čistič z měkké gumy, který je na hnací bubnu přitlačován. Lepší účinek má čistič rotační, jehož hlavním orgánem je válcový kartáč. [1]

### 2.6.2 Volba čističe dopravního pásu

Z důvodu dopravy materiálů o různé vlhkosti, bude docházet k lepení materiálu na pás, proto je použit čelní polyuretanový stěrač od firmy AB Technology s.r.o. na obr. 2.12. Tento stěrač je umístěn na začátku vratné větve podle obr. 2.11.



Obr. 2.11 Umístění stěrače [15]



Obr. 2.12 Polyuretanový stěrač firmy AB Technology [15]

## 2.7 Napínací zařízení

### 2.7.1 Napínací zařízení - obecně

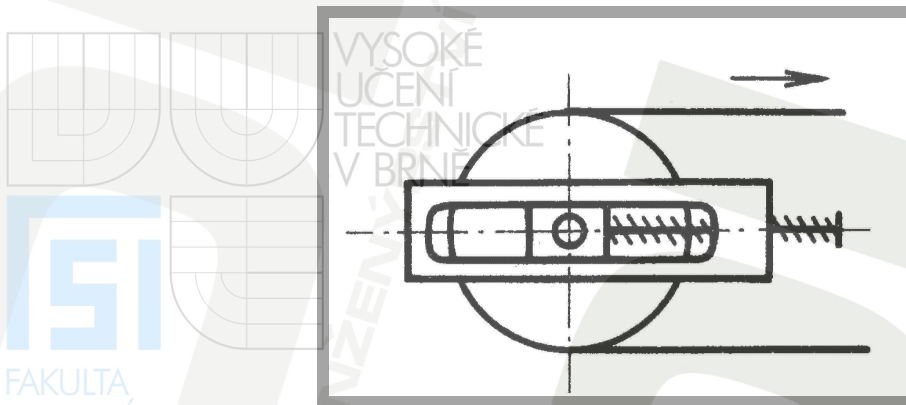
Napínací síla je nezbytná k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na pás požadovaná tažná síla. Proto napínací zařízení tvoří nedílnou část pásového dopravníku. Na něm závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení.

#### Rozdělení napínacích zařízení:

- tuhá napínací zařízení (pomocí šroubů, napínáků apd.)
- samočinná napínací zařízení se závažím
- samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení

Tuhá napínací zařízení se užívají převážně pro krátké dopravníky a pro dopravníky s pásy s vložkami ocelových lanek. Jako napínací buben bývá většinou užíván vratný buben uložený na saních, který svou změnou polohy vytváří potřebné napnutí pásu. Posuv bubnu (tedy s ním i napnutí pásu) se provádí buď napínákem s lanem nebo napínacími šrouby (zjednodušené schéma obr. 2.13). Napínání je nutné provádět na obou stranách pásu rovnoměrně tak, aby se vratný buben nedostal do šikmé polohy a nezpůsobil tak sbíhání pásu. Velikost předpětí je zde určena pouze odhadem, tj. napíná se tak dlouho, až je dosaženo potřebného přenosu obvodové síly. [1]



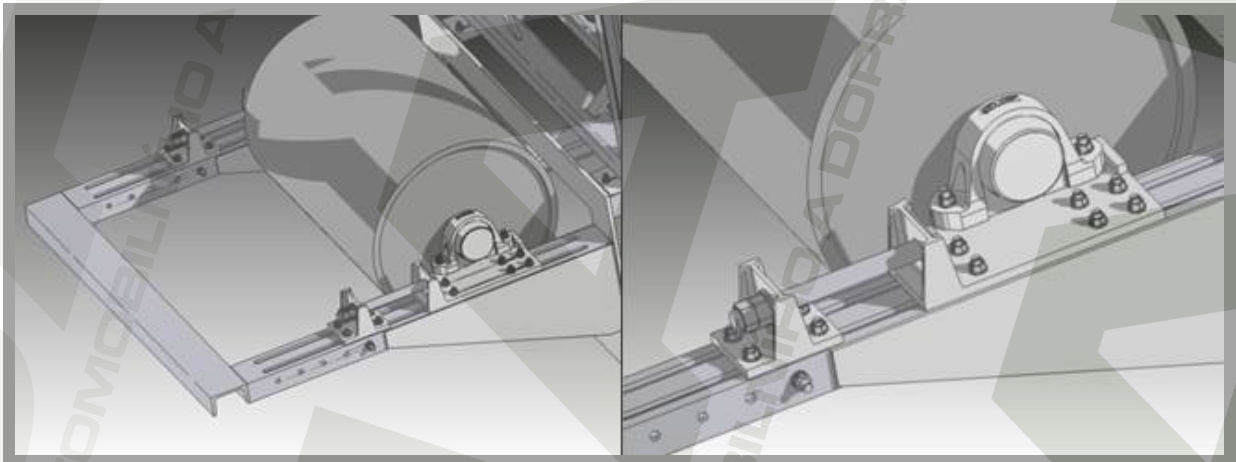


Obr. 2.13 Napínání pomocí šroubu

Napínací zařízení se závažím se používá především u delších dopravníků a u dopravníků s pásem s textilními vložkami. Tento typ napínacího zařízení se velmi osvědčil, neboť zajišťuje konstantní velikost teoreticky určené napínací síly bez ohledu na okamžité protažení pásu. [1]

### 2.7.2 Volba napínacího zařízení

U dopravníku do délky 30m se většinou využívá tuhého napínacího zařízení se šroubem, pro jeho jednoduchost jsem se rozhodl právě pro tento způsob obr. 2.14.



Obr. 2.14 Napínací zařízení

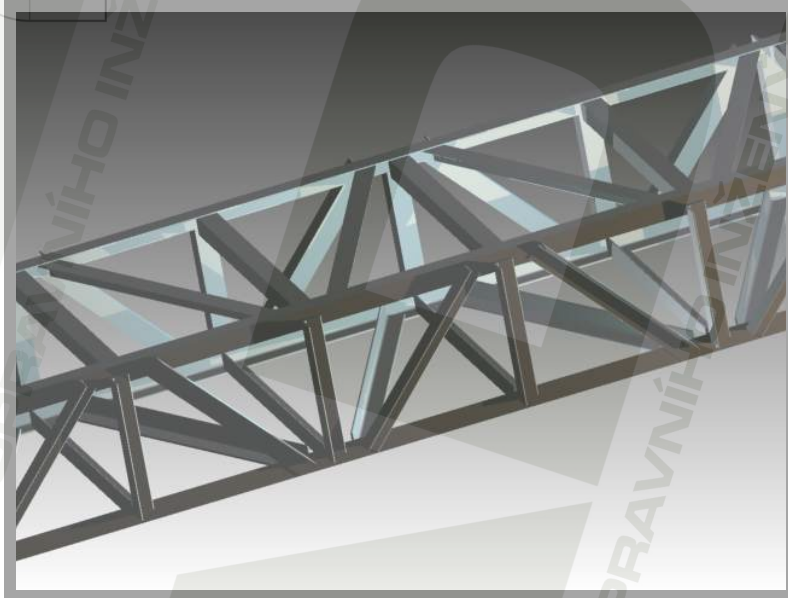
## 2.8 Nosná konstrukce

### 2.8.1 Nosná konstrukce - obecně

Na nosné konstrukci jsou uloženy všechny již výše zmiňované součásti. Nosná konstrukce nemá pouze vlastnost nosoucího prvku, ale zároveň zachycuje statické síly od tíhy dopravovaného materiálu, pásu i vlastní konstrukce, dynamické síly vyvolané podélným a příčným kmitáním pásu, přiváděním materiálu na pás, nevyváženými hmotami bubnů a válečků apod., jakož i reakce v místech jejího uložení. Výsledné síly od tahů v pásu na hnacích a vratných bubnech se zpravidla zachycují u větších dopravníků v ocelové konstrukci poháněcí a vratné stanice, které tvoří samostatné části. [4]

### 2.8.2 Volba nosné konstrukce

Nosná konstrukce bude svařovaná z normalizovaných profilů ČSN 425541 - L50x50x5 dle obr. 2.15 a upevněna k betonovým základům. Jelikož není známo místo, kde bude dopravník situován, je daný pouze pevný rozměr první stojiny dopravníku. Z tohoto důvodu je přiložen výkres svarku první stojiny (4-3P22-05-01). Ostatní stojiny budou navrženy s ohledem na terén a budou svařeny s rámem až na místě, kde bude dopravník plnit svou funkci.



Obr. 2.15 Svařovaná konstrukce dopravníku

### 3 Funkční výpočet pásového dopravníku

- výpočet je proveden v souladu s normou [7] ČSN ISO5048 (2. vyd., 1989): Zařízení pro plynulou dopravu nákladů (Pásové dopravníky s nosnými válečky, Výpočet výkonu a tahových sil)

- pro funkční a s tím související pevnostní výpočet v mé práci uvažuji dopravu vlhkého křemenného písku, z důvodu dimenzování dopravníku a především pohonu dopravníku na větší zatížení způsobené právě vlhkostí. Tímto se dá předejít nedostatečnému výkonu elektrobubny, tím pádem by výkon měl být dostačující např. i pro dopravu suchého písku. Podrobněji v kapitole 5.

Známe (zadané) parametry:

- dopravní výkon  $Q=90\ 000\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$
- osová vzdálenost přesypů  $L=38\text{m}$
- výškový rozdíl  $H=11\text{m}$
- dopravovaným materiálem je křemenný písek

#### 3.1 Úhel sklonu pásového dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{11}{38}$$

$$\delta = \underline{\underline{16,83^\circ}}$$

(01)

- známé parametry:  $H=11\text{m}$ .....zadáno v kap. 3  
 $L=38\text{m}$ ..... zadáno v kap. 3

- pro hladký pás platí, že sklon dopravníku nesmí překročit hodnotu sklonu maximálního ( $27^\circ$ ) a hodnotu sypného úhlu. Obě tyto hodnoty uvedené v literatuře [1] str.151, tab. 8.....VYHOVUJE

#### 3.2 Volba jmenovité rychlosti dopravního pásu

- dle tabulky v literatuře [1] str.148 pro drobný neodírající se materiál je jmenovitá dopravní rychlost v rozmezí  $1,6$  až  $3,2\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- volena jmenovitá dopravní rychlost  $v=1,6\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

#### 3.3 Určení šířky pásu

- dle literatury [1] str.151, tab. 8.5 vyplývá pro vlhký písek objemová sypná hmotnost  $\rho=2000\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$  a sypný úhel  $\alpha=35^\circ$



- dle literatury [1] str.149, tab. 8.4 volena s ohledem na případnou dopravu nejen vlhkého písku na základě  $S_T, \alpha$  a dvouválečkové stolice korýtkového typu se sklonem válečků  $\beta=20^\circ$  **šířka pásu  $B=500\text{mm}$** .

### 3.3.1 Potřebný teoretický průřez náplně materiálu na pásu

- směrodatný pro určení šířky pásu

$$Q = S_T \cdot \rho \cdot v \cdot 3600 \Rightarrow S_T$$

$$S_T = \frac{Q}{\rho \cdot v \cdot 3600}$$

$$S_T = \frac{90000}{2000 \cdot 1,6 \cdot 3600}$$

$$S_T = \underline{\underline{0,00781\text{m}^2}}$$

(02)

- známé parametry:  $Q=90000\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$  ..... zadáno v kap. 3  
 $\rho=2000\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$  ..... voleno v kap. 3.3  
 $v=1,6\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  ..... voleno v kap. 3.2

### 3.4 Celková plocha průřezu náplně dopravovaného materiálu

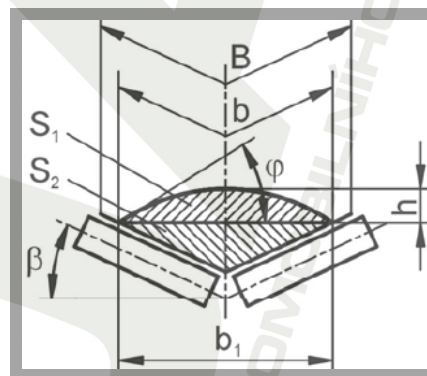
$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,0116 + 0,0129$$

$$S = \underline{\underline{0,0245\text{m}^2}}$$

(03)

- známé parametry:  $S_1=0,0116\text{m}^2$  ..... vypočteno dle rce. (04)  
 $S_2=0,0129\text{m}^2$  ..... vypočteno dle rce. (07)



Obr. 3.1 Průřez náplně pásu

### 3.5 Plocha průřezu náplně $S_1$

$$S_1 = (b \cdot \cos \beta)^2 \cdot \frac{\text{tg} \theta}{6}$$

$$S_1 = (0,4 \cdot \cos 20) ^2 \cdot \frac{\text{tg} 26,25}{6}$$

$$S_1 = \underline{\underline{0,0116\text{m}^2}}$$

(04)

- známé parametry:  $b=0,4\text{m}$ ..... vypočteno dle rce. (05)  
 $\beta=20^\circ$ ..... voleno v kap. 2.6  
 $\Theta=26,25^\circ$ ..... vypočteno dle rce. (06)

### 3.5.1 Využitá ložná šířka pásu

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

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

$$b = \underline{0,4\text{m}}$$

- známé parametry:  $B=0,5\text{m}$ ..... voleno v kap. 3.3

(05)

### 3.5.2 Dynamický sypný úhel

$$\Theta = 0,75 \cdot \alpha$$

$$\Theta = 0,75 \cdot 35$$

$$\Theta = \underline{26,25^\circ}$$

- známé parametry:  $\alpha=35^\circ$ ..... voleno v kap. 3.3

(06)

### 3.6 Plocha průřezu náplně $S_2$

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

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

$$S_2 = \underline{0,0129\text{m}^2}$$

- známé parametry:  $b=0,4\text{m}$ ..... vypočteno dle rce. (05)  
 $\beta=20^\circ$ ..... voleno v kap. 2.6

(07)

### 3.7 Skutečná korigovaná plocha průřezu náplně pásu

$$S_K = S \cdot k$$

$$S_K = 0,0245 \cdot 0,9747$$

$$S_K = \underline{0,02385\text{m}^2}$$

- známé parametry:  $S=0,0245\text{m}^2$ ..... vypočteno dle rce. (03)  
 $k=0,9747$ ..... vypočteno dle rce. (09)

(08)

### 3.7.1 Součinitel sklonu

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

$$k = 1 - \frac{0,0116}{0,0245} \cdot (1 - 0,9467)$$

$$k = 0,9747$$

- známé parametry:  $S_1=0,0116\text{m}^2$ ..... vypočteno dle rce. (04)  
 $S=0,0245\text{m}^2$ ..... vypočteno dle rce. (03)  
 $k_1=0,947$ ..... vypočteno dle rce. (10)

(09)

### 3.7.2 Součinitel korekce vrchlíku naplně pásu

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \Theta}{1 - \cos^2 \Theta}}$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 16,83 - \cos^2 26,25}{1 - \cos^2 26,25}}$$

$$k_1 = 0,9467$$

- známé parametry:  $\delta=16,83^\circ$ ..... vypočteno dle rce. (01)  
 $\Theta=26,25^\circ$ ..... vypočteno dle rce. (06)

(10)

## 3.8 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor

Musí být splněna podmínka:

$$S_K \geq S_T$$

$$0,02385\text{m}^2 \geq 0,00781\text{m}^2 \text{..... navržený pás } \mathbf{VYHOVUJE}$$

- známé parametry:  $S_K=0,02385\text{m}^2$ ..... vypočteno dle rce. (08)  
 $S_T=0,00781\text{m}^2$ ..... vypočteno dle rce. (02)

## 3.9 Dopravní výkon

### 3.9.1 Hmotnostní dopravní výkon

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,0382 \cdot 2000$$

$$I_m = \underline{\underline{274740\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}}}$$

- známé parametry:  $I_V=0,382\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ..... vypočteno dle rce. (12)  
 $\rho=2000\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ..... voleno v kap. 3.3

(11)

### 3.9.2 Objemový dopravní výkon

$$I_V = S \cdot v \cdot k$$

$$I_V = 0,0245 \cdot 1,6 \cdot 0,9747$$

$$I_V = \underline{0,0382 m^3 \cdot s^{-1}}$$

(12)

- známé parametry:  $S=0,0245m^2$ .....vypočteno dle rce. (03)  
 $v=1,6 m \cdot s^{-1}$ .....voleno v kap. 3.2  
 $k=0,9747$ ..... vypočteno dle rce. (09)

### 3.10 Kontrola dopravovaného množství materiálu

Musí být splněna podmínka:

$$I_m \geq Q$$

$274740 kg \cdot h^{-1} \geq 90000 kg \cdot h^{-1}$  .....hmotnostní dopravní výkon je **plně dostačující**

- známé parametry:  $I_m=274740 kg \cdot h^{-1}$ .....vypočteno dle rce. (11)  
 $Q=90000 kg \cdot h^{-1}$  .....zadáno v kap. 3

### 3.11 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu

$$F_{UP} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}$$

$$F_{UP} = 494,539 + 202,155 + 19,1262 + 184,949 + 5152,7$$

(13)

$$F_{UP} = 6053,469N$$

- z důvodu nepřesnosti výpočtu a možnému náhlému zvýšení síly při přetížení se tato síla navyšuje o 20%:

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}$$

$$F_U = (494,539 + 202,155 + 19,1262 + 184,949 + 5152,7) \cdot 1,2$$

(14)

$$F_U = \underline{7264,163N}$$

- známé parametry:  $F_H=494,539N$ .....vypočteno dle rce. (15)  
 $F_N=202,155N$ .....vypočteno dle rce. (22)  
 $F_{S1}=19,1262N$ ..... vypočteno dle rce. (28)  
 $F_{S2}=184,949N$ .....vypočteno dle rce. (30)  
 $F_{St}=5152,7N$ ..... vypočteno dle rce. (33)

### 3.12 Výpočet hlavních odporů

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

$$F_H = 0,02 \cdot 38 \cdot 9,81 \cdot [6,404 + 2,6 + (2 \cdot 4,67 + 47,75) \cdot \cos 16,83^\circ]$$

(15)

$$F_H = \underline{474,539N}$$

- známé parametry:  $f=0,02$ .....vypočteno dle rce. (16)
- $L=38\text{m}$ ..... zadáno v kap. 3
- $g=9,81\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ..... gravitační konstanta
- $q_{RO}=6,404\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$  .... vypočteno dle rce. (17)
- $q_{RU}=2,6\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ .....vypočteno dle rce. (19)
- $q_B=4,676\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ..... uvedeno v kap. 2.2.2
- $q_G=47,756\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$  .... vypočteno dle rce. (21)
- $\delta=16,83^\circ$ ..... vypočteno dle rce. (01)

### 3.12.1 Globální součinitel odporu

$$f = f_1 \cdot k_2$$

$$f = 0,02 \cdot 1$$

$$f = \underline{\underline{0,02}}$$

(16)

- globální součinitel tření  $f_1$  pro teplotu  $20^\circ\text{C}$  v rozmezí 0,018 až 0,027 dle [1] str.157.....voleno  $f_1=0,02$
- teplotní součinitel  $k_2=1$ .....odečteno z diagramu dle [1] str.157

### 3.12.2 Hmotnost rotujících částí válečků na 1m nosné větve

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot n_h}{L}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,56 \cdot 78}{38}$$

$$q_{RO} = \underline{\underline{6,404\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

(17)

- známé parametry:  $q_1=1,56\text{kg}$ .... uvedeno v kap. 2.4.2
- $n_h=78\text{ks}$ ..... vypočteno dle rce. (18)
- $L=38\text{m}$ ..... zadáno v kap. 3
- počet válečkových stolic v nosné větvi dopravníku  $n_h$

$$n_h = \frac{L_p}{x_p} + \frac{(L - L_p)}{x_h} = \frac{1}{0,25} + \frac{(38 - 1)}{0,5} = 78\text{ks}$$

(18)

### 3.12.3 Hmotnost rotujících částí válečků na 1m vratné větve

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot n_d}{L}$$

$$q_{RU} = \frac{2,6 \cdot 38}{38}$$

$$q_{RU} = \underline{\underline{2,6\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

(19)

- známé parametry:  $q_2=2,6\text{kg}$ ..... uvedeno v kap. 2.4.2
- $n_d=38\text{ks}$ ..... vypočteno dle rce. (20)
- $L=38\text{m}$ ..... zadáno v kap. 3



- počet válečkových stolic ve vratné větvi dopravníku  $n_d$



$$n_d = \frac{L}{x_d} = \frac{38}{1} = 38ks \quad (20)$$

### 3.12.4 Hmotnost 1m dopravního pásu EP 315/2

- dle výše uvedené tab. 2.1  $q_B=4,676kg \cdot m^{-1}$

### 3.12.5 Hmotnost nákladu na 1m dopravního pásu

$$q_G = \frac{I_v \cdot \rho}{v}$$

$$q_G = \frac{0,0382 \cdot 2000}{1,6} \quad (21)$$

$$q_G = \underline{\underline{47,75kg \cdot m^{-1}}}$$

- známé parametry:  $l_v=0,0382m^3 \cdot s^{-1}$  ..... vypočteno dle rce. (12)  
 $\rho=2000kg \cdot m^{-3}$  ..... voleno v kap. 3.3  
 $v=1,6 m \cdot s^{-1}$  ..... voleno v kap. 3.2

## 3.13 Výpočet vedlejších odporů

$$F_N = F_{ba} + F_f + F_o + F_t$$

$$F_N = 122,24 + 55,919 + 21,146 + 2,85 \quad (22)$$

$$F_N = 202,155N$$

- známé parametry:  $F_{ba}=122,24N$  ..... vypočteno dle rce. (23)  
 $F_f=55,919N$  ..... vypočteno dle rce. (24)  
 $F_o=21,146N$  ..... vypočteno dle rce. (26)  
 $F_t=2,85N$  ..... vypočteno dle rce. (27)

### 3.13.1 Odpor setrvačných sil v místě nakládání a urychlování

$$F_{ba} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0)$$

$$F_{ba} = 0,0382 \cdot 2000 \cdot (1,6 - 0) \quad (23)$$

$$F_{ba} = \underline{\underline{122,24N}}$$

- známé parametry:  $l_v=0,0382m^3 \cdot s^{-1}$  ..... vypočteno dle rce. (12)  
 $\rho=2000kg \cdot m^{-3}$  ..... voleno v kap. 3.3  
 $v=1,6 m \cdot s^{-1}$  ..... voleno v kap. 3.2  
 $v_0=0m \cdot s^{-1}$  ..... voleno v kap. 3.13.1



### 3.13.2 Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením v místě urychlování

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

$$F_f = \frac{0,5 \cdot 0,0382^2 \cdot 2000 \cdot 9,81 \cdot 0,4}{\left(\frac{1,6+0}{2}\right)^2 \cdot 0,4^2}$$

$$F_f = \underline{\underline{55,919N}}$$

- známé parametry:  $l_v=0,0382\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  ..... vypočteno dle rce. (12)  
 $\rho=2000\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$  ..... voleno v kap. 3.3  
 $v=1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  ..... voleno v kap. 3.2  
 $v_0=0\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$  ..... voleno v kap. 3.13.1  
 $g=9,81\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$  ..... gravitační konstanta  
 $l_b=0,4\text{m}$  ..... vypočteno dle rce. (25)  
 $b_1=0,4\text{m}$  ..... voleno v kap. 3.13.2
- součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi  $\mu_2$  je v rozmezí 0,5 až 0,7 dle ČSN ISO 5048 ..... voleno  $\mu_2=0,5$
- minimální urychlovací délka

$$l_{b\min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1}$$

$$l_{b\min} = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,7}$$

$$l_{b\min} = 0,186\text{m} \quad (25)$$

- na základě  $l_{b\min}$  volena urychlovací délka  $l_b=0,4\text{m}$
- známé parametry:  $v=1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  ..... voleno v kap. 3.2  
 $v_0=0\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$  ..... voleno v kap. 3.13.1  
 $g=9,81\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$  ..... gravitační konstanta
- součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem  $\mu_1$  je v rozmezí 0,5 až 0,7 dle ČSN ISO 5048 ..... voleno  $\mu_1=0,7$

### 3.13.3 Odpor ohybu pásu na bubnu

$$F_o = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d_i}{D}$$

$$F_o = 9 \cdot 0,5 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5700}{0,5}\right) \cdot \frac{0,0074}{0,4} \quad (26)$$

$$F_o = \underline{\underline{21,146N}}$$

- známé parametry:  $d_t=0,0074\text{m}$ ..... uvedeno v tab. 2.1  
 $D(B)=0,4\text{m}$ ..... uvedeno v tab. 2.3  
 $F=5700\text{N}$ ..... uvedeno v tab. 2.2  
 $B=0,5\text{m}$ ..... voleno v kap. 3.3

### 3.13.4 Odpor v ložiskách hnaného bubnu

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,04}{0,4} \cdot 5700$$

$$F_t = \underline{\underline{2,85\text{N}}}$$
(27)

- známé parametry:  $d_0=0,04\text{m}$ ..... uvedeno v kap. 3.13.4  
 $D=0,4\text{m}$ ..... dáno dle konstrukce  
 $F=5700\text{N}$ ..... uvedeno v tab. 2.2
- průměr, na kterém jsou umístěna ložiska hnaného bubnu  $d_0=0,04\text{m}$

### 3.14 Přídavný hlavní odpor

$$F_{S1} = F_\varepsilon = \underline{\underline{19,1262\text{N}}}$$
(28)

- známé parametry:  $F_\varepsilon=19,1262\text{N}$ ..... vypočteno dle rce. (29)

#### 3.14.1 Odpor vychýlení bočních válečků

$$F_\varepsilon = \mu_0 \cdot L \cdot q_B \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_\varepsilon = 0,35 \cdot 38 \cdot 4,67 \cdot 9,81 \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos 16,83^\circ \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_\varepsilon = \underline{\underline{19,1262\text{N}}}$$
(29)

- známé parametry:  $L=38\text{m}$ ..... zadáno v kap. 3  
 $g=9,81\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ..... gravitační konstanta  
 $q_B=4,676\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ..... uvedeno v kap. 2.2.2  
 $\delta=16,83^\circ$ ..... vypočteno dle rce. (01)  
 $\beta=20^\circ$ ..... voleno v kap. 2.6  
 $\varepsilon=2^\circ$ ..... voleno v kap. 2.6
- $\mu_0$  je v rozmezí 0,3 až 0,4 dle ČSN ISO 5048..... voleno  $\mu_0=0,35$

### 3.15 Přídavný vedlejší odpor

$$F_{S2} = F_{g_L} + F_r + F_a$$

$$F_{S2} = 34,949 + 150 + 0$$

$$F_{S2} = \underline{\underline{184,949\text{N}}}$$
(30)

- známé parametry:  $F_{gL}=34,949N$ .....vypočteno dle rce. (31)
- $F_r=150N$ .....vypočteno dle rce. (32)
- $F_a=0N$ ..... uvedeno v kap. 3.15.3

### 3.15.1 Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2}$$

$$F_{gL} = \frac{0,5 \cdot 0,0382^2 \cdot 2000 \cdot 9,81 \cdot 1}{1,6^2 \cdot 0,4^2}$$

$$F_{gL} = \underline{\underline{34,949N}}$$
(31)

- známé parametry:  $l_V=0,0382m^3 \cdot s^{-1}$ .....vypočteno dle rce. (12)
- $\rho=2000kg \cdot m^{-3}$ ..... voleno v kap. 3.3
- $v=1,6 m \cdot s^{-1}$ .....voleno v kap. 3.2
- $g=9,81m \cdot s^{-2}$ ..... gravitační konstanta
- $l=1m$ .....voleno v kap. 3.15.1
- $b_1=0,4m$ ..... voleno v kap. 3.13.2
- $\mu_2$  je v rozmezí 0,5 až 0,7 dle ČSN ISO 5048.....voleno  $\mu_0=0,5$

### 3.15.2 Odpor vnějšího čističe pásu

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3$$

$$F_r = 0,01 \cdot 3 \cdot 10^4 \cdot 0,5$$

$$F_r = \underline{\underline{150N}}$$
(32)

- známé parametry:  $A=0,01m^2$ .... vypočteno v kap. 3.15.2
- tlak  $p$  je v rozmezí  $3 \times 10^4$  až  $10 \times 10^4 N \cdot m^{-2}$  dle ČSN ISO 5048.....voleno  $p=3 \times 10^4 N \cdot m^{-2}$
- $\mu_3$  je v rozmezí 0,5 až 0,7 dle ČSN ISO 5048.....voleno  $\mu_3=0,5$
- dotyková plocha mezi pásem a čističem

$$A = B \cdot t_c = 0,5 \cdot 0,02 = \underline{\underline{0,01m^2}}$$
 kde  $t_c$  je tloušťka čističe

### 3.15.3 Odpor shrnovače materiálů

- není užito shrnovače, proto  $F_a=0$

### 3.16 Odpor k překonání dopravní výšky

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g$$

$$F_{St} = 47,75 \cdot 11 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = \underline{5152,7N}$$

(33)

- známé parametry: H=11m.....zadáno v kap. 3  
q<sub>G</sub>=47,756kg.m<sup>-1</sup>....vypočteno dle rce. (21)  
g=9,81m.s<sup>-2</sup>.....gravitační konstanta

### 3.17 Provozní výkon poháněcího motoru

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1}$$

$$P_M = \frac{11622,66}{0,95}$$

$$P_M = 12234,4W = \underline{12,2KW} \Rightarrow \text{volba } \_ \text{ motoru}$$

(34)

- známé parametry: P<sub>A</sub>=11622,66W.....vypočteno dle rce. (35)
- η<sub>1</sub> je v rozmezí 0,85 až 0,95 dle ČSN ISO 5048.....voleno η<sub>1</sub> =0,95

#### 3.17.1 Provozní výkon na poháněcím bubnu

$$P_A = F_U \cdot v$$

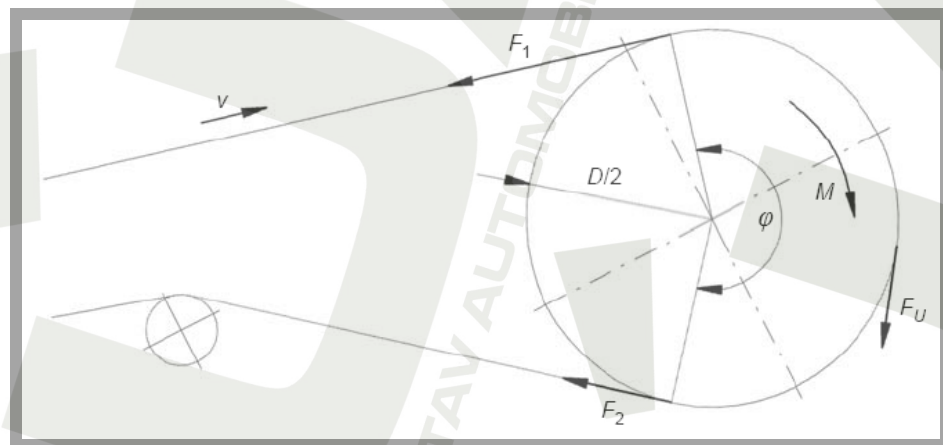
$$P_A = 7264,163 \cdot 1,6$$

$$P_A = \underline{11622,66W}$$

(35)

- známé parametry: F<sub>U</sub>=7264,163N.....vypočteno dle rce. (14)  
v=1,6 m.s<sup>-1</sup>.....voleno v kap. 3.2

### 3.18 Stanovení sil v pásu



Obr. 3.2 Schéma sil v pásu



### 3.18.1 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu

$$F_{2\min} \geq F_{U\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1}$$

$$F_{2\min} \geq 9443,4 \cdot \frac{1}{e^{0,25 \cdot \frac{\pi \cdot 180}{180}} - 1}$$

$$F_{2\min} \geq \underline{\underline{7913,82N}} \quad (36)$$

známé parametry:  $F_{U\max}=9443,4N$ ..... vypočteno dle rce. (37)  
 $e=2,71$ .....eulerovo číslo

- $\mu$  je v rozmezí 0,25 až 0,3 dle ČSN ISO 5048.....voleno  $\mu=0,25$
- $\varphi$  je v rozmezí 160° až 240° dle ČSN ISO 5048.....voleno  $\varphi=180^\circ$

### 3.18.2 Maximální obvodová hnací síla

$$F_{U\max} = \xi \cdot F_U$$

$$F_{U\max} = 1,3 \cdot 7264,163$$

$$F_{U\max} = \underline{\underline{9443,4N}} \quad (37)$$

- známé parametry:  $F_U=7264,163N$ .....vypočteno dle rce. (14)
- součinitel rozběhu dopravníku  $\xi$  je v rozmezí 1,3 až 2 dle ČSN ISO 5048.....voleno  $\xi=1,3$

### 3.18.3 Minimální tahová síla pro horní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu

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

$$F_{h\min} \geq \frac{0,5 \cdot (4,67 + 47,75) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{h\min} \geq \underline{\underline{2678,33N}} \quad (38)$$

- známé parametry:  $q_B=4,676kg \cdot m^{-1}$ ..... uvedeno v kap. 2.2.2  
 $q_G=47,756kg \cdot m^{-1}$ ..... vypočteno dle rce. (21)  
 $g=9,81m \cdot s^{-2}$ ..... gravitační konstanta  
 $a_0=0,5m$ ..... uvedeno v kap. 2.4.2
- největší dovolený průvës  $h/a$  je v rozmezí 0,005 až 0,02 dle ČSN ISO 5048.....voleno  $h/a=0,012$

### 3.18.4 Minimální tahová síla pro dolní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu

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

$$F_{d \min} \geq \frac{1 \cdot 4,67 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{d \min} \geq \underline{\underline{477,22 N}} \quad (39)$$

- známé parametry:  $q_B=4,67 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$  ..... uvedeno v kap. 2.2.2
- $g=9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  ..... gravitační konstanta
- $a_u=1 \text{ m}$  ..... uvedeno v kap. 2.4.2

### 3.18.5 Největší tahová síla v pásu

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

$$F_{\max} = 7264,163 \cdot 1,3 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,25 \cdot \frac{\pi \cdot 180}{180} - 1}} + 1 \right)$$

$$F_{\max} = \underline{\underline{17357,24 N}} \quad (40)$$

- známé parametry:  $F_U=7264,163 \text{ N}$  ..... vypočteno dle rce. (14)
- $e=2,71$  ..... eulerovo číslo
- $\mu$  je v rozmezí 0,25 až 0,3 dle ČSN ISO 5048 ..... voleno  $\mu=0,25$
- $\varphi$  je v rozmezí 160° až 240° dle ČSN ISO 5048 ..... voleno  $\varphi=180^\circ$
- součinitel rozběhu dopravníku  $\xi$  je v rozmezí 1,3 až 2 dle ČSN ISO 5048 ..... voleno  $\xi=1,3$

### 3.18.6 Pevnostní kontrola pásu

$$F_{dov} \geq F_{\max}$$

$$R_m \cdot B \geq F_{\max}$$

$$315 \cdot 500 \geq 17357,24$$

$$\underline{\underline{157500 N \geq 17357,24 N \dots VYHOVUJE}} \quad (41)$$

- známé parametry:  $F_{\max}=17357,24 \text{ N}$  ..... vypočteno dle rce. (40)
- $B=500 \text{ mm}$  ..... voleno v kap. 3.3
- dle [9] pevnost pásu  $R_m=315 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

### 3.18.7 Velikost napínací síly

$$\begin{aligned}F_{nap} &= 2 \cdot (F_2 - q_B \cdot H \cdot g) \\F_{nap} &= 2 \cdot (7913,83 - 4,67 \cdot 11 \cdot 9,81) \\F_{nap} &= \underline{\underline{14819,8N}}\end{aligned}\tag{42}$$

- známé parametry:  $q_B=4,67\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ .....uvedeno v kap. 2.2.2  
 $g=9,81\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ .....gravitační konstanta  
 $H=11\text{m}$ .....zadáno v kap. 3  
 $F_2=7913,83\text{N}$ .....vypočteno dle rce. (43)

### 3.18.8 Síla ve vratné větvi $F_2$

$$\begin{aligned}F_2 &= \frac{F_1}{e^{\mu\varphi}} \\F_2 &= \frac{17357,24}{e^{0,25 \cdot \frac{\pi \cdot 180}{180}}} \\F_2 &= \underline{\underline{7913,83N}}\end{aligned}\tag{43}$$

- známé parametry:  $F_1=17357,24\text{N}$ .....vypočteno dle rce. (40)  
 $e=2,71$ .....eulerovo číslo
- $\mu$  je v rozmezí 0,25 až 0,3 dle ČSN ISO 5048.....voleno  $\mu=0,25$
- $\varphi$  je v rozmezí  $160^\circ$  až  $240^\circ$  dle ČSN ISO 5048.....voleno  $\varphi=180^\circ$

### 3.18.9 Celková síla namáhající buben

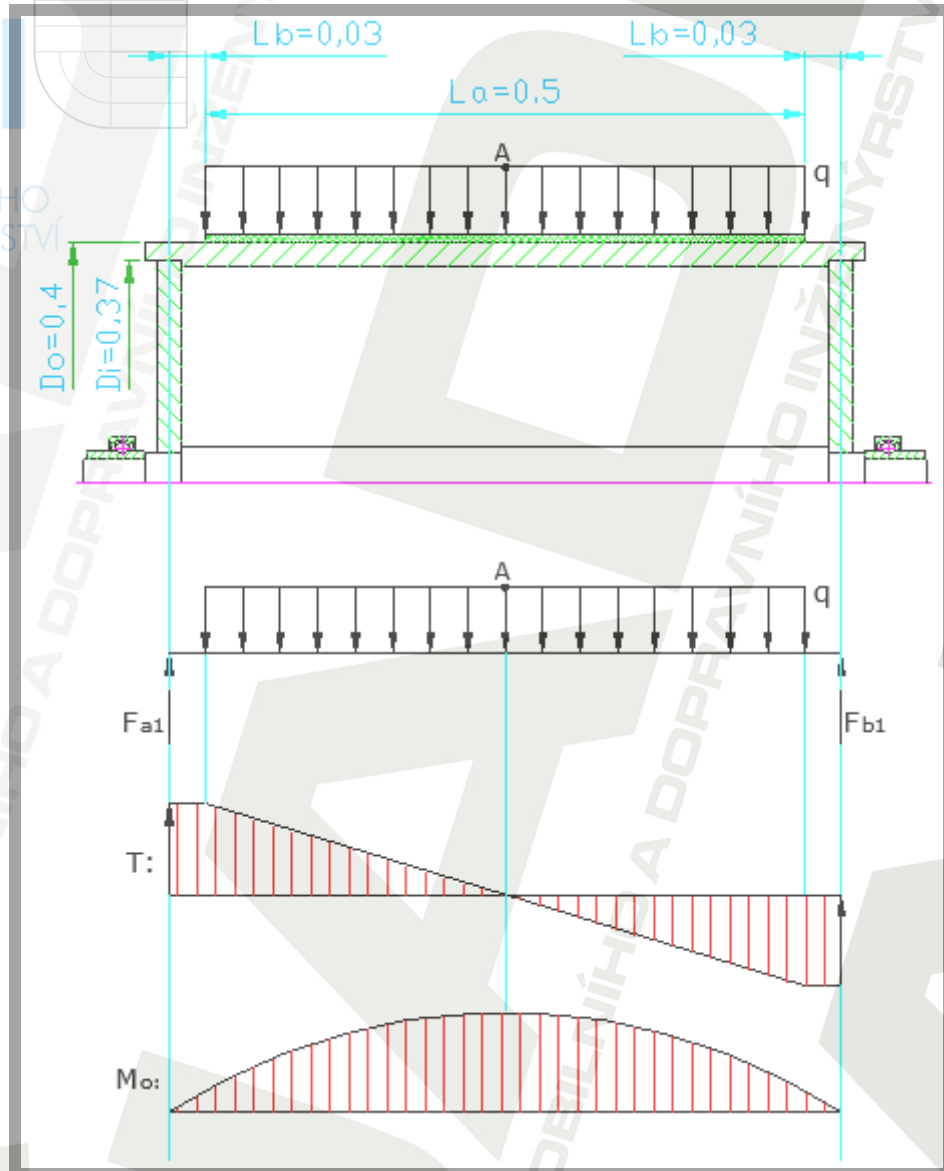
$$\begin{aligned}F_C &= F_1 + F_2 \\F_C &= 17357,24 + 7913,83 \\F_C &= \underline{\underline{25271,07N}}\end{aligned}\tag{44}$$

- známé parametry:  $F_1=17357,24\text{N}$ .....vypočteno dle rce. (40)  
 $F_2=7913,83\text{N}$ .....vypočteno dle rce. (43)

## 4 Pevnostní výpočet

### 4.1 Pevnostní kontrola hnaného bubnu na ohyb

#### 4.1.1 Průběh výsledných vnitřních účinků



Obr. 4.1 Průběh VVÚ hnaného bubnu

Rozměry:  $La=0,5\text{m}$   
 $Lb=0,3\text{m}$   
 $Do=0,4\text{m}$   
 $Di=0,37\text{m}$

#### 4.1.2 Volba materiálu

- z literatury [5] volen materiál 11373, kterému odpovídá  $\sigma_{OdoV}$  v rozmezí 70 až 105Mpa .....voleno  $\sigma_{OdoV}=80\text{Mpa}$ .



#### 4.1.3 Velikost spojitého zatížení působící na buben

$$q = \frac{F_c}{B}$$

$$q = \frac{25271,07}{0,5}$$

$$q = 50542,14 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (45)$$

- známé parametry:  $F_c=25271,07\text{N}$ ...vypočteno dle rce. (44)  
 $B=0,5\text{m}$ .....voleno v kap. 3.3

#### 4.1.4 Výpočet reakcí

$$T: \sum T = 0$$

$$F_{a1} + F_{b1} - q \cdot L_a = 0 \Rightarrow F_{b1}$$

$$F_{b1} = q \cdot L_a - F_{a1}$$

$$F_{b1} = 50542,14 \cdot 0,5 - 12635,54$$

$$F_{b1} = \underline{\underline{12635,54\text{N}}}$$

$$M: \sum M_{OB} = 0$$

$$F_{a1} \cdot (L_a + 2 \cdot L_b) - q \cdot L_a \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b\right) = 0 \Rightarrow F_{a1}$$

$$F_{a1} = \frac{q \cdot L_a \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b\right)}{(L_a + 2 \cdot L_b)}$$

$$F_{a1} = \frac{50542,14 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{0,5}{2} + 0,03\right)}{0,5 + 2 \cdot 0,03}$$

$$F_{a1} = \underline{\underline{12635,54\text{N}}} \quad (46)$$

- známé parametry:  $q=50542,14\text{N}$ ..... vypočteno dle rce. (45)  
 $L_a=B=0,5\text{m}$ .....voleno v kap. 3.3  
 $L_b=0,03\text{m}$ .....dáno dle konstrukce

#### 4.1.5 Velikost maximálního ohybového momentu (místo A)

$$M_{O_{\max}} = F_{a1} \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b\right) - q \cdot \frac{L_a}{2} \cdot \frac{L_a}{4}$$

$$M_{O_{\max}} = 12635,54 \cdot \left(\frac{0,5}{2} + 0,03\right) - 50542,14 \cdot \frac{0,5}{2} \cdot \frac{0,5}{4} \quad (47)$$

$$M_{O_{\max}} = \underline{\underline{1958,51 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

- známé parametry:  $F_{a1}=12635,54\text{N}$ .....vypočteno dle rce. (46)  
 $L_a=B=0,5\text{m}$ .....voleno v kap. 3.3  
 $L_b=0,03\text{m}$ .....dáno dle konstrukce  
 $q=50542,14\text{N}$ ..... vypočteno dle rce. (45)

#### 4.1.6 Modul průřezu v ohybu v místě A

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32 \cdot D_o} \cdot (D_o^4 - D_i^4)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32 \cdot 0,4} \cdot (0,4^4 - 0,37^4)$$

$$W_{o1} = \underline{\underline{1,683 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}}$$
(48)

- známé parametry:  $D_o=0,4\text{m}$ .....dáno dle konstrukce  
 $D_i=0,37\text{m}$ .....dáno dle konstrukce
- uvažují neporušený vnitřní průměr bez osazení  $D_i$ , a jelikož je bezpečnost pro tento průřez vyhovující, bude vyhovující i v místě osazení (působí zde menší  $M_o$  při zachovaném  $W_o1$ ).

#### 4.1.7 Velikost maximálního ohybového napětí v místě A

$$\sigma_{O_{\max}} = \frac{M_{O_{\max}}}{W_{o1}}$$

$$\sigma_{O_{\max}} = \frac{1958,51}{1,683 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{O_{\max}} = 1163701,7 \text{ Pa} = \underline{\underline{1,2 \text{ Mpa}}}$$
(49)

- známé parametry:  $M_{O_{\max}}=1958,51\text{N.m}$ ..vypočteno dle rce. (47)  
 $W_{o1}=1,638 \cdot 10^{-3}\text{m}^3$ ...vypočteno dle rce. (48)

#### 4.1.8 Bezpečnost v místě největšího ohybového momentu (místo A)

$$k_b = \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_{O_{\max}}}$$

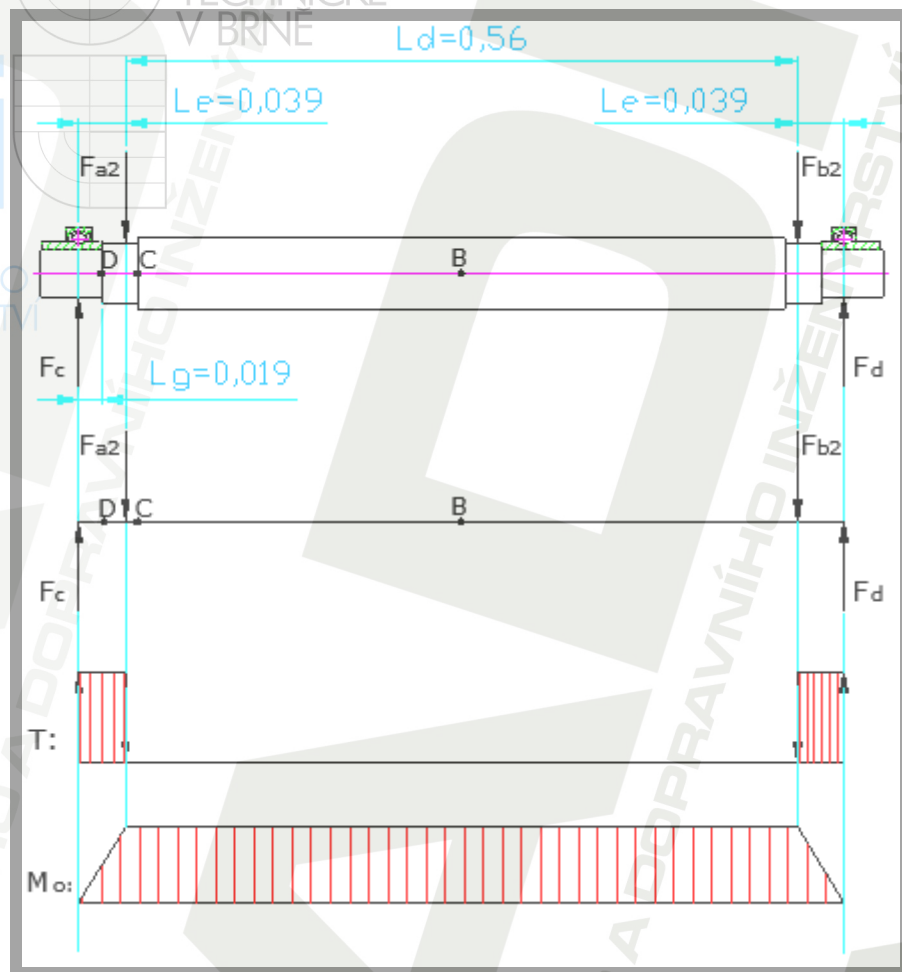
$$k_b = \frac{80}{1,2}$$

$$k_b = \underline{\underline{66,67}} \dots \dots \text{VYHOVUJE}$$
(50)

- známé parametry:  $\sigma_{O_{dov}}=80\text{Mpa}$ .....voleno v kap. 4.1.2  
 $\sigma_{O_{\max}}=1,2\text{MPa}$ ..... vypočteno dle rce. (49)
- plášť bubnu je dostatečně dimenzován

## 4.2 Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu

### 4.2.1 Průběh výsledných vnitřních účinků



Obr. 4.2 Průběh VVÚ osy hnaného bubnu

Rozměry:  $L_d=0,56\text{m}$   
 $L_e=0,039\text{m}$   
 $L_g=0,019\text{m}$

### 4.2.2 Volba materiálu

- z literatury [5] volen material 11373, kterému odpovídá  $\sigma_{OdoV}$  v rozmezí 70 až 105Mpa .....voleno  $\sigma_{OdoV}=80\text{Mpa}$ .

### 4.2.3 Výpočet reakcí

$$T: \sum T = 0$$

$$F_c + F_d - F_{a2} - F_{b2} = 0 \Rightarrow F_c$$

$$F_d = F_{a2} + F_{b2} - F_c$$

$$F_d = 12635,54 + 12635,54 - 12635,54$$

$$F_d = 12635,54\text{N}$$

$$\begin{aligned}
 M: \quad \sum M_{OD} &= 0 \\
 F_c \cdot (L_d + 2 \cdot L_e) - F_{a2} \cdot (L_d + L_e) - F_{b2} \cdot L_e &= 0 \Rightarrow F_c \\
 F_c &= \frac{F_{a2} \cdot (L_d + L_e) + F_{b2} \cdot L_e}{(L_d + 2 \cdot L_e)} \\
 F_c &= \frac{12635,54 \cdot (0,56 + 0,039) + 12635,54 \cdot 0,039}{0,56 + 2 \cdot 0,039} \\
 F_c &= 12635,54N
 \end{aligned} \tag{51}$$

- známé parametry:  $F_{a2}=12635,54N$ ..... vypočteno dle rce. (46)  
 $F_{b2}=12635,54N$ ..... vypočteno dle rce. (46)  
 $L_d=0,56m$ ..... dáno dle konstrukce  
 $L_e=0,039m$ ..... dáno dle konstrukce

- síly  $F_{a2}$  a  $F_{b2}$  jsou stejně velké jako síly  $F_{a1}$  a  $F_{b1}$  akorát opačně orientované

#### 4.2.4 Velikost maximálního ohybového momentu (místo B)

$$\begin{aligned}
 M_{O_{\max 2}} &= F_c \cdot \left( \frac{L_d}{2} + L_e \right) - F_{a2} \cdot \frac{L_d}{2} \\
 M_{O_{\max 2}} &= 12635,54 \cdot \left( \frac{0,56}{2} + 0,039 \right) - 12635,54 \cdot \frac{0,56}{2} \\
 M_{O_{\max 2}} &= \underline{\underline{492,79 \text{ N} \cdot \text{m}}}
 \end{aligned} \tag{52}$$

- známé parametry:  $F_c=12635,54N$ ..... vypočteno dle rce. (51)  
 $L_d=0,56m$ ..... dáno dle konstrukce  
 $L_e=0,039m$ ..... dáno dle konstrukce  
 $F_{a2}=12635,54N$ ..... vypočteno dle rce. (46)

#### 4.2.5 Modul průřezu v místě maximálního ohybového momentu (místo B)

$$\begin{aligned}
 W_{O2} &= \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \\
 W_{O2} &= \frac{\pi \cdot 0,06^3}{32} \\
 W_{O2} &= \underline{\underline{2,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3}}
 \end{aligned} \tag{53}$$

- známé parametry:  $d_1=0,06m$ ..... dáno dle konstrukce



#### 4.2.6 Velikost maximálního ohybového napětí v místě B

$$\begin{aligned}\sigma_{O_{\max 2}} &= \frac{M_{O_{\max 2}}}{W_{O_2}} \\ \sigma_{O_{\max 2}} &= \frac{492,79}{2,1 \cdot 10^{-5}} \\ \sigma_{O_{\max 2}} &= 23466002,9 Pa = \underline{\underline{23,5 Mpa}}\end{aligned}\quad (54)$$

- známé parametry:  $M_{O_{\max 2}}=492,79 N \cdot m$ .....vypočteno dle rce. (52)  
 $W_{O_2}=2,1 \cdot 10^{-5} m^3$ .....vypočteno dle rce. (53)

#### 4.2.7 Bezpečnost v místě největšího ohybového momentu (místo B)

$$\begin{aligned}k_{O1} &= \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_{O_{\max 2}}} \\ k_{O1} &= \frac{80}{23,5} \\ k_{O1} &= \underline{\underline{3,4 \dots \dots \dots VYHOVUJE}}\end{aligned}\quad (55)$$

- známé parametry:  $\sigma_{O_{dov}}=80 Mpa$ ..... voleno v kap. 4.2.2  
 $\sigma_{O_{\max 2}}=23,5 Mpa$ .... vypočteno dle rce. (54)

#### 4.2.8 Velikost ohybového momentu (místo C)

- stejně velký jako  $M_{O_{\max 2}}$

$$M_{O_{\max 3}} = \underline{\underline{492,79 N \cdot m}}\quad (56)$$

#### 4.2.9 Modul průřezu v ohybu v místě C

$$\begin{aligned}W_{O3} &= \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \\ W_{O3} &= \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32} \\ W_{O3} &= \underline{\underline{1,2 \cdot 10^{-5} m^3}}\end{aligned}\quad (57)$$

- známé parametry:  $d_2=0,05 m$ .....dáno dle konstrukce

#### 4.2.10 Velikost ohybového napětí v místě C

$$\begin{aligned}\sigma_{O3} &= \frac{M_{O_{\max 3}}}{W_{O3}} \\ \sigma_{O3} &= \frac{492,79}{1,2 \cdot 10^{-5}} \\ \sigma_{O3} &= 41065833,3 Pa = \underline{\underline{41,1 Mpa}}\end{aligned}\quad (58)$$

- známé parametry:  $M_{Omax3}=492,79N.m$ ..vypočteno dle rce. (56)  
 $W_{O3}=1,2 \cdot 10^{-5}m^3$ .....vypočteno dle rce. (57)

#### 4.2.11 Bezpečnost v místě ohybového momentu (místo C)

$$k_{O2} = \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_{O_{max3}}} = \frac{80}{41,1} = 1,9 \dots \dots \text{VYHOVUJE} \quad (59)$$

- známé parametry:  $\sigma_{O_{dov}}=80Mpa$ ..... voleno v kap. 4.2.2  
 $\sigma_{O_{max3}}=41,1MPa$ .... vypočteno dle rce. (58)

#### 4.2.12 Velikost ohybového momentu (místo D)

$$M_{O_{max4}} = F_c \cdot L_g = 12635,54 \cdot 0,019 = \underline{\underline{240,1 N \cdot m}} \quad (60)$$

- známé parametry:  $F_c=12635,54N$ ..... vypočteno dle rce. (51)  
 $L_g=0,019m$ ..... dáno dle konstrukce

#### 4.2.13 Modul průřezu v ohybu v místě D

$$W_{O4} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{32} = \underline{\underline{6,28 \cdot 10^{-6} m^3}} \quad (61)$$

- známé parametry:  $d_3=0,04m$ .....dáno dle konstrukce

#### 4.2.14 Velikost ohybového napětí v místě D

$$\sigma_{O4} = \frac{M_{O_{max4}}}{W_{O4}} = \frac{240,1}{6,28 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{38232484,1Pa = 38,2Mpa}} \quad (62)$$

- známé parametry:  $M_{O_{max4}}=240,1N.m$ ...vypočteno dle rce. (60)  
 $W_{O4}=6,28 \cdot 10^{-6}m^3$ ....vypočteno dle rce. (61)

#### 4.2.15 Bezpečnost v místě ohybového momentu (místo D)

$$k_{O3} = \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_{O_{max4}}}$$

$$k_{O3} = \frac{80}{38,2}$$

$$k_{O3} = 2,1 \dots \dots \dots \underline{\underline{VYHOVUJE}}$$

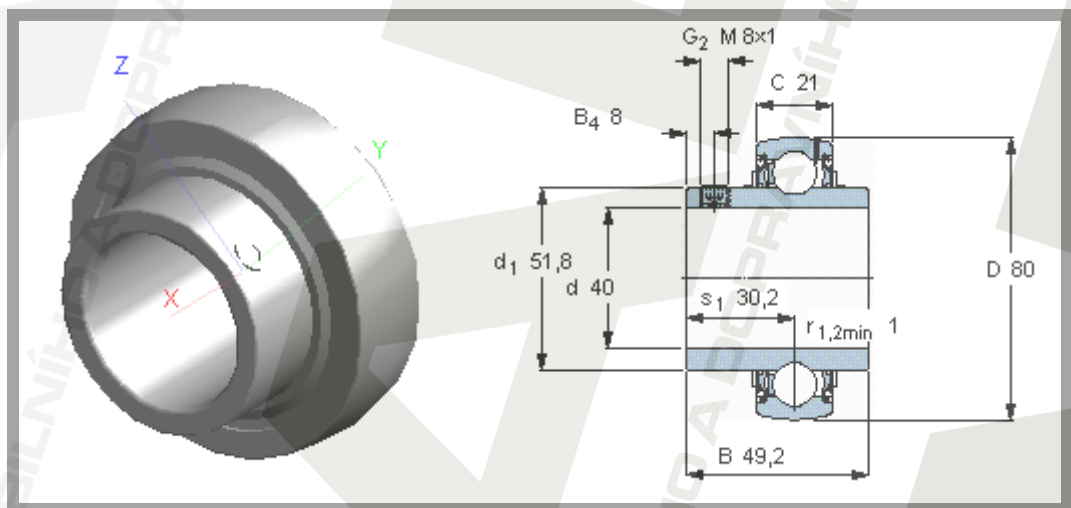
(63)

- známé parametry:  $\sigma_{O_{dov}}=80\text{Mpa} \dots \dots \dots$  voleno v kap. 4.2.2  
 $\sigma_{O_{max4}}=38,2\text{MPa} \dots \dots$  vypočteno dle rce. (62)

- osa bubnu je dostatečně dimenzovaná

### 4.3 Kontrola životnosti ložisek hnané osy

#### 4.3.1 Typ ložiska



Obr. 5.1 Ložisko YAR 208-2F [11]

- v kap. 2.3.4 volena ložisková jednotka s označením SYK 508, které odpovídá **ložisko Y s ozančením YAR 208-2F** (obr. 5.1) společnosti SKF, někdy označováno jako vkládací ložisko, je to v zásadě kuličkové ložisko s těsněním řad 62 a 63 s kulovým povrchem vnějšího kroužku.

#### 4.3.2 Výpočet trvanlivosti ložiska

- pro výpočet trvanlivosti ložisek jsem užil interaktivního programu firmy SKF dostupného z [16]. Výstup, neboli výsledek je uveden v následující tab. 5.1.

Tab. 5.1 Výstup z programu pro výpočet trvanlivosti ložisek společnosti SKF [16]

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost				Trvanlivost ložiska	
Ložisko	YAR 208-2F			Ložisko	YAR 208-2F
C [kN]	30.7			d [mm]	40
C <sub>0</sub> [kN]	19			D [mm]	80
f <sub>0</sub>	14			C [kN]	30.7
F <sub>r</sub> [kN]	12.6			P <sub>u</sub> [kN]	0.8
F <sub>a</sub> [kN]	0			P [kN]	12.6
	<input type="button" value="Vypočítat"/>			n [min <sup>-1</sup> ]	76.4
e	0.29			v [mm <sup>2</sup> /s]	1565
X	1			Zvolit η <sub>c</sub>	<input type="button" value="Vypočítat"/>
Y	0	X <sub>0</sub>	0.6	<input type="text" value="0.95"/>	
P [kN]	12.6	Y <sub>0</sub>	0.5	L <sub>10</sub>	14
L <sub>10</sub> [Milióny otáček]	14	P <sub>0</sub> [kN]	12.6	L <sub>10h</sub>	3160

- z tab. 5.1 plyne, že při vypočteném zatížení ložisko YAR 208-2F vydrží 3160hod.



## 5 Vyhodnocení funkčnosti dopravníku pro různé zrnitosti a vlhkosti písku

Jeden z prvních volených parametrů při výpočtu je velikost sypného úhlu, z čehož plyne, že sypný úhel je volen s ohledem na dopravovaný materiál. S tímto faktem souvisí i volba šířky pásu, která nám limituje do jaké zrnitosti materiálu je tato šířka pásu vhodná. V mém případě je šířka pásu 500mm, čemuž je dle literatury [6] doporučena maximální délka hrany materiálu (zrna) 90mm. Obecně platí, čím větší zrnitost materiálu, tím více nám roste velikost sypného úhlu a to na základě zvětšování se smykové plochy, respektive dosahujeme většího součinitele smykového tření. Na velikostech zrn závisí i volba dopravní rychlosti (čím větší délka hrany zrna, tomu odpovídá snížení dopravní rychlosti). V mém případě se nejedná o nějaké kritické hodnoty zrnitosti, tudíž navržený dopravník **je schopen při zachování stejné dopravní rychlosti bez problémů dopravovat křemenný písek do zrnitosti 90mm**. Ale k takové zrnitosti ani nedojde, jelikož zrnitosti křemenných písků se pohybují řádově v tisícinách, setinách, desetínách a jednotkách milimetrů.

Abych byl schopen posoudit funkčnost stroje pro různé vlhkosti písku, postupoval jsem následovně. Uvažoval jsem dva krajní extrémy suchý a mokrý písek, pro které jsem výpočet opakoval s uvažováním jiných odpovídajících sypných hmotností a jiných sypných úhlů pomocí programu MathCAD, kde mám celý výpočet pásového dopravníku shodný s výpočtem uvedeným v této práci. Po získání výsledků a následným porovnáním a to i s výpočtem pro vlhký písek jsem došel k paradoxu, že při uvažování vlhkého písku působí větší síly, vznikají větší odpory a celkově působí větší zatížení než při uvažování dopravy mokrého písku. Z tohoto důvodu uvažuji v mé práci dopravu vlhkého písku. Následně jsem si tento paradox objasnil. Jelikož sypné hmotnosti se o moc neliší je to způsobeno větší odlišností sypného úhlu mokrého písku oproti sypnému úhlu vlhkého písku. Pro lepší představu jsem vypracoval tab. 6.1, kde je již zmíněné porovnání vypočtených hodnot pro suchý, vlhký a mokrý křemenný písek.

Při případné dopravě suchého písku je z tab. 6.1 zřetelný pokles zatížení dopravníku, velikostí sil a tím i snížení veškerých odporů. Na základě těchto vypočtených hraničních hodnot, které splňují veškeré funkční a pevnostní podmínky obsažené ve výpočtu a jejich porovnáním lze říci, že navržený pásový dopravník je **schopen dopravovat jak suchý i mokrý písek, tak bez problémů i písek o různé vlhkosti**.

Tab. 6.1 Porovnání vypočtených hodnot pro suchý a vlhký materiál

↓parametry dopravníku / dopravovaný materiál→	Suchý křemenný písek	Vlhký křemenný písek	Mokrý křemenný písek
	Sypný úhel a sypná hmotnost		
	$\alpha=30[^\circ]$	$\alpha=35[^\circ]$	$\alpha=26[^\circ]$
	$\rho=1300$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$\rho=2000$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$\rho=2100$ [kg.m <sup>-3</sup> ]
DOPRAVNÍ VÝKON			
Hmotnostní dopravní výkon $l_m$ [kg.h <sup>-1</sup> ]	155010	274740	244090

ZATÍŽENÍ			
Hmotnost nákladu na 1m dopravního pásu $q_G$ [kg.m <sup>-1</sup> ]	26,91	47,75	42,38
Velikost spojitého zatížení působící na buben $q$ [N.m <sup>-1</sup> ]	19810	50542,14	38210
<b>VELIKOST VYBRANÝCH SIL</b>			
Obvodová síla $F_U$ [N]	4243	7264,16	6454
Maximální obvodová hnací síla $F_{Umax}$ [N]	5515	9443,4	8390
Síla ve vratné větvi $F_2$ [N]	2194	7913,83	5356
Největší tahová síla v pásu $F_{max}(F_1)$ [N]	7710	17357,24	13750
Napínací síla $F_{nap}$ [N]	5396	14819,8	9704,1
Velikost sil (reakcí) $F_{a1}, F_{b1}, F_{a2}, F_{b2}, F_c, F_d$ [N]	4952	12635,54	9552
<b>VELIKOST ODPORŮ</b>			
Velikost hlavních odporů $F_H$ [N]	325,834	474,539	436,209
Velikost vedlejších odporů $F_N$ [N]	119,5	202,155	173,716
Odpor k překonání dopravní výšky $F_{St}$ [N]	2904	5152,7	4573
Velikost přidavných odporů $F_{S1}+F_{S2}$ [N]	186,21	204,1	195,34
<b>VELIKOST BEZPEČNOSTÍ</b>			
Bezpečnost bubnu v místě největšího ohybového momentu (řez A) $k_b$ [-]	173,9	66,7	90
Bezpečnost osy bubnu v místě největšího ohybového momentu (řez B) $k_{O1}$ [-]	11,4	4,47	5,9
Bezpečnost osy bubnu (řez C) $k_{O2}$ [-]	6,6	2,5	3,4
Bezpečnost osy bubnu (řez D) $k_{O3}$ [-]	10,1	4,1	5,3

## 6 Závěr

Úkolem této práce byl návrh pásového šikmého dopravíku pro přepravu křemenného písku. Návrh a funkční výpočet (kap. 3) je proveden v souladu s normou ČSN ISO 5048. Na základě tohoto výpočtu byl zvolen jako pohon dopravíku elektrobuben od firmy Interroll o výkonu 15KW a další důležité části dopravíku.

S ohledem na rozbor a výpočet (kap. 6) dopravy materiálu o různých vlhkostech a zrnitostech jsem došel k závěru, že dopravík je schopen dopravovat křemenný písek o různých vlhkostech i písek s rozmanitou zrnitostí.

Návrh hnané osy osazené hnaným bubnem byl ověřen pevnostním výpočtem, kterému vyhověl a je schopen odolávat danému zatížení.

V příložené výkresové dokumentaci jsou obsaženy požadované výkresy, z kterých je mimo jiné zřejmé i řešení a návrh mechanického způsobu napínání pásu pomocí šroubu.

Na závěr se dá říci, že tato práce vyhověla všem kladeným požadavkům a zadání.

## 7 Seznam použité literatury

### KNIHY:

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s. ISBN 1524.
- [2] JANOVSKÝ, Lubomír; PODIVÍNSKÝ, Vítězslav. *Transportní zařízení*. 1. vyd. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1976. 286 s. ISBN 401-2185.
- [3] JASAŇ, Vincent; KOŠÁBEK, Juraj; SZUTTOR, Norbert. *Teória dopravných a manipulačných zariadení*. 1. vyd. Bratislava : Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1989. 374 s. ISBN 80-05-00125-8.
- [4] DRAŽAN, F.; JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha : SNTL, 1979. 454 s. DT 621.86/.87.
- [5] VÁVRA, Pavel, a kol. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. 2. vyd. Praha : SNTL, 1984. 672 s.
- [6] HAVELKA, Zdeněk. *Pásový dopravník*. 1. vyd. Praha : SNTL, 1967. 20 s.

### NORMY:

- [7] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů : Pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha : Český normalizační institut, 1989. 16 s.

### WEBOVÉ STRÁNKY:

- [8] KEMKA, V. *Dopravní a zdvihací stroje* [online]. [cit. 2010-03-17]. Dostupné z WWW: <[http://www.informatorium.cz/\\_data/stavba\\_stroju.pdf](http://www.informatorium.cz/_data/stavba_stroju.pdf)>
- [9] *Gumex.cz* [online]. [cit. 2010-03-19]. Dopravníkové pásy. Dostupné z WWW: <<http://www.gumex.cz/ep315-2-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-24575.html>>.
- [10] *Interroll.cz* [online]. [cit. 2010-03-19]. Motorised Pulleys 220-801. Dostupné z WWW: <[http://www.interroll.cz/document\\_show.cfm/BH\\_beltdrives\\_catalogue\\_en?m=c\(632\)cl\(2\)cv\(200304070900\)&ext=.\\*](http://www.interroll.cz/document_show.cfm/BH_beltdrives_catalogue_en?m=c(632)cl(2)cv(200304070900)&ext=.*)>.
- [11] *Skf.com* [online]. [cit. 2010-04-12]. Y-bearing plummer block units. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1> <=en&newlink=6\_1\_20a>.
- [12] *Autorep.cz* [online]. 2009 [cit. 2010-03-23]. Spojování pásů. Dostupné z WWW: <<http://www.autorep.cz/spojovani-pasu/tezky-prumysl>>.



[13] *Gtktupesy.cz* [online]. [cit. 2010-03-23]. Válečky pásových dopravníků.  
Dostupné z WWW:  
<<http://www.gtktupesy.cz/valecky-pasovych-dopravniku/valecky.php>>

[14] *Tranza.cz* [online]. 2008 [cit. 2010-03-23]. Pražce. Dostupné z WWW:  
<<http://www.tranza.cz/cs/dopravni-komponenty/prazce/>>.

[15] *Dopravnipasy.com* [online]. [cit. 2010-03-23]. Čelní stěrače polyuretanové.  
Dostupné z WWW: <<http://www.dopravnipasy.com/index.php?menu=245>>.

[16] *Skf.com* [online]. [cit. 2010-04-12]. Trvanlivost ložisek. Dostupné z WWW:  
<<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/calculationsFilter?lang=cs&newlink=&prodid=&action=Calc1>>.

## 8 Seznam použitých symbolů

Označení	Název	Jednotka
$a_o$	Rozteč horních válečkových stolic	m
$a_u$	Rozteč dolních válečkových stolic	m
A	Dotyková plocha mezi pásem a čističem	m <sup>2</sup>
b	Ložná šířka pásu, využitelná šířka pásu	m
B	Šířka dopravního pásu	m
$d_t$	Tloušťka pásu	m
$D_o$	Vnější průměr pláště bubnu	m
$D_i$	Vnitřní průměr pláště bubnu bez osazení	m
$d_1$	Průměr osy v místě B	m
$d_2$	Průměr osy v místě C	m
$d_3$	Průměr osy v místě D	m
e	Základ přirozeného logaritmu	-
f	Globální součinitel tření	-
F	Průměrný tah pásu na bubnu	N
$F_1$	Tah v pásu v horní větvi nabíhající na bubnu	N
$F_2$	Tah v pásu v dolní větvi sbíhajícího z bubnu	N
$F_{a1}$	Reakční síla působící na plášť bubnu	N
$F_{2min}$	Nejmenší tahová síla v pásu ve sbíhající větvi	N
$F_{a2}$	Reakční síla působící na osu	N
$F_{b1}$	Reakční síla působící na plášť bubnu	N
$F_{b2}$	Reakční síla působící na osu	N
$F_c$	Reakční síla působící na osu v místě umístění ložiska	N
$F_d$	Reakční síla působící na osu v místě umístění ložiska	N
$F_{dov}$	Dovolená síla v pásu	N
$F_f$	Odpor tření mezi dopra. hmotou a bočním vedením v $l_b$	N
$F_H$	Hlavní odpor	N
$F_{max}$	Největší tahová síla v pásu	N
$F_{min}$	Nejmenší tahová síla v pásu	N
$F_{dmin}$	Nejmenší tah. síla v pásu v dolní větvi s omezením na	N
$F_{hmin}$	Nejmenší tah. síla v pásu v horní větvi s omezením na	N
$F_N$	Vedlejší odpor	N
$F_o$	Odpor ohybu pásu na bubnech	N
$F_{St}$	Odpor k překonání dopravní výšky	N
$F_t$	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	N
$F_U$	Zvětšená obvodová síla na poháněcím bubnu	N
$F_{Umax}$	Maximální obvodová síla	N
$F_{Up}$	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	N
$F_\epsilon$	Odpor vychýlených bočních válečků	N
g	Tíhové zrychlení	m.s <sup>-2</sup>
$(h/a)_{adm}$	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými	-
H	Dopravní výška	m
$I_m$	Hmotnostní dopravní výkon	kg.h <sup>-1</sup>
$I_v$	Objemový dopravní výkon	m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
k	Součinitel sklonu	-
$k_b$	Bezpečnost v místě max. ohybového momentu u bubnu	-

$k_{01}$	Bezpečnost v místě max. ohybového momentu u osy	-
$k_{02}$	Bezpečnost v místě C	-
$k_{03}$	Bezpečnost v místě D	-
$k_1$	Součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně	-
$l_b$	Urychlovací délka	m
$l_{bmin}$	Minimální urychlovací délka	m
$L$	Délka dopravníku	m
$L_a$	Délka spojitého zatížení	m
$L_b$	Vzdálenost působišť sil $F_{a1}$ a $F_{b1}$ od spojitého zatížení $q$	m
$L_d$	Vzdálenost působišť $F_{a2}$ a $F_{b2}$	m
$L_e$	Vzdálenost působišť sil $F_c$ a $F_{a2}$ a současně $F_{b2}$ a $F_d$	m
$L_f$	Vzdálenost působišť síly $F_c$ a místa D osy	m
$M_{Omax}$	Ohybový moment v místě max. ohybového momentu u	N.m
$M_{Omax2}$	Ohybový moment v místě max. ohybového momentu u	N.m
$M_{Omax3}$	Ohybový moment v místě C	N.m
$M_{Omax4}$	Ohybový moment v místě D	N.m
$n_h$	Počet válečkových stolic v horní větvi	ks
$n_d$	Počet válečkových stolic v dolní větvi	ks
$P_A$	Provozní výkon na poháněcím bubnu	W
$P_M$	Provozní výkon poháněcího motoru	W
$q$	Spojité zatížení	$N.m^{-1}$
$q_1$	Hmotnost rotujících částí jednoho válečku v horní větvi	kg
$q_2$	Hmotnost rotujících částí jednoho válečku v dolní větvi	kg
$q_B$	Hmotnost 1 m dopravního pásu	$kg.m^{-1}$
$q_G$	Hmotnost nákladu na 1 m dopravního pásu	$kg.m^{-1}$
$q_{RO}$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve	kg
$q_{RU}$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve	kg
$Q$	Dopravní výkon	$kg.h^{-1}$
$R_m$	Pevnost pásu na 1 mm šířky	$N.m^{-1}$
$S$	Plocha průřezu náplně pásu	$m^2$
$S_1$	Průřez náplně vrchlíku	$m^2$
$S_2$	Průřez náplně v korýtku	$m^2$
$S_K$	Skutečná plocha průřezu náplně pásu	$m^2$
$S_T$	Teoretický průřez náplně	$m^2$
$T$	Posouvající síly	N
$v$	Dopravní rychlost	$m.s^{-1}$
$v_0$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pásu	$m.s^{-1}$
$W_{O1}$	Model průřezu v ohybu v místě A	$m^3$
$W_{O2}$	Model průřezu v ohybu v místě B	$m^3$
$W_{O3}$	Model průřezu v ohybu v místě C	$m^3$
$W_{O4}$	Model průřezu v ohybu v místě D	$m^3$
$\alpha$	Sypný úhel dopravovaného materiálu	°
$\delta$	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu pásu	°
$\sigma_{dov}$	Dovolené ohybové napětí materiálu	MPa
$\sigma_{Omax1}$	Maximální ohybové napětí namáhající buben	MPa
$\sigma_{Omax2}$	Maximální ohybové napětí namáhající osu	MPa
$\sigma_{O3}$	Ohybové napětí namáhající osu v místě C	MPa
$\sigma_{O4}$	Ohybové napětí namáhající osu v místě D	MPa
$\varepsilon$	Úhel vychýlení osy válečku v k rovině kolmé k podélné	°

$\eta$	Účinnost elektrobubnu	-
$\theta$	Dynamický sypný úhel	°
$\beta$	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových	°
$\mu$	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
$\mu_0$	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem	-
$\mu_1$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem	-
$\mu_2$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi	-
$\mu_3$	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	-
$\xi$	Součinitel rozběhu	-
$\rho$	Sypná hmotnost dopravované hmoty	kg.m <sup>-3</sup>
$\varphi$	Úhel opásání bubnu	rad



## 9 Seznam obrázků

Obr. 2.1 Schéma pásového dopravníku .....	14
Obr. 2.2 Dopravní pás EP315/2 .....	15
Obr. 2.3 Metoda Flexco Bold Solid Plate.....	16
Obr. 2.4 Elektrobuben firmy Interroll.....	17
Obr. 2.5 Těleso pro uložení elektrobubny typu TM401 .....	17
Obr. 2.6 Ložisková jednotka s ozn. SYK 508 .....	18
Obr. 2.8 Řez hladkým nosným válečkem .....	19
Obr. 2.7 Dopadový váleček s gumovými prstenci vpravo, hladký nosný váleček vlevo .....	19
Obr. 2.8 Základní typy válečkových stolic .....	20
Obr. 2.9 Dvouválečková stolice od firmy GTK s.r.o. ....	21
Obr. 2.10 Uchytení stolic ke konstrukci .....	21
Obr. 2.11 Umístění stěrače .....	22
Obr. 2.12 Polyuretanový stěrač firmy AB Technology .....	23
Obr. 2.13 Napínání pomocí šroubu .....	24
Obr. 2.14 Napínací zařízení .....	24
Obr. 2.15 Svařovaná konstrukce dopravníku .....	25
Obr. 3.1 Průřez náplně pásu .....	27
Obr. 3.2 Schéma sil v pásu .....	36
Obr. 4.1 Průběh VVÚ hnaného bubnu.....	40
Obr. 4.2 Průběh VVÚ osy hnaného bubnu .....	43
Obr. 5.1 Ložisko YAR 208-2F.....	47

## 10 Seznam tabulek

Tab. 2.1 Údaje o zvoleném pásu.....	15
Tab. 2.2 Výkonové parametry .....	16
Tab. 2.3 Rozměry elektrobubny TM401 .....	17
Tab. 2.4 Rozměry tělesa .....	17
Tab. 2.5 Rozměry ložiskové jednotky SYK 508 pro průměr hřídele 40mm .....	18
Tab. 2.6 Základní rozměrové parametry válečku + typ ložiska.....	19
Tab. 2.7 Délky válečků pro šířku pásu 500mm.....	20
Tab. 2.8 Rozměry stolice.....	22
Tab. 5.1 Výstup z programu pro výpočet trvanlivosti ložisek společnosti SKF .....	48
Tab. 6.1 Porovnání vypočtených hodnot pro suchý a vlhký materiál.....	49

## 11 Seznam příloh

### 11.1 Seznam výkresů

Výkres sestavy: 0-3P22-00-00

Detailní výkres osy hnaného bubnu: 3-3P22-03-01

Výkres svarku stojiny: 4-3P22-05-01

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ