

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRANÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK KŘEMENNÉHO PÍSKU

Belt conveyor quartz sand

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JIŘÍ HOLOMEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK.Ph.D

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jiří Holomek

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 křemenný písek

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for quartz sand

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadaný materiál.

Dopravní výkon 85 000kg.h-1

Osová vzdálenost přesypů 49m

Výškový rozdíl 9,5m

Dopravovaný materiál: křemenný písek

Cíle bakalářské práce:

Proved'te funkční výpočet dopravníku, určení hlavních rozměrů, navrhnete pohon dopravníku.

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

Vyřešte mechanické napínání pásu dopravníku.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku, svarek stojiny,

detailní výkres hřídele hnaného bubnu.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení.
3. Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: Jeřáby.
4. Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení.
5. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
6. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 8.11.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pásového dopravníku pro dopravu křemenného písku. Cílem bakalářské práce je návrh pásového dopravníku a výpočet pásového dopravníku podle zadaných hodnot. Dopravní výkon $85\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, zadanou osovou vzdálenost přesypů 49 metrů a výškový rozdíl 9,5 metrů.

Práce obsahuje funkční výpočet provedený dle normy ČSN ISO 5048 z roku 1994, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu. Dále také návrh napínacího zařízení a pevnostní výpočet hřídele napínacího bubnu. Dále je výkresová dokumentace dle zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, křemenný písek, nosné válečky, válečková stolice, pohon dopravníku, hnaný buben, napínací zařízení.

ABSTRAKT

This thesis describes the design of a belt conveyor for transport quartz sand. The aim of this work is the calculation of a conveyor belt conveyor belt according to the specified values. Transport capacity $85,000\text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, the specified center distance dunes 49 meters difference in altitude of 9.5 meters.

The work includes functional calculation carried out according to ISO 5048, 1994, identifying the main dimensions and design of the actuator. We also design the tensioning device and stress analysis of shaft tensioning drum. Further drawings as required.

KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, quartz sand, conveyor rollers, roller mill, conveyor drive, powered by a drum tensioning device.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Holomek, J. *Pásový dopravník pro křemenný písek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 51 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2013

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady, které mi poskytl při zpracování bakalářské práce. Dále rodičům za jejich podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	11
1 Pásové dopravníky.....	12
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	12
1.2 Schéma pásového dopravníku	13
2 Konstrukce pásového dopravníku	13
2.1 Rám dopravníku.....	13
2.2 Konstrukce stojiny	14
2.3 Napínací zařízení	14
2.4 Hnaný buben	15
3 Použité komponenty	16
3.1 Pás dopravníku.....	16
3.1.1 Pás dopravníku obecně	16
3.1.2 Volba pryžového pásu	16
3.2 Válečková stolice	17
3.2.1 Volba nosné válečkové stolice	17
3.2.2 Volba vratné válečkové stolice.....	18
3.3 Válečky	19
3.3.1 Volba válečků	19
3.4 Napínací ložisko	20
3.5 Hnací buben	21
3.5.1 Volba hnacího bubnu.....	22
3.5.2 Ukotvení hnacího bubnu.....	23
3.6 Čistič pásu.....	23
3.6.1 Volba čističe pásu.....	24
4 Funkční výpočet	24
4.1 Sklon dopravníku	25
4.2 Volby rychlosti dopravního pásu	25
4.3 Volba sypné hmotnosti přepravovaného materiálu	25
4.4 Teoreticky potřebná plocha průřezu náplně.....	26
4.5 Volba pásu	26
4.6 Celková plocha průřezu náplně.....	26
4.6.1 Plocha průřezu náplně S_1	26
4.6.2 Plocha průřezu náplně S_2	27
4.7 Skutečná plocha průřezu náplně	27
4.7.1 Součinitel sklonu	27



4.8	Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	28
4.9	Objemová výkonnost	28
4.10	Hmotnostní výkonnost	28
4.11	Kontrola dopravovaného množství materiálu	28
4.12	Teoretická obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	28
4.12.1	Hlavní odpory	29
4.12.2	Vedlejší odpory	30
4.12.3	Přídavné hlavní odpory.....	32
4.12.4	Odpor vychýlených bočních válečků	32
4.12.5	Přídavné vedlejší odpory	32
4.12.6	Odpor k překonání dopravní výšky	33
4.13	Zvětšení potřebné obvodové síly na hnacím bubnu.....	33
4.14	Potřebný provozní výkon hnacího bubnu	34
4.15	Potřebný provozní výkon motoru.....	34
4.16	Návrh pohonu	34
4.17	Stanovení sil v pásu.....	34
4.17.1	Přenos obvodové síly na hnacím bubnu	35
4.17.2	Maximální obvodová hnací síla.....	35
4.17.3	Minimální tahová síla pro horní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu	35
4.17.4	Minimální tahová síla pro dolní větev s ohledem na omezení průvěsu pásu	35
4.17.5	Největší tahová síla v pásu	36
4.17.6	Pevnostní kontrola pásu.....	36
4.17.7	Tah v pásu v nosné větvi	36
4.17.8	Tah v pásu ve vratné větvi.....	36
4.17.9	Velikost napínací síly	36
4.17.10	Výsledná síla namáhající buben.....	36
5	Pevnostní výpočty	37
5.1	Pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu	37
5.1.1	Zatížení hřídele hnaného bubnu s průběhem VVÚ	37
5.1.2	Síly působící na osu v bočnicích	38
5.1.3	Kontrola nebezpečných míst	39
5.1.4	Maximální ohybový moment na hřídeli	39
5.1.5	Modul průřezu v ohybu v bodě 1.....	39
5.1.6	Maximální ohybové napětí	39
5.1.7	Součinitel bezpečnosti v ohybu v bodě 1.	39
5.1.8	Ohybový moment v bodě 2	40



5.1.9	Modul průřezu v ohybu v bodě 2.....	40
5.1.10	Ohybové napětí v bodě 2.....	40
5.1.11	Součinitel bezpečnosti v ohybu.....	40
5.2	Návrh a kontrola napínacího šroubu.....	40
5.2.1	Síla působící na napínací šroub.....	41
5.2.2	Poloměr setrvačnosti napínacího šroubu.....	41
5.2.3	Kvadratický moment průřezu napínacího šroubu.....	41
5.2.4	Plocha průřezu napínacího šroubu.....	41
5.2.5	Štíhlost napínacího šroubu.....	41
5.2.6	Redukovaná délka šroubu.....	42
5.2.7	Kritická síla dle Eulera.....	42
5.2.8	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability.....	43
5.3	Kontrola ložisek napínacího bubnu.....	43
5.3.1	Základní trvanlivost ložisek.....	43
5.3.2	Trvanlivost ložisek v hodinách.....	43
6	Posouzení funkce dopravníku pro různou vlhkost a zrnitost.....	44
	Závěr.....	45
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	47
	Seznam příloh.....	51



ÚVOD

V dnešní době je kladen důraz na to, aby práce, která musí být provedena, ať už strojem nebo lidskou prací, byla co nejmenší a nejefektivnější, z tohoto důvodu používáme zařízení, která pomohou danou operaci ulehčit nebo je nahradit složitějším strojem, který zvládá více operací najednou.

Jedním z těchto strojů jsou i stroje pro přepravu materiálu, ať už kusového nebo kontinuálního sypkého, kusové materiály, jako například krabice, mohou být dopravovány pomocí válečkových stolic, robotických rukou nebo pásových dopravníků. Kontinuální materiál je možno dopravovat pomocí nákladních aut, což je ale neefektivní pokud se jedná o větší množství nebo jde-li o trvalou činnost, například v dolech, nebo na pracovištích, kde je nutné kontinuálně dodávat materiál.

Pásové dopravníky jsou stroje, které nám umožňují dopravovat materiál na velké vzdálenosti až do 5000 m a jejich dopravní výkon je až 20000 t/h. Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším zařízením pro přepravu sypkých látek, z důvodu jejich vysoké efektivity malé údržby a malé spotřeby energie.

Pásové dopravníky mohou být situovány do jakéhokoliv prostředí, pokud není překročen jejich maximální sklon, což bývá (12 až 23°) podle druhu dopravovaného materiálu a použitého pásu. Pás u pásových dopravníků tvoří jak tažný element, tak také nosný orgán pro přepravu materiálu.

Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším přepravním prostředkům sypkých látek vůbec, z tohoto důvodu jsou nejčastěji používány v místech, kde je nutná doprava sypkých látek na dlouhé vzdálenosti. [1]



1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Dle literatury [1] se dopravníky dělí

a) Podle tažného elementu (dopravního pásu):

- Dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC.
- Dopravníky s ocelovým pásem.
- Dopravníky s ocelogumovým pásem.
- Dopravníky s pásem z drátěného pletiva.

b) Podle tvaru dopravníku:

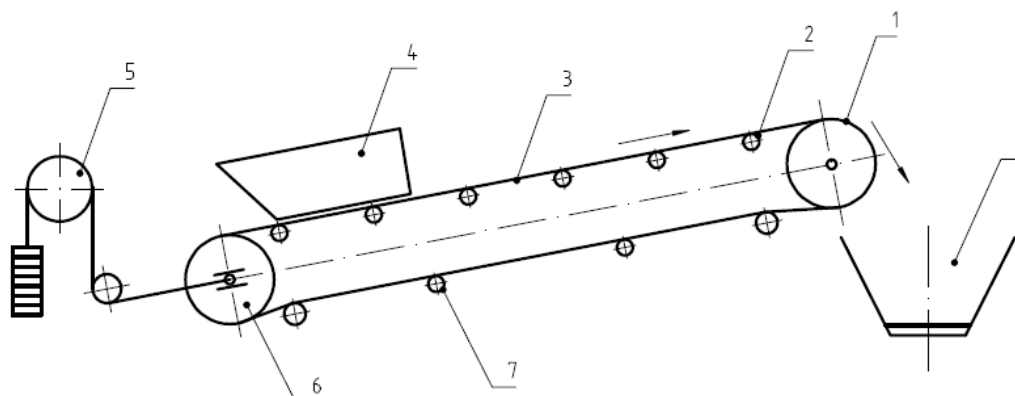
- Dopravníky vodorovné.
- Dopravníky šikmé.
- Dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný).
- Dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý).
- Dopravníky kombinované (např. s dvojí změnou směru - kombinace konkávního a konvexního).

c) Podle provedení nosné konstrukce:

- Dopravníky stabilní - ocelová konstrukce je pevně spojena se základem.
- Dopravníky pojízdné a přenosné - pro malá dopravní množství a malé doprav. délky.
- Dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní- vysoké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech.



1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku

- | | |
|-------------------|----------------------|
| 1. Hnací buben | 5. Napínací zařízení |
| 2. Horní válečky | 6. Hnaný buben |
| 3. Pás dopravníku | 7. Dolní válečky |
| 4. Násypka | 8. Výsypka |

2 KONSTRUKCE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1 RÁM DOPRAVNÍKU

Konstrukce pásového dopravníku je provedena tak, že hlavní nosnou částí jsou zvoleny 2 profily U140/B ČSN 42 5570 o délkách 4x10 m a 1x9 m. Pro spojení U profilu a zajištění požadované rozteče, která je nutná z důvodu montáže válečkových stolic, je použita čtvercová trubka bezešvá ocelová TR 4HR 60 x 5 – ČSN 425720.00. Jednotlivé segmenty dopravníku jsou svařeny Y svařem. Dále je rám vyztužen příhradovou konstrukcí, za použití profilů L 50x5 ČSN 42 5541.1. Pod příhradovou konstrukcí jsou navařeny patky, pro spojení dopravníku se stojinami.[3]

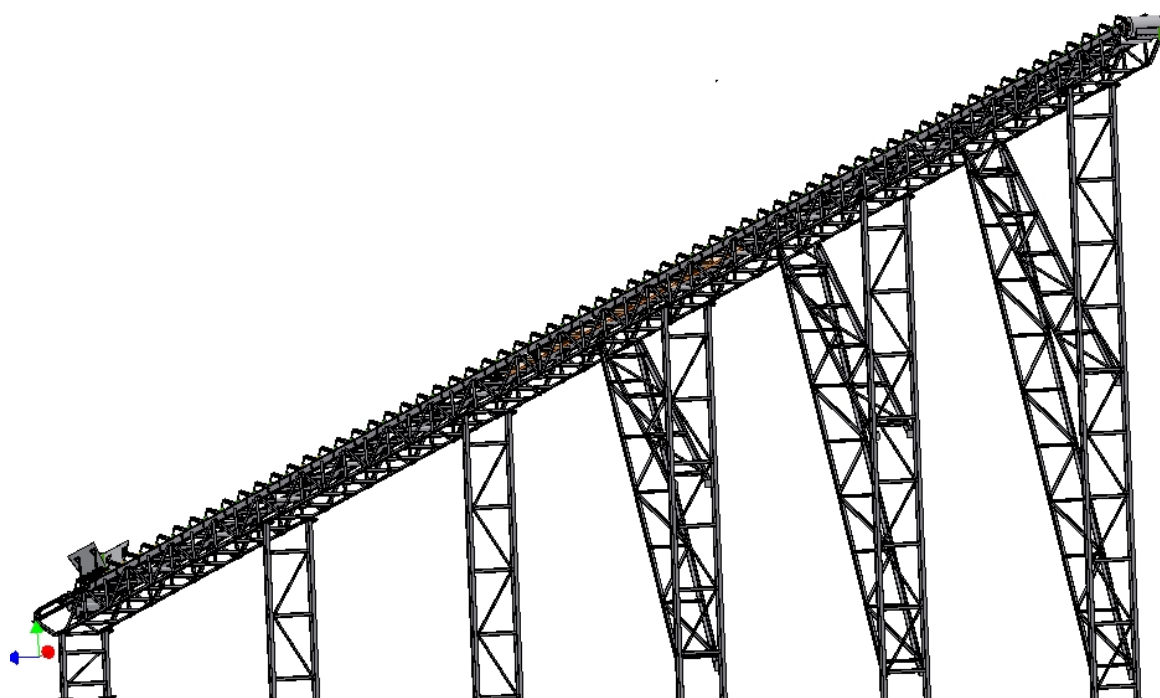


Obr. 2 Rám dopravníku



2.2 KONSTRUKCE STOJINY

Pásový dopravník podpírá celkem 6 stojin, hlavní nosnou část stojiny tvoří profily U140/B ČSN 42 5570. Pro spojení U profilu a zajištění rozteče jsou použity čtvercové bezešvé ocelové trubky TR 4HR 60 x 5 – ČSN 425720.00. Stojiny jsou vyztuženy příhradovou konstrukcí, která je tvořena z profilů L 30x3 ČSN 42 5541.1. Poslední 3 stojiny jsou vyztuženy pomocí vzpěr, které jsou tvořeny L 80x6 ČSN 42 5541.1. Stojiny jsou k rámu připevněny přes patky pomocí 4 šroubů.[3]



Obr. 3 Stojiny dopravníku

2.3 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

U pásových dopravníků je jedna z nejdůležitějších veličin napínací síla. Napínací síla musí zajistit to, aby při zatížení pásu dopravovaným materiálem nedocházelo k prokluzu pásu na hnacím bubnu, z tohoto důvodu je napínací zařízení nedílnou součástí každého pásového dopravníku.

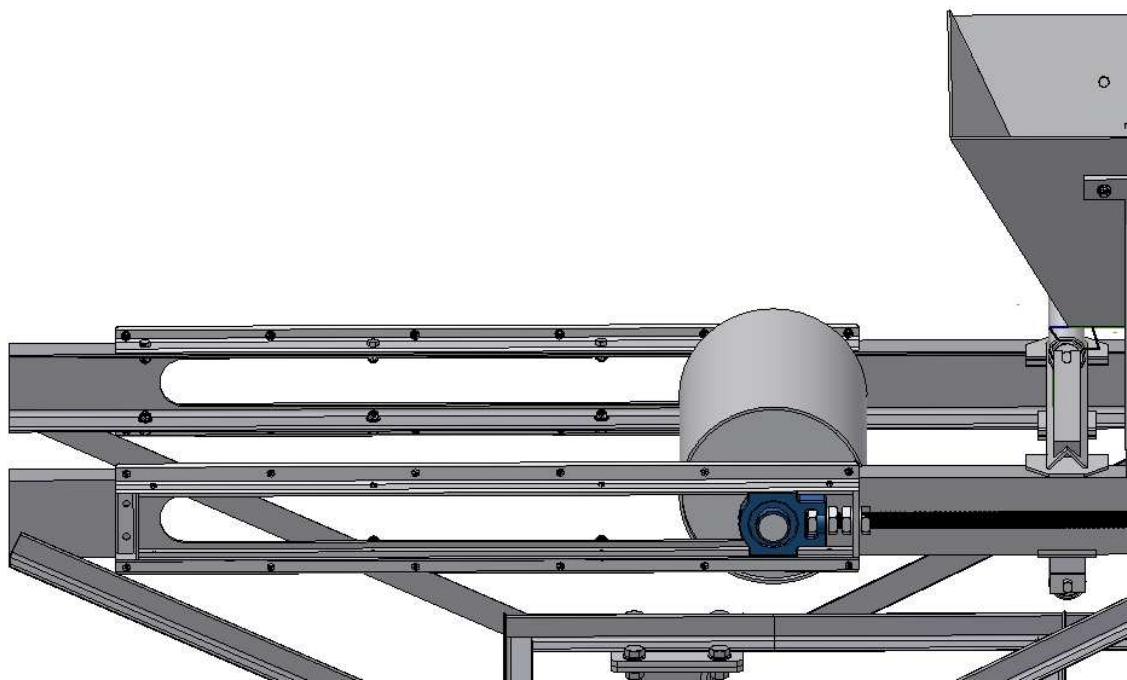


Napínací zařízení můžeme rozdělit dle [1]

- tuhá napínací zařízení (s napínacími šrouby)
- samočinná napínací zařízení se závažím
- samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení (pneumatická elektrická)

Na tomto typu dopravníku bylo zvoleno napínací zařízení tuhé s napínacím šroubem, a jako napínací buben byl použit buben hnáný. Hnaný buben je uložen přes napínací ložisko v saních a pomocí šroubu dochází ke změně polohy bubnu.

Změna polohy bubnu je vůči délce dopravníku velice malá. Napínání musí být prováděno na obou stranách a to tak, že buben musí mít osu rotace kolmou na osu pásového dopravníku, aby nedocházelo k sjíždění pásu. Velikost předpětí je pouze odhadovaná, pás napínáme tak dlouho, dokud není zajištěn přenos obvodové hnací síly.



Obr. 4 Napínací zařízení

2.4 HNANÝ BUBEN

Bývá uložen jako koncový v místě násypu materiálu. Je uložen v napínacích ložiscích. Hnaný buben je svarek, který je složený ze dvou bočnic, pláště a hřídele. Vnější průměr bubnu 320 mm, délka pláště 500 mm, tloušťka pláště 10 mm, průměr hřídele 70 mm.



3 POUŽITÉ KOMPONENTY

3.1 PÁS DOPRAVNÍKU

3.1.1 PÁS DOPRAVNÍKU OBECNĚ

Pás dopravníku je jedna z nejdůležitějších částí pásového dopravníku, protože tvoří jak tažný element, tak nosný orgán, z tohoto důvodu jsou na pás kladeny vysoké požadavky v oblasti pevnosti a otěruodolnosti. Na pás dopravníku dále působí přírodní a chemické vlivy.

Dopravní pás se skládá z kostry a z horní krycí vrstvy. Kostra bývá nejčastěji tvořena textilními vložkami z bavlny, polyamidu, případně z jejich kombinací. Textilní vložky jsou spojeny tenkými vrstvami z měkké pryže. Horní krycí vrstva má za úkol chránit kostru vůči abrazivním účinkům od přepravovaného materiálu a přírodním vlivům. Dolní krycí vrstva má za úkol chránit proti abrazivním účinkům nosných válečků a bubnů. Boční vrstva chrání před otíráním o boční lišty. [1]

Požadavky kladená na pás dopravníku:

- Vysoká odolnost proti opotřebení otěrem.
- Vysoká životnost.
- Vysoká podélná tuhost.
- Minimální navlhavost.
- Vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti.
- Schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání.

3.1.2 VOLBA PRYŽOVÉHO PÁSU

Byl zvolen pás od firmy GUMEX EP 250/2 dle zdroje [6]. Tento pás plně vyhovuje našemu pásovému dopravníku. Má vysokou odolnost proti opotřebení a dostatečnou pevnost. Parametry jsou uvedeny v Tab. 1

Tab.1 Základní parametry pásu Gumex EP 250/2

Typ/počet vložek	Šířka pásu (mm)	Síla pásu (mm)	Hmotnost pásu (kg/bm)	Pevnost pásu (N/mm)	Minimální průměr hnacího bubnu (mm)
EP 250/2	400	6,8	3,7	250	200



Obr. 5 Pás dopravníku GUMEX [6]

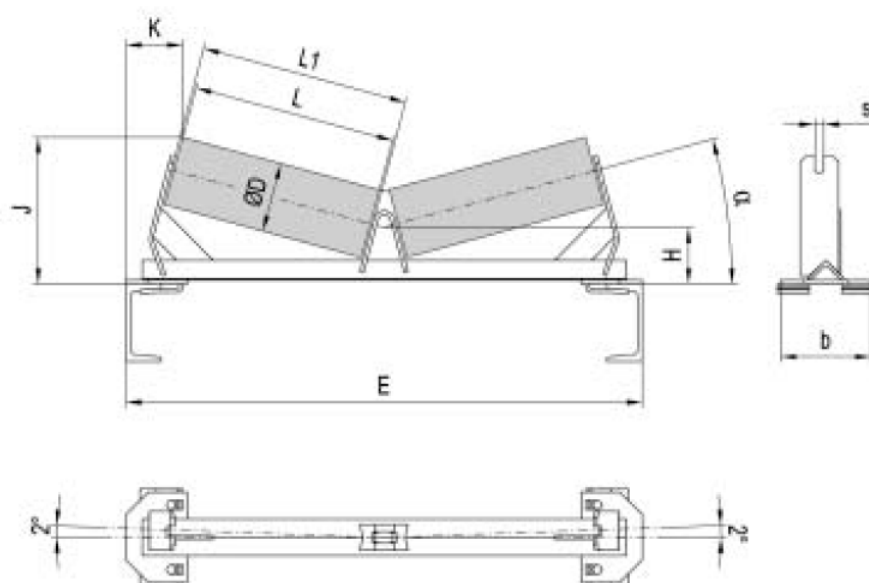
3.2 VÁLEČKOVÁ STOLICE

Nosná válečková stolice slouží k podpírání dopravníkového pásu a přenášeného materiálu. Vratné stolice slouží k podpírání spodní nezatížené větve. Jako nosné válečkové stolice jsou užívány korytkové stolice, které se skládají ze dvou, tří, či více válečků. Tyto válečky mohou mít různý úhel sklonu v závislosti na konstrukci válečkové stolice. Oproti tomu na spodní vratnou větev jsou nejčastěji užívány rovné válečkové stolice.

Válečkové stolice je možno doplnit o boční válečky, které zabráňují vybočení pásu pokud není zajištěna přesná montáž. Problémem však je, že dochází k opotřebení pásu po bočních stranách. [1]

3.2.1 VOLBA NOSNÉ VÁLEČKOVÉ STOLICE

Byla zvolena válečková stolice od firmy TRANSROLL-CZ, a.s. typu CCV-S se sklonem válečku 20° . Pro zlepšení vedení pásu jsou válečky vychýleny k ose pásu o 2° . Rozteč válečků v nosné větvi je 0,75 m a v oblasti násypu je rozteč válečkových stolic 0,25 m z důvodu dynamických sil dopadajícího materiálu. Hlavní výhodou těchto válečkových stolic je snadná montáž, nevyžaduje vrtání do konstrukce a dovoluje snadnou změnu polohy válečkové stolice.[7]



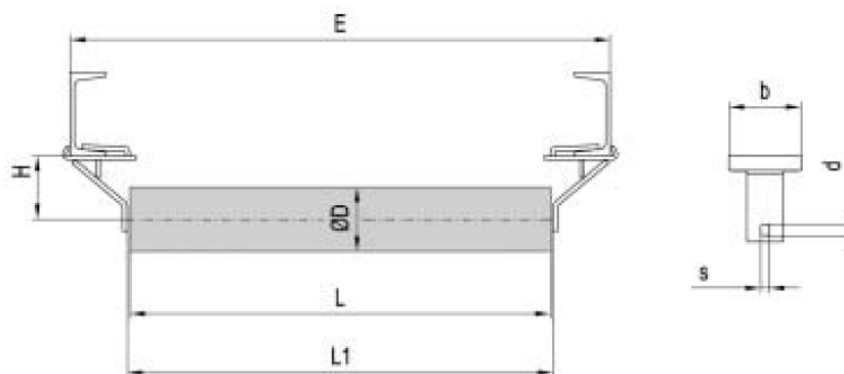
Obr. 6 Válečková stolice nosná Transroll CCV-S [7]

Tab.2 Rozměry nosné válečkové stolice Transroll CCV-S [7]

Šířka Pásu (mm)	α	Hodnoty (mm)										Hmotnost (kg)
		E	D	L	L	H	J	K	b	s	l	
400	20°	700	63,73,89	250	258	88	223	110	140	14	10-14	5,0

3.2.2 VOLBA VRATNÉ VÁLEČKOVÉ STOLICE

Byla zvolena válečková stolice od firmy TRANSROLL-CZ, a.s. typu RB-S, tyto válečkové stolice jsou vhodné pro montáž na U profil a není nutné vrtat do konstrukce.



Obr. 7 Válečková stolice vratná Transroll RB-S [7]



Tab.3 Rozměry vratné válečkové stolice Transroll RB-S [7]

Šířka Pásu (mm)	Hodnoty (mm)										Hmot nost (kg)
	E	D	L	L	H	b	d	b	s	l	
400	700	63,73,89,108	500	508	84	100	20	140	14	10-14	1,4

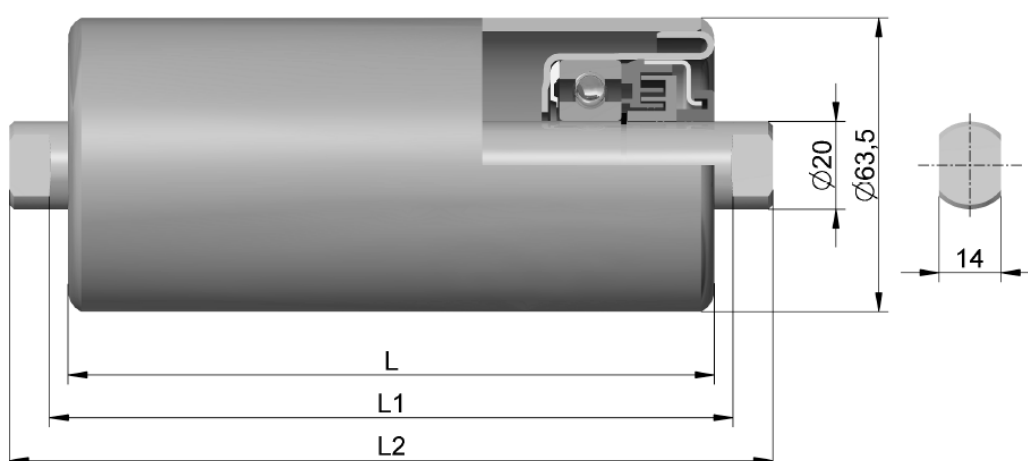
3.3 VÁLEČKY

Válečky jsou nedílnou součástí pásového dopravníku. V horní části dopravníku vytvářejí požadovaný profil, ve spodní větvi zajišťují vedení pásu. U válečku je největší důraz kladen na to, aby byl odpor proti otáčení co nejmenší a válečky byly dynamicky a staticky vyvážené. Je důležité, aby válečky byly dokonale utěsněny proti vnikání nečistot. [1]

3.3.1 VOLBA VÁLEČKŮ

Byly zvoleny hladké ocelové válečky s pevnou osou od firmy Transroll dle zdroje [8]

- pro nosnou větev F-063x250-6204
- pro vratnou větev F-063x500-6204



Obr. 8 Váleček hladký Transroll [8]



Tab.4 Rozměry válečků transroll v nosné stolici [8]

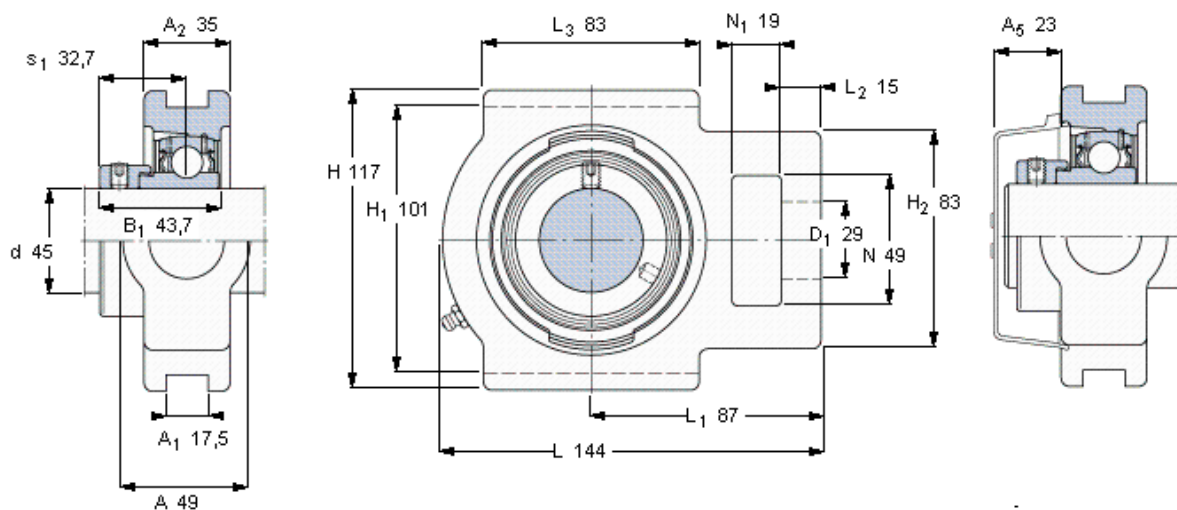
Typ válečků	Šířka pásu (mm)	Rozměry (mm)		Hmotnost (kg)	
		L ₁	L ₂	Rot. dílů	Celková
F-063x250-6204	400	258	276	1,4	2,2

Tab.5 Rozměry válečků transroll ve vratné stolici [8]

Typ válečků	Šířka pásu (mm)	Rozměry (mm)		Hmotnost (kg)	
		L ₁	L ₂	Rot. dílů	Celková
F-063x500-6204	400	508	546	2,5	4,0

3.4 NAPÍNACÍ LOŽISKO

Volba napínacího zařízení byla provedena v kap. 2.3. Dále bylo zvoleno napínací ložisko TU 45 FM, jehož parametry jsou uvedeny v tab. 6



Obr. 9 Napínací ložisko TU 45 FM [12]



Tab.6 Základní hodnoty napínacího ložiska SKF TU 50FM [12]

Ložisková jednotka	Těleso	Hmotnost (kg)	Základní dynamická únosnost C [KN]	Základní statická únosnost C0 [KN]
TU 45 FM	YET 209	2,45	33,2	21,5

3.5 HNACÍ BUBEN

Hnací buben slouží k přenosu sil na pás. Z důvodu lepšího přenosu sil a vyšších výkonů bývají bubny pogumované s drážkami nebo s keramickými destičkami. Tím dojde k zvětšení součinitele tření mezi bubnem a pásem.

Umístění hnacího bubnu bývá vždy na přepadové straně, a to z důvodu lepšího přenosu sil na pás, protože ta část pásu, která je zatížena, by měla být tažena hnacím bubnem. [1]

U menších dopravníků je možné použít elektrobuben. Elektrobuben obsahuje motor, převodová ústrojí a spojku uvnitř bubnu, z tohoto důvodu je použití elektrobubnu výhodnější.

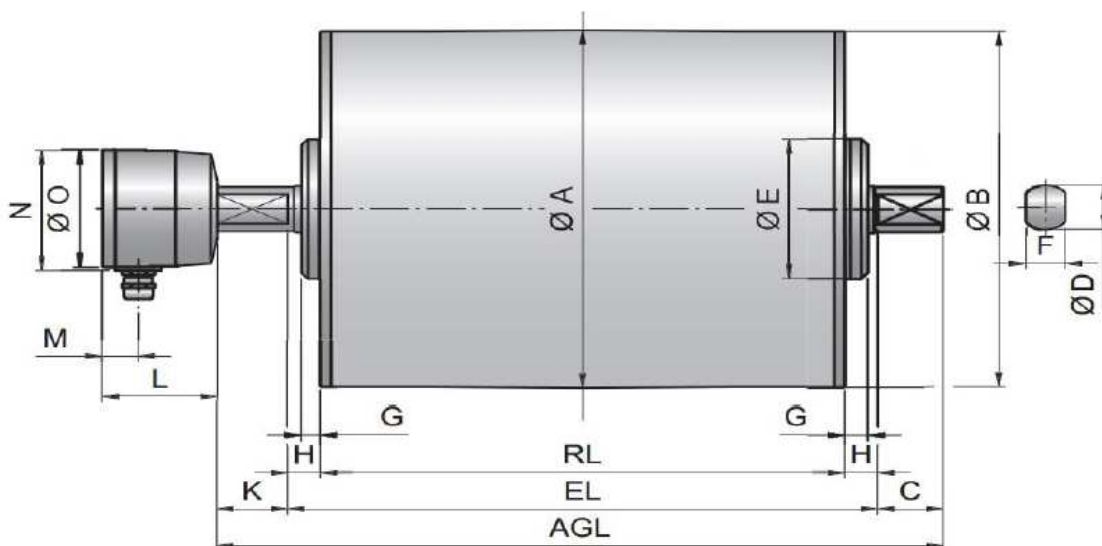


Obr. 10 Elektrobuben Rulmeca [9]



3.5.1 VOLBA HNACÍHO BUBNU

Z důvodu jednodušší montáže byl zvolen jako hnací buben elektrobuben. Podle výpočtu potřebného provozního výkonu pro poháněcí buben byl zvolen elektrobuben od firmy RULMECA typ 320M. Pro zlepšení součinitele tření mezi bubnem a pásem je elektrobuben opatřen pryžovým obložením se šípovým vzorem. Parametry elektrobubnu jsou uvedeny v tab. 7 Rozměry elektrobubnu jsou uvedeny v tab. 8



Obr. 11 Elektrobuben Rulmeca 320M [9]

Tab.7 Základní parametry elektrobubnu Rulmeca[9]

Typ	Výkon [kW]	Maximální radiální zatížení [N]	Kroutící moment [Nm]	Tah v pásu [N]
320M	7.5	20000	712	4453

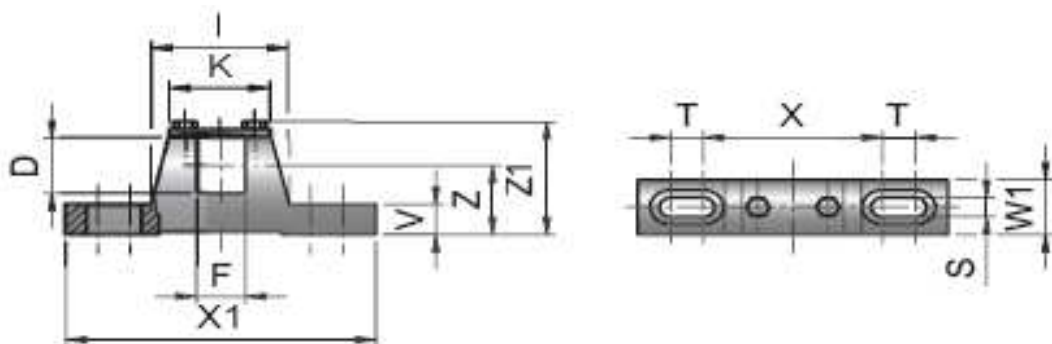
Tab.8 Základní rozměry elektrobubnu Rulmeca[9]

Typ	Rozměry (mm)														
	A	B	C	D	E	F	G	TS9/11	H	K	L	M	N	O	RL
320M	321	319	50	40	125	30	17,5	22,5	25	54	87	27	107	105	500



3.5.2 UKOTVENÍ HNACÍHO BUBNU

Pro uchycení hnacího bubnu byla zvolena montážní konzola nabízená od výrobce elektrobubnu firmy Rulmeca typu KL41-HD. Základní rozměry jsou uvedeny v tab. 9



Obr. 12 Montážní konzola KL41-HD [10]

Tab.9 Základní rozměry Montážní konzoly KL41-HD[10]

Typ	Materiál	Rozměry (mm)												Váha (kg)
		D	F	I	K	S	T	V	W ₁	x	x ₁	z	z ₁	
KL41-HD	Ocel	40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2,1

3.6 ČISTIČ PÁSU

Při provozu pásového dopravníku dochází k znečištění pásu, zvláště pokud je přenášená hmota vlhká nebo lepkavá. Při průchodu pásu vratnou větví dochází k tomu, že se znečištěná část pásu pohybuje po vratných válečcích. Z tohoto důvodu se na pásový dopravník instalují čističe pásu. Čistič pásu bývá z pravidla na začátku vratné větve. [1]



3.6.1 VOLBA ČISTIČE PÁSU

Byl zvolen čistič pásu od firmy A.B. technology s.r.o. typu CJ 1.1 dle zdroje [11]. Čistič pásu je umístěn na čelo hnacího bubnu, (15° až 20°) pod osu válce.



Obr. 13 Čistič pásu CJ 1.1 [11]

4 FUNKČNÍ VÝPOČET

Výpočet je proveden podle normy ČSN ISO5048 (2.vyd., 1989): Zařízení pro plynulou dopravu nákladů (Pásové dopravníky s nosnými válečky, výpočet výkonu a tahových sil)

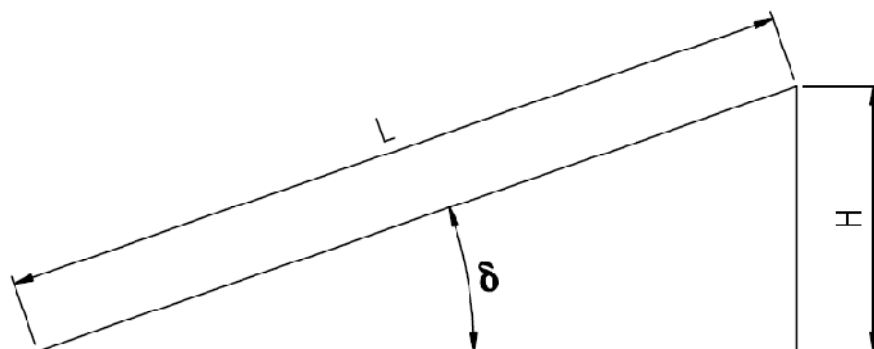
Pro výpočet uvažujeme dopravu vlhkého křemenného písku. Důvodem je, že vlhký písek způsobuje větší zatížení, proto je při dimenzování dopravníku a pohonu nutné počítat právě s ním.

Zadané parametry:

- Dopravní výkon $Q = 85000 \text{ kg.h}^{-1}$
- Osová vzdálenost přesypů $L = 49 \text{ m}$
- Výškový rozdíl $H = 9,5 \text{ m}$
- Dopravovaný materiál je křemenný písek



4.1 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 14 Sklon dopravníku

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

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

$$\delta = \arcsin \frac{9,5}{49}$$

$$\delta = 11^{\circ}10'$$

(1)

- Znamé parametry: $H=49 \text{ m}$...zadáno v kapitole 3
 $L=9,5 \text{ m}$...zadáno v kapitole 3
- Pro vlhký písek platí, že maximální hodnota sklonu dopravníku musí být nižší než 27° dle literatury [1] str. 151 tab. 8.5 ... VYHOVUJE.

4.2 VOLBY RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

Dle literatury [1] str. 148 tab. 8.3 je pro drobný neodírající materiál hodnota jmenovité dopravní rychlosti ($1,6 - 3,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Volím jmenovitou dopravní rychlost $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ z důvodu nižších odporů.

4.3 VOLBA SYPNÉ HMOTNOSTI PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Dle literatury [1] str. 151 tab. 8.5 je pro vlhký písek objemová sypná hmotnost

$\rho = 2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a sypný úhel 35° .



4.4 TEORETICKY POTŘEBNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

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

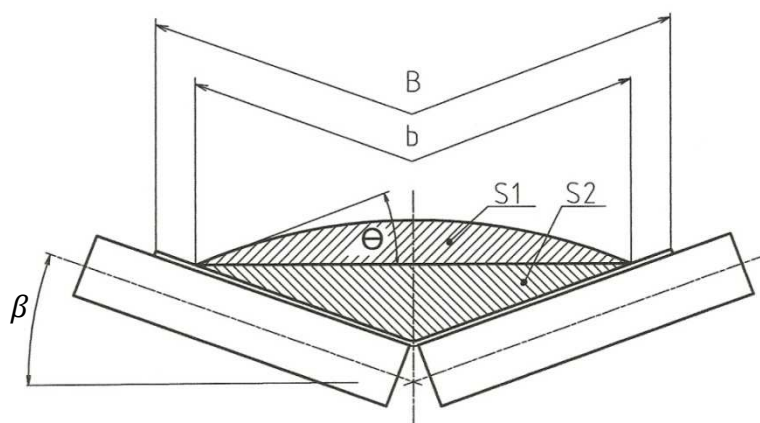
$$S_T = \frac{85000}{3600 \cdot 2000 \cdot 1,6} \quad (2)$$

$$S_T = 0,00737 \text{ m}^2$$

4.5 VOLBA PÁSU

Pro vypočtenou teoreticky potřebnou plochu průřezu náplně $S_T = 0,00737 \text{ m}^2$ a s ohledem na možnou dopravu suchého písku, je dle literatury [1] str. 149 tab. 8.4. zvolena šíře pásu $B=400 \text{ mm}$.

4.6 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ



Obr. 15 Dvouválečková stolice

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,0069 + 0,0077 \quad (3)$$

$$S = 0,0146 \text{ m}^2$$

4.6.1 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ S1

$$S_1 = [b \cdot \cos \beta]^2 \cdot \frac{\tan \theta}{6}$$

$$S_1 = [0,31 \cdot \cos 20^\circ]^2 \cdot \frac{\tan 26^\circ 15'}{6} \quad (4)$$

$$S_1 = 0,0069 \text{ m}^2$$

**4.6.1.1 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL**

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

$$\theta = 0,75 \cdot 35^\circ \quad (5)$$

$$\theta = 26^\circ 15'$$

4.6.1.2 LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

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

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,05 \quad (6)$$

$$b = 0,31 \text{ m}$$

4.6.2 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ S_2

$$S_2 = \left[\frac{b}{2} \cdot \cos \beta \right] \cdot \left[\frac{b}{2} \cdot \sin \beta \right]$$

$$S_2 = \left[\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20^\circ \right] \cdot \left[\frac{0,31}{2} \cdot \sin 20^\circ \right] \quad (7)$$

$$S_2 = 0,0077 \text{ m}^2$$

4.7 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S_K = S \cdot k$$

$$S_K = 0,0146 \cdot 0,952 \quad (8)$$

$$S_K = 0,0138 \text{ m}^2$$

4.7.1 SOUČINITEL SKLONU

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

$$k = 1 - \frac{0,0069}{0,0146} \cdot (1 - 0,8989) \quad (9)$$

$$k = 0,952$$



4.7.1.1 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU

$$k_v = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}}$$

$$k_v = \sqrt{\frac{\cos^2 11^\circ 10' - \cos^2 26^\circ 15'}{1 - \cos^2 26^\circ 15'}} \quad (10)$$

$$k_v = 0,8989$$

4.8 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

Musí být splněna podmínka: $S_K > S_T$ (11)

$$0,0138 \text{ m}^2 > 0,00737 \text{ m}^2 \Rightarrow \text{zvolený pás VYHOVUJE}$$

4.9 OBJEMOVÁ VÝKONNOST

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

$$I_V = 0,0146 \cdot 1,6 \cdot 0,952 \quad (12)$$

$$I_V = 0,0222 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

4.10 HMOTNOSTNÍ VÝKONNOST

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

$$I_m = 3600 \cdot 0,0222 \cdot 2000 \quad (13)$$

$$I_m = 159840 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

4.11 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

Musí být splněna podmínka: $I_m > Q$ (14)

$$159840 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} > 85000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \Rightarrow$$

$\Rightarrow$ Množství dopravovaného materiálu VYHOVUJE

4.12 TEORETICKÁ OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

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

$$F_{UP} = 377,1 + 117,2 + 17,1 + 328,1 + 2586 \quad (15)$$

$$F_{UP} = 3425,5 \text{ N}$$



4.12.1 HLAVNÍ ODPORY

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

$$F_H = 0,02 \cdot 49 \cdot 9,81 \cdot [3,88 + 0,867 + (2 \cdot 3,7 + 27,75) \cdot \cos 11^\circ 10'] \quad (16)$$

$$F_H = 377,1 \text{ N}$$

- Globální součinitel tření zvolen $f = 0,02$ dle literatury [5] str. 7 kap. 5.1.3

- tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

4.12.1.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR V HORNÍ VĚTVI

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 68}{49} \quad (17)$$

$$q_{RO} = 3,88 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

- Váha rotující části válečku v horní větvi $q_1 = 1,4 \text{ kg}$ zvolena dle tab. 4

4.12.1.2 POČET ŘAD VÁLEČKŮ V HORNÍ VĚTVI

$$P_1 = \frac{L_n}{a_n} + \frac{L - L_n}{a_o}$$

$$P_1 = \frac{1}{0,25} + \frac{49 - 1}{0,75} \quad (18)$$

$$P_1 = 68$$

- Rozteč válečkových stolic v horní větvi zvolena $a_o = 0,75 \text{ m}$ dle literatury [1] str. 138

- Rozteč válečkových stolic pod dopadovou plochou zvolena $a_n = 0,25 \text{ m}$

4.12.1.3 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L}$$

$$q_{RU} = \frac{2,5 \cdot 17}{49} \quad (19)$$

$$q_{RU} = 0,867 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

- Váha rotující části válečku v dolní větvi $q_2 = 2,5 \text{ kg}$ zvolena dle tab. 5

**4.12.1.4 POČET ŘAD VÁLEČKŮ V HORNÍ VĚTVI**

$$P_2 = \frac{L}{3}$$
$$P_2 = \frac{49}{3} \quad (20)$$
$$P_2 = 16,3$$

- Rozteč válečkových stolic v dolní větvi zvolena $a_U = 3 \text{ m}$ dle literatury [1] str. 138
- Počet válečkových stolic, zvolen 17

4.12.1.5 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1 METR DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v}$$
$$q_G = \frac{0,0222 \cdot 2000}{1,6} \quad (21)$$
$$q_G = 27,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.12.1.6 HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (22)$$

- Hmotnost 1 metru dopravního pásu $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ zvolena dle tab. 1

4.12.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_O + F_t$$
$$F_N = 71 + 23,23 + 19,8 + 3,13 \quad (23)$$
$$F_N = 117,2 \text{ N}$$

4.12.2.1 ODPOR SETRVAČNÍCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDKY A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0)$$
$$F_{bA} = 0,0222 \cdot 2000 \cdot (1,6 - 0) \quad (24)$$
$$F_{bA} = 71 \text{ N}$$

- Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu zvolena $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



4.12.2.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

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

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0222^2 \cdot 2000 \cdot 9,81 \cdot 0,217}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,291^2} \quad (25)$$

$$F_f = 23,23 \text{ N}$$

- Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi je dle norem (0,5 - 0,7), zvolen $\mu_2 = 0,6$ dle literatury [5] tab. 2

4.12.2.3 URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1}$$

$$l_b = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} \quad (26)$$

$$l_b = 0,217 \text{ m}$$

- Součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a pásem je dle norem (0,5 - 0,7), zvolen $\mu_1 = 0,6$ dle literatury [5] tab. 2

4.12.2.4 SVĚTLÁ VÝŠKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \beta$$

$$b_1 = 0,31 \cdot \cos 20^\circ \quad (27)$$

$$b_1 = 0,291 \text{ m}$$

4.12.2.5 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

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

$$F_o = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{4453}{0,4}\right) \cdot \frac{0,0068}{0,31} \quad (28)$$

$$F_o = 19,8 \text{ N}$$

- Průměrný tah v pásu na bubnu $F = 4453 \text{ N}$ dle tab. 7



4.12.2.6 ODPOR V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_{H1}}{D_B} \cdot F$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,045}{0,32} \cdot 4453 \quad (29)$$

$$F_t = 3,13 \text{ N}$$

- Průměr hřídele v ložisku hnaného bubnu $d_{H1} = 0,045 \text{ m}$ dle Obr.9

- Průměr hnaného bubnu $D_B = 0,32 \text{ m}$

4.12.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} = 17,1 \text{ N} \quad (30)$$

4.12.4 ODPOR VYCHÝLENÝH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

$$F_{S1} = \mu_0 \cdot L \cdot q_B \cdot q \cdot \cos \beta \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_{S1} = 0,3 \cdot 49 \cdot 3,7 \cdot 9,81 \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos 11,17^\circ \cdot \sin 2^\circ \quad (31)$$

$$F_{S1} = 17,1 \text{ N}$$

- Válečky jsou vychýleny o 2° - $\varepsilon = 2^\circ$

- Součinitel tření mezi válečky pásem je (0,3 – 0,4), dle literatury [5] tab. 3, voleno $\mu_0 = 0,3$

4.12.5 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

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

$$F_{S2} = 40,1 + 288 + 0 \quad (32)$$

$$F_{S2} = 328,1 \text{ N}$$

4.12.5.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

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

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,0222^2 \cdot 2000 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{(1,6)^2 \cdot 0,291^2} \quad (33)$$

$$F_{gL} = 40,1 \text{ N}$$

- Délka bočního vedení $1,5 \text{ m}$



4.12.5.2 ODPOR STĚRAČE PÁSU

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

$$F_r = 0,012 \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 0,6 \quad (34)$$

$$F_r = 288 \text{ N}$$

- Součinitel tření mezi pásem a stěračem pásu zvolen $\mu_3 = 0,6$ dle literatury [5] tab. 3
- Tlak mezi stěračem pásu a pásem zvolen $p = 4 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ dle literatury [5] tab. 3

4.12.5.3 DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A STĚRAČEM PÁSU

$$A = B \cdot t_c$$

$$A = 0,4 \cdot 0,03 \quad (35)$$

$$A = 0,012 \text{ m}^2$$

- Dotyková plocha mezi stěračem a pásem zvolena $t_c = 0,02 \text{ m}$ dle zdroje [11].

4.12.5.4 ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU

$$F_a = 0 \text{ N} \quad (36)$$

- V našem případě není shrnovač materiálu použit. Proto odpor shrnovače mat. $F_a = 0 \text{ N}$.

4.12.6 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

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

$$F_{st} = 27,75 \cdot 9,5 \cdot 9,81 \quad (37)$$

$$F_{st} = 2586 \text{ N}$$

4.13 ZVĚTŠENÍ POTŘEBNÉ OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

Důvodem pro zvětšení obvodové hnací síly jsou možné nepřesnosti výpočtu, nebo z důvodu náhlého přetížení pásového dopravníku. Zvyšují sílu o dvacet procent.

$$F_U = F_{Up} \cdot 1,2$$

$$F_U = 3425,5 \cdot 1,2 \quad (38)$$

$$F_U = 4110,6 \text{ N}$$

- F_{Up} ... potřebná obvodová síla na hnacím bubnu, vypočtena dle rovnice (15).



4.14 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON HNACÍHO BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 4110,6 \cdot 1,6 \quad (39)$$

$$P_A = 6576,9 \text{ W}$$

4.15 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON MOTORU

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

$$P_M = \frac{6576,9}{0,9} \quad (40)$$

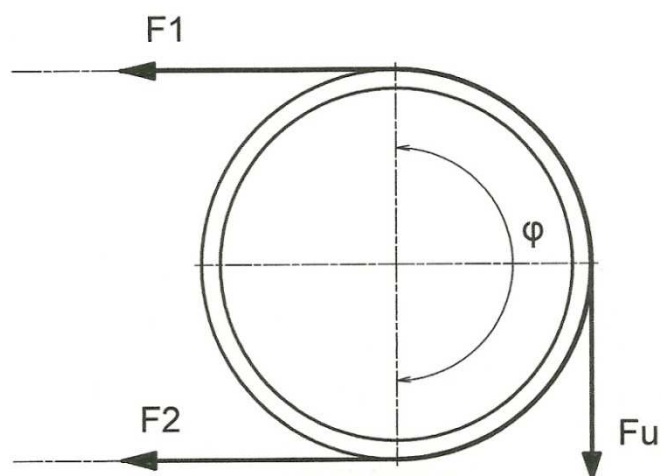
$$P_M = 7307,7 \text{ W}$$

- Celková účinnost pohonu volena $\eta = 0,9$ dle literatury [5] str. 9.

4.16 NÁVRH POHONU

Dle vypočteného potřebného provozního výkonu byl zvolen elektrobuben typu 320M od firmy Rulmeca dle kapitoly 3.5.1

4.17 STANOVENÍ SIL V PÁSU



Obr. 16 Schéma sil v pásu



4.17.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

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

$$F_{2min} \geq 5343,7 \cdot \frac{1}{e^{0,25 \cdot \pi} - 1} \quad (41)$$

$$F_{2min} \geq 4478,1 \text{ N}$$

- Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem zvolen $\mu = 0,25$ dle literatury [5] tab. 4
- Úhel opásání poháněcího bubnu zvolen $\varphi = 180^\circ \Rightarrow \pi \text{ rad}$ dle literatury [5] str.9

4.17.2 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U$$

$$F_{Umax} = 1,3 \cdot 4110,6 \quad (42)$$

$$F_{Umax} = 5343,7 \text{ N}$$

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

4.17.3 MINIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

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

$$F_{hmin} \geq \frac{0,75 \cdot (3,7 + 27,75) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} \quad (43)$$

$$F_{hmin} \geq 2410,3 \text{ N}$$

- největší dovolený průvěs pásu v horní větvi zvolen $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,012 \text{ m}$ dle literatury [5] str. 10

4.17.4 MINIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

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

$$F_{dmin} \geq \frac{3 \cdot 3,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} \quad (44)$$

$$F_{dmin} \geq 1134,2 \text{ N}$$

- největší dovolený průvěs pásu v dolní větvi zvolen $\left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm} = 0,012 \text{ m}$ dle literatury [5] str. 10



4.17.5 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

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

$$F_{max} \approx F_1 \approx 1,6 \cdot 4110,6 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,25 \cdot \pi} - 1} + 1 \right) \quad (45)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 12088,6 \text{ N}$$

4.17.6 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Musí být splněna podmínka: $F_{DP} \geq F_{max}$

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max}$$

$$250 \cdot 400 \geq 12088,6 \text{ N} \quad (46)$$

$$100000 \text{ N} \geq 12088,6 \text{ N} \Rightarrow \text{navržený pás VYHOVUJE}$$

- Pevnost pásu $R_{mp} = 250 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ dle tab. 1

4.17.7 TAH V PÁSU V NOSNÉ VĚTVI

$$F_1 = F_{max}$$

$$F_1 = 12088,6 \quad (47)$$

4.17.8 TAH V PÁSU VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}}$$

$$F_2 = \frac{12088,6}{e^{0,25 \cdot \pi}} \quad (48)$$

$$F_2 = 5511,6 \text{ N}$$

4.17.9 VELIKOST NAPÍNACÍ SÍLY

$$F_{nap} = 2 \cdot (F_2 - g_B \cdot H \cdot g)$$

$$F_{nap} = 2 \cdot (5511,6 - 3,7 \cdot 9,5 \cdot 9,81) \quad (49)$$

$$F_{nap} = 10333,6 \text{ N}$$

4.17.10 VÝSLEDNÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_V = F_1 + F_2$$

$$F_V = 12088,6 + 5511,6 \quad (50)$$

$$F_V = 17600,2 \text{ N}$$

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

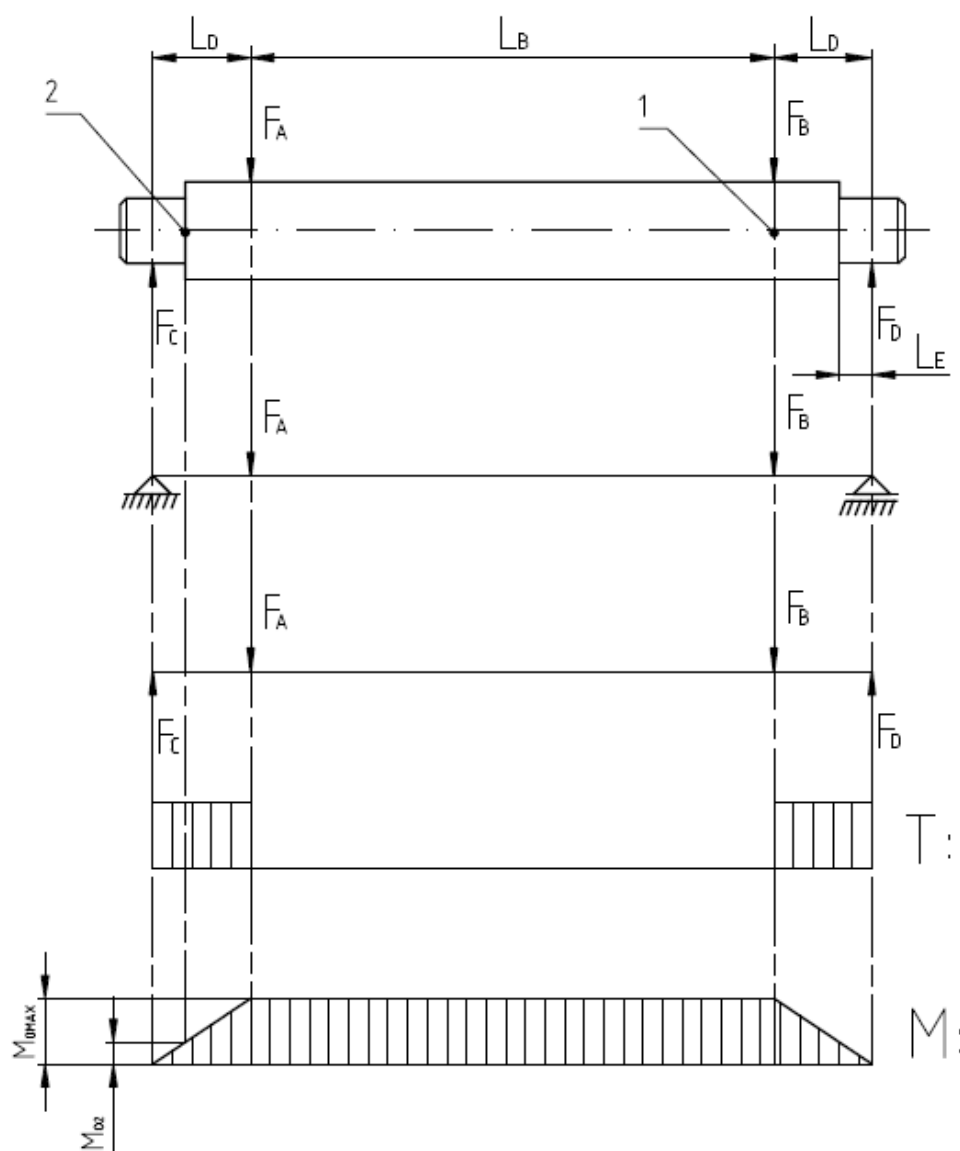
5.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE HNANÉHO BUBNU

Je zvolen materiál ČSN 11373.0

Hřídel je namáhána střídavým ohybem

Dle literatury [3] str. 54 dovolené napětí pro střídavý ohyb je v rozmezí (50 – 75 MPa)
voleno $\sigma_{ODOV} = 50 \text{ MPa}$

5.1.1 ZATÍŽENÍ HŘÍDELE HNANÉHO BUBNU S PRŮBĚHEM VVÚ



Obr. 17 Zatížení hřídele hnaného bubnu s průběhem VVÚ



Rozměry:

$$L_B = 460 \text{ mm}$$

$$L_D = 137,5 \text{ mm}$$

$$L_E = 17,5 \text{ mm}$$

5.1.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OSU V BOČNÍCH

$$F_A = F_B = \frac{F_V}{2}$$

$$F_A = F_B = \frac{17600}{2} \quad (51)$$

$$F_A = F_B = 8800 \text{ N}$$

Silová podmínka:

$$\sum T = 0$$

$$F_C + F_D - F_A - F_B = 0 \Rightarrow F_D$$

$$F_D = F_A + F_B - F_C$$

$$F_D = 8800 + 8800 - 8800 \quad (52)$$

$$F_D = 8800 \text{ N}$$

Momentová podmínka:

$$\sum M_{OD} = 0$$

$$F_C \cdot (2 \cdot L_D + L_B) - F_A \cdot (L_D + L_B) - F_B \cdot L_D = 0 \Rightarrow F_C$$

$$F_C = \frac{F_{VB} \cdot (L_D + L_B) + F_A \cdot L_D}{2 \cdot (L_D + L_B)}$$

$$F_C = \frac{8800 \cdot (0,1375 + 0,46) + 8800 \cdot 0,1375}{2 \cdot (0,1375 + 0,46)} \quad (53)$$

$$F_C = 8800 \text{ N}$$



5.1.3 KONTROLA NEBEZPEČNÝCH MÍST

Z průběhu VVÚ byly zvoleny místa, které je nutné zkontrolovat. Na obr. 17 tato označena jako bod 1. a bod 2.

5.1.4 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA HŘÍDELI

Z průběhu VVÚ je zřejmé, že maximální ohybový moment je mezi silami F_A a F_B . Moment bude vypočten v místě, kde působí síla F_A

$$\begin{aligned}M_{Omax} &= F_D \cdot L_D \\M_{Omax} &= 8800 \cdot 0,1375 \\M_{Omax} &= 1210 \text{ N} \cdot \text{m}\end{aligned}\tag{54}$$

5.1.5 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V BODĚ 1.

$$\begin{aligned}W_{O1} &= \frac{\pi \cdot d_H^3}{32} \\W_{O1} &= \frac{\pi \cdot 0,070^3}{32} \\W_{O1} &= 3,36 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3\end{aligned}\tag{55}$$

5.1.6 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\begin{aligned}\sigma_{Omax} &= \frac{M_{Omax}}{W_{O1}} \\ \sigma_{Omax} &= \frac{1210}{3,36 \cdot 10^{-5}} \\ \sigma_{Omax} &= 36011904,76 \text{ Pa} \cong 36 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{56}$$

5.1.7 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI V OHYBU V BODĚ 1.

$$\begin{aligned}k_1 &= \frac{\sigma_{ODOV}}{\sigma_{Omax}} \\ k_1 &= \frac{50}{36} \\ k_1 &= 1,38 \Rightarrow \text{Navržený průměr hřídele bubnu vzhledem k ohybovému napětí VYHOVUJE.}\end{aligned}\tag{57}$$



5.1.8 OHYBOVÝ MOMENT V BODĚ 2

$$M_{O2} = F_C \cdot L_E$$

$$M_{O2} = 8800 \cdot 0,0175 \quad (58)$$

$$M_{O2} = 154 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.1.9 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V BODĚ 2

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot d_{H1}^3}{32}$$

$$W_{O2} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32} \quad (59)$$

$$W_{O2} = 8,94 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

5.1.10 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ 2

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} \cdot \alpha_0$$

$$\sigma_{O2} = \frac{154}{8,94 \cdot 10^{-6}} \cdot 2 \quad (60)$$

$$\sigma_{O2} = 34451901,57 \text{ Pa} \cong 34,4 \text{ MPa}$$

5.1.11 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI V OHYBU

$$k_2 = \frac{\sigma_{ODOV}}{\sigma_{O2}}$$

$$k_2 = \frac{50}{34,4} \quad (61)$$

$k_2 = 1,45 \Rightarrow$ Navržený průměr hřídele bubnu vzhledem k ohybovému napětí VYHOVUJE.

5.2 NÁVRH A KONTROLA NAPÍNACÍHO ŠROUBU

Napínací šroub byl zvolen dle průměru oka ložiskového tělesa TU 45FM.

Závitová tyč M28x1250 ČSN EN ISO 891-1 – 8.8. Malý průměr závitu dle ČSN 01 4050 pro lichoběžníkový rovnoramenný závit s roztečí $P = 3 \text{ mm}$ je $d_3 = 24,5 \text{ mm}$ dle literatury [3]
str. 54

**5.2.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA NAPÍNACÍ ŠROUB**

$$F_z = \frac{F_V}{2}$$

$$F_z = \frac{17600}{2} \quad (62)$$

$$F_z = 8797,7 \text{ N}$$

5.2.2 POLOMĚR SETRVAČNOSTI NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$i = \sqrt{\frac{j_{min}}{S_{zt}}}$$

$$i = \sqrt{\frac{17686,1}{471,4}} \quad (63)$$

$$i = 6,1$$

5.2.3 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}$$

$$j_{min} = \frac{\pi \cdot 24,5^4}{64} \quad (64)$$

$$j_{min} = 17686,1 \text{ mm}^4$$

5.2.4 PLOCHA PRŮŘEZU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$$

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot 24,5^2}{4} \quad (65)$$

$$S_{zt} = 471,4 \text{ mm}^2$$

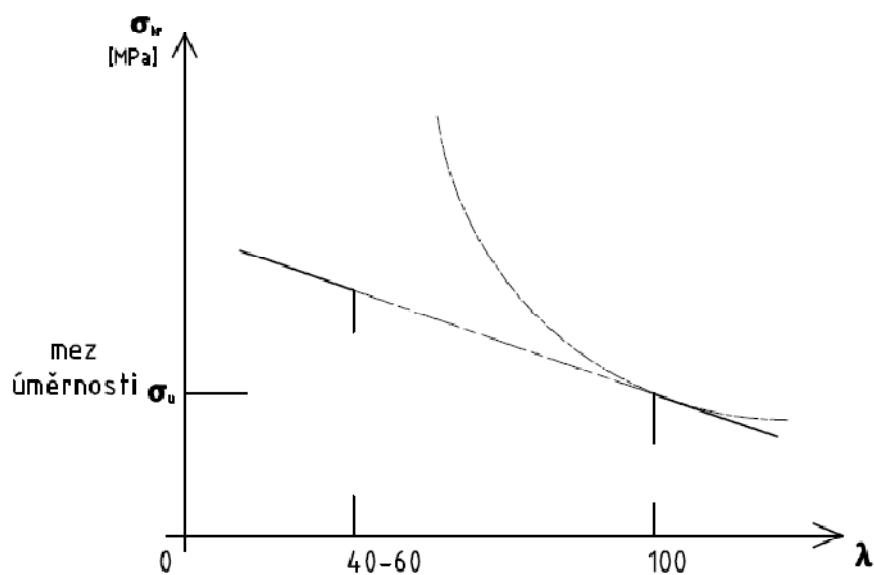
5.2.5 ŠTÍHLOST NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i}$$

$$\lambda = \frac{707,1}{6,1} \quad (66)$$

$$\lambda = 115,9$$

Podle výpočtu můžeme vidět, že štíhlost napínacího šroubu je větší než 100, což znamená, že výpočet bude proveden podle Eulera.



Obr. 18 Rozlišení namáhání štíhlých prutů

5.2.6 REDUKOVANÁ DÉLKA ŠROUBU

Pro daný typ uložení se redukovaná délka vypočte dle vztahu v rce. (67)

$$l_{red} = \frac{l_{ns}}{\sqrt{2}}$$

$$l_{red} = \frac{1000}{\sqrt{2}} \quad (67)$$

$$l_{red} = 707,1$$

5.2.7 KRITICKÁ SÍLA DLE EULERA

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}^2}$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 17686,1}{707,1^2} \quad (68)$$

$$F_{kr} = 73314,4 \text{ N}$$



5.2.8 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY

$$k_{vs} = \frac{F_{kr}}{F_z}$$

$$k_{vs} = \frac{73314,4}{8800} \quad (69)$$

$$k_{vs} = 8,3$$

Navržený napínací šroub vyhovuje

5.3 KONTROLA LOŽISEK NAPÍNACÍHO BUBNU

Pro hnaný buben byly zvoleny ložiskové jednotky SKF TU 45 FM s ložiskem YET 209 [12] výpočet trvanlivosti je proveden dle literatury [3]

5.3.1 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISEK

$$L_{10} = \left(\frac{C_l}{p_r} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_{10} = \left(\frac{33200}{8800} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (70)$$

$$L_{10} = 53,6 \cdot 10^6$$

Základní trvanlivost ložisek $53,6 \cdot 10^6$ otáček.

C_l ... dynamická únosnost ložiska je dle výrobce [12] $C_l = 33,2$ KN

p_r ... radiální dynamické ekvivalentní zatížení, ložiska jsou namáhána pouze radiální silou, proto $p_r = F_C = F_D = 8800$

5.3.2 TRVANLIVOST LOŽISEK V HODINÁCH

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 95,493} \cdot 53,6 \quad (71)$$

$$L_{10h} = 9354,9 \text{ h}$$

5.3.2.1 OTÁČKY HNANÉHO BUBNU

$$n = \frac{\omega}{2\pi}$$

$$n = \frac{10}{2\pi} \quad (72)$$

$$n = 1,591 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \approx 95,493 \text{ ot} \cdot \text{h}^{-1}$$



5.3.2.2 ÚHLOVÁ RYCHLOST HNANÉHO BUBNU

$$\omega = \frac{r \cdot v}{r^2}$$

$$\omega = \frac{0,16 \cdot 1,6}{0,16^2} \quad (73)$$

$$\omega = 10 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

r ... poloměr hnaného bubnu $r = D/2 = 0,16 \text{ mm}$

6 POSOUZENÍ FUNKCE DOPRAVNÍKU PRO RŮZNOU VLHKOST A ZRNITOST.

Pásový dopravník byl navržen s předpokladem, že přepravovaný křemenný písek bude vlhký, proto bylo počítáno s objemovou sypnou hmotností pro vlhký písek. Důsledkem toho by mělo být to, že pásový dopravník je schopen přepravy i suchého písku. Je však nutné provést kontrolu určitých parametrů, které se změní při dopravě suchého písku, protože suchý písek má odlišnou objemovou sypnou hmotnost a jiný sypný úhel.

Parametry, které bylo nutné zkontrolovat, jsou sklon dopravníku, kontrola hmotnostního dopravního výkonu, kontrola pevnosti pásu. Dále byla provedena kontrola pevnostního výpočtu hřídele hnaného bubnu všech jeho kritických míst. Všechny kontrolované parametry vyhovují našim požadavkům. Pro lepší přehlednost je vytvořena tabulka kontrolovaných parametrů, která je přiložena v příloze *Tab. 10*, kde jsou přidány další veličiny.

Při přepravě suchého písku dojde ke snížení zatížení daného dopravníku, na druhou stranu ale také ke snížení hmotnostního dopravního výkonu.

Dalším bodem je posouzení, vzhledem k zrnitosti písku, což je provedeno pomocí zdroje [1], kde je uvedena zrnitost pro daný pás 100 mm, avšak zrnitost písku je mnohonásobně menší.

Po shrnutí všech zkontrolovaných parametrů můžeme s jistotou říci, že daný dopravník je schopen přepravy křemenného písku, jak vlhkého, tak i suchého, a to o různých zrnitostech.



ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo navrhnout pásový dopravník pro dopravu křemenného písku. Funkční výpočet byl proveden podle zadaných parametrů a vypracován dle normy ČSN ISO 5048 z roku 1994. Nosná konstrukce byla navržena jako svařovaná z 5 segmentů a šesti stojin, které jsou zpevněny pomocí vzpěr.

Dle vypočtených hodnot byl pro pohon dopravníku zvolen elektrobuben od firmy Rulmeca 320M. Díky tomuto řešení dochází k zjednodušení celé konstrukce. Elektrobuben je připevněn pomocí konzol, které dodává firma Rulmeca. Další komponenty byly vybírány z katalogů firem podle jejich kvality a zadaných parametrů.

Dále bylo navrženo napínání pásu. Bylo zvoleno napínání tuhé pomocí šroubu, což zajišťuje jednoduchost napínacího zařízení a přesnost. Poháněný buben, který zároveň slouží jako napínací, je proveden jako svarek. Pro hřídel napínacího bubnu byl proveden pevnostní výpočet, kterému vyhověl. Dále byla provedena kontrola napínacího šroubu na vzpěr a životnost ložisek s tím, že šroub i ložiska vyhovují.

Dalším bodem bylo posouzení funkce stroje pro různou velikost zrna a vlhkost písku. Dle funkčního výpočtu je zřejmé, že pásový dopravník plně vyhovuje, jak pro přepravu suchého, tak i vlhkého písku.

Výkresová dokumentace obsahuje sestavný výkres, výkres svarku stojiny a výkres hřídele hnacího bubnu.

Pro zhotovení práce jsem využil informační zdroje, znalosti z předchozího studia a rad vedoucího mé bakalářské práce. Po zhodnocení lze říct, že práce vyhovuje všem zadaným požadavkům.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

LITERATURA:

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. První vydání, Brno: VUT v Brně, 1988. 277s. ISBN 1524
- [2] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení: pro uchazeče bakalářského studia FSI VUT v Brně*. 126s.
- [3] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1.vyd. Úvaly: Albra, 2003. 865s. ISBN 80-86490-74-2.
- [4] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Výběry z norem: pro konstrukční cvičení*. 2.vyd. Brno: CERM. 2007. 223s. ISBN 978-80-7204-534-1.

NORMY:

- [5] Norma ČSN ISO 5048: 1994. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16s

INTERNETOVÉ STRÁNKY:

- [6] GUMEX [online]. 2009 [cit. 2013-01-08]. Dopravníkové pásy. Dostupné z WWW: <<http://www.gumex.cz/ep400-3-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-24770.html>>.
- [7] TRANZA [online]. 2010 [cit. 2013-01-08]. Katalog pražců. Dostupné z WWW: <http://www.transroll.cz/download/TRANZA_IdlersEn.pdf>.
- [8] TRANSROLL [online]. 2010 [cit. 2013-01-08]. Katalog válečků. Dostupné z WWW: <http://www.transroll.cz/download/TRANSROLL_RollersEn.pdf>.
- [9] RULMECA [online]. 2007 [cit. 2013-01-08]. Motorized pulleys. Dostupné z WWW: <<http://www.rulmeca.com/modules/cms/prcatpage.php?cc=3&pc=30>>.
- [10] RULMECA [online]. 2010 [cit. 2013-01-08]. Mounting brackets. Dostupné z WWW: <<http://www.rulmeca.com/download/cms/products/320drawings.pdf>>.
- [11] AB TECHNOLOGY [online]. 2008 [cit. 2013-01-08]. Čelní stěrač. Dostupné z WWW: <<http://www.abtech-cz.cz/sterace-dopravnich-pasu/celni-sterace/cj-1-1/>>.
- [12] SKF [online]. 2007 [cit. 2013-01-08]. Ložisková jednotka. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-take-up-units/cast-housing-eccentric-locking-collar/index.html?prodid=213104045>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[m^2]$	Dotyková plocha mezi pásem a stěračem pásu
B	$[m]$	Šířka dopravního pásu
C	$[-]$	Součinitel (vedlejší odpory)
C_l	$[-]$	Dynamická únosnost ložiska
D_B	$[m]$	Průměr bubnu
E	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu
F	$[N]$	Průměrný tah v pásu na bubnu
F_1	$[N]$	Tah v pásu v nosné větvi
$F_{2\min}$	$[N]$	Minimální tahová síla v dolní větvi
F_2	$[N]$	Tah v pásu ve vratné větvi
F_{hmin}	$[N]$	Min. tahová síla pro horní větev s ohledem na průvěs pásu
F_A	$[N]$	Zatížení od bočnic bubnu
F_B	$[N]$	Zatížení od bočnic bubnu
F_C	$[N]$	Reakční síly v podporách
F_D	$[N]$	Reakční síly v podporách
F_H	$[N]$	Hlavní odpory
F_{KR}	$[N]$	Kritická síla dle Eulera
F_N	$[N]$	Vedlejší odpory
F_S	$[N]$	Přídavné odpory
F_{S1}	$[N]$	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	$[N]$	Přídavné vedlejší odpory
F_{St}	$[N]$	Odpor k překonání dopravní výšky
F_U	$[N]$	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
F_{UP}	$[N]$	Teoretická obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
F_V	$[N]$	Výsledná síla namáhající buben
F_Z	$[N]$	Síla působící na napínací šroub
F_a	$[N]$	Odpor shrnovače pásu
F_{bA}	$[N]$	Odpor setrvačných sil v místě nakládky a oblasti urychlování
F_{dmin}	$[N]$	Min. tahová síla pro dolní větev s ohledem na průvěs pásu
F_f	$[N]$	Odpor tření mezi dop. hm. a boč. ved. v oblasti urychlování
F_{gL}	$[N]$	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_{max}	$[N]$	Největší tahová síla v pásu



F_{nap}	[N]	Napínací síla
F_o	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_r	[N]	Odpor stěrače pásu
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_ε	[N]	Odpor vychýlení bočních válečků
H	[m]	Dopravní výška
I_V	[m ³ /s]	Objemový dopravní výkon
I_m	[kg/h]	Hmotnostní dopravní výkon
J_{min}	[mm ⁴]	Kvadraticky moment průřezu napínacího šroubu
K	[-]	Součinitel korekce vrchlíku
L	[m]	Délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)
L_{10}	[-]	Základní trvanlivost ložiska
L_B	[m]	Vzdálenost působišť sil F_A a F_B
L_D	[m]	Vzdálenost působišť sil F_C , F_A a F_B , F_D
L_E	[m]	Vzdálenost působišťe síly F_D od místa změny průměru hřídele
L_n	[m]	Vzdálenost pod násypkou
M_{O2}	[Nm]	Ohybový moment v bodě 2
M_{Omax}	[Nm]	Maximální ohybový moment
P_1	[-]	Počet řad válečků v horní větvi
P_2	[-]	Počet řad válečků v dolní větvi
P_A	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
P_M	[W]	Provozní výkon poháněcího motoru
P_r	[N]	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení
Q	[kg/h]	Dopravní výkon
R_{mp}	[MPa]	Pevnost pásu
S	[m ²]	Průřez náplně dopravníku
S_1	[m ²]	Plocha průřezu náplně vrchlíku
S_2	[m ²]	Plocha průřezu náplně korýtky
S_K	[m ³]	Skutečná plocha průřezu náplně
S_T	[m ³]	Teoreticky potřebná plocha průřezu náplně
S_{ZT}	[mm ²]	Plocha průřezu napínacího šroubu
W_{O1}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v bodě 1
W_{O2}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v bodě 2



a_n	[m]	Rozteč válečkových stolic v oblasti násypky
a_o	[m]	Rozteč válečkových stolic v horní větvi
a_u	[m]	Rozteč válečkových stolic v dolní větvi
b	[m]	Ložná šířka pásu
b_1	[m]	Světlá šířka bočního vedení
d	[m]	Tloušťka pásu
d_{H1}	[m]	Průměr hřídele v ložisku
e	[-]	Základ přirozeného logaritmu
f	[-]	Globální součinitel tření
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
i	[-]	Poloměr setrvačnosti napínacího šroubu
k	[-]	Součinitel sklonu
k_1	[-]	Součinitel korekce vrchlíku
k_1	[-]	Bezpečnost v ohybu v bodě 1
k_2	[-]	Bezpečnost v ohybu v bodě 1
k_{VS}	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability
l_b	[m]	Urychlovací délka
l_{ns}	mm	Provozní délka šroubu
l_{red}	mm	Redukovaná délka napínacího šroubu
n	ot.min ⁻¹	Otáčky hnaného bubnu
p	[N/m ²]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
q_1	[kg]	Váha rotující části válečku v horní větvi
q_2	[kg]	Váha rotující části válečku v dolní větvi
q_B	[kg/m]	Hmotnost 1 m dopravního pásu
q_G	[kg/m]	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
q_{RO}	[kg/m]	Hmotnost rotující části válečku na 1m horní větve dopravníku
q_{RU}	[kg/m]	Hmotnost rotující části válečku na 1m dolní větve dopravníku
r	mm	Poloměr hnaného bubnu
t_c	[m]	Dotyková plocha mezi pásem a stěračem pásu
v	[m/s]	rychlost pásu
v_0	[m/s]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
α_0	[-]	Součinitel tvaru
μ_0	[-]	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem



μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ρ_o	[kg/m ³]	Hustota oceli
σ_{02}	[MPa]	Ohybové napětí v bodě 2
σ_{ODOV}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{Omax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí
λ	[-]	Štíhlost napínacího šroubu
ω	rad·s ⁻¹	Úhlová rychlost hnaného bubnu
α	[°]	Sypný úhel
β	[°]	Úhel sklonu válečků ve válečkové stolicí
δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
η	[-]	Celková účinnost
θ	[°]	Dynamický sypný úhel (doprovované hmoty)
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
ξ	[-]	Součinitel rozběhu
ρ	[kg/m ³]	Sypná hmotnost dopravované hmoty
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu
$(h/a)_{adm}$	[m]	Dovolený relativní průvės pásu mezi válečkovými stolicemi



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam tabulek

Tab. 10 porovnání parametrů dopravníku při různé vlhkosti.

Seznam výkresové dokumentace

Výkres sestavy dopravníku: PD-00/00

Výkres svarku stojiny: PD-10/00

Výkres hřídele hnaného bubnu: PD-02/01



Tab. 10 Tabulka pro porovnání hodnot vlhkého a suchého písku.

Materiálové charakteristiky	Podmínka	Vlhký písek	Suchý písek
Objemová sypaná hmotnost ρ [kg · m ⁻³]	-	2000	1300
sypaný úhel α [°]	-	35	30
Kontrolované parametry	-	-	-
Dopravní výkon [kg · h ⁻¹]	85000<	159840	91503,3
Pevnost pásu [N]	100000>	12088,6	7555,6
Hmotnost nákladu na 1 metru dopravního pásu [kg]	-	27,75	15,84
Obvodová síla F_{UP} [N]	-	4110,6	2141
Provozní výkon motoru [W]	-	7307,7	4566,6
Maximální obvodová hnací síla F_{Umax} [N]	-	5343,7	3339,9
Největší tahová síla v pásu F_{max} [N]	-	12088,6	7555,6
Výsledná síla namáhající buben F_C [N]	-	17600	11000
Součinitel bezpečnosti k_1	1<	1,38	2,22
Součinitel bezpečnosti k_2	1<	1,45	2,32