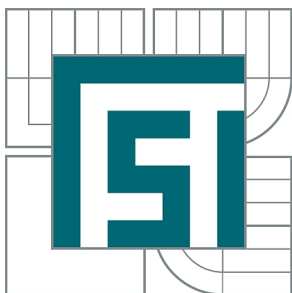




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU POTRAVINÁŘSKÉHO ZRNA

BELT CONVEYOR FOR TRANSPORT OF FOOD CORN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ONDŘEJ NEPOVÍM

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Ondřej Nepovím

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 potravinářského zrna

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for transport of food corn

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadaný materiál.

Dopravní výkon 95 000kg.h-1

Osová vzdálenost přesypů 28m

Výškový rozdíl 7m

Dopravovaný materiál: obilní zrna

Cíle bakalářské práce:

Proveďte funkční výpočet, určení hlavních rozměrů,
navrhněte pohon dopravníku a napínání pásu.

Proveďte pevnostní výpočet hnaného bubnu.

Proveďte rozbor vlastností dopravovaných materiálů.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku, podsestavu napínacího zařízení.

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, skript VUT Brno 1988
6. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků
7. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je provést konstrukční řešení šikmého pásového dopravníku pro dopravu potravinářského zrna s dopravním výkonem $95\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, osovou vzdáleností přesypů 28 metrů a výškovým rozdílem 7 metrů.

Práce zahrnuje stručný popis jednotlivých částí dopravníku, funkční výpočet proveden dle platné normy ČSN ISO 5048, stanovení základních rozměrů, návrh pohonu a napínacího zařízení pásového dopravníku. Dále je proveden pevnostní výpočet hnaného bubnu a kontrola napínacích šroubů napínacího zařízení na vzpěr. V konečné fázi, práce obsahuje rozbor vlastností dopravovaných materiálů.

K práci je přiložena požadovaná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, obilní zrno, válečková stolice, pohon dopravníku, hnaný buben, napínací zařízení.

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design an angled belt conveyor for transportation of food corn with the capacity of 95,000 kg per hour and axial distance between the drums at both ends of 28 meters and height difference of 7 meters.

The thesis includes brief descriptions of individual parts of the conveyor, functional calculation, which is performed according to the current standard ISO 5048, determination of basic dimensions, design of the drive and tensioning device of the conveyor. The stress analysis of the driven drum has been carried out as well as a numerical buckling test for the bolts of the tensioning device. In its final part, the thesis contains an analysis of the characteristics of transported material.

The thesis is accompanied by all the necessary technical drawings.

KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, food corn, idler, drive of conveyor, driven drum, tensioning device.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEPOVÍM, O. *Pásový dopravník pro dopravu potravinářského zrna*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 59 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 pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011

.....

podpis



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady, které jsem použil při zpracování této práce. Dále bych také poděkoval svým rodičům za plnou podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

1.	Úvod	11
1.1.	Pásové dopravníky	11
1.2.	Rozdělení pásových dopravníků dle literatury [1, str. 133]	11
1.2.1.	Podle tažného elementu (dopravního pásu)	11
1.2.2.	Podle tvaru dopravníku	11
1.2.3.	Podle provedení nosné konstrukce	11
1.3.	Základní části pásového dopravníku	12
2.	Konstrukční řešení pásového dopravníku	13
2.1.	Dopravní pás	13
2.2.	Válečky	14
2.3.	Válečkové stolice	15
2.3.1.	Horní větev	16
2.3.2.	Dolní větev	17
2.4.	Poháněcí stanice	18
2.5.	Napínací zařízení	19
2.5.1.	Hnaný buben	20
2.5.2.	Ložisková jednotka	20
2.6.	Nosná konstrukce	21
2.6.1.	Nosný rám	21
2.6.2.	Stojiny	21
2.7.	Stěrač pásu	21
2.8.	Násypka	22
3.	Funkční výpočet pásového dopravníku	23
3.1.	Sklon dopravníku	23
3.2.	Volba rychlosti dopravního pásu	23
3.3.	Teoreticky potřebná plocha průřezu náplně	23
3.4.	Volba pásu	24
3.5.	Celková plocha průřezu náplně	24
3.5.1.	Plocha průřezu náplně S_1	24
3.5.2.	Plocha průřezu náplně S_2	25
3.6.	Skutečná plocha průřezu náplně	25
3.6.1.	Součinitel sklonu	25
3.6.2.	Součinitel korekce vrchlíku	26
3.7.	Kontrola pásu na potřebný ložní prostor	26



3.8.	Objemová výkonnost	26
3.9.	Hmotnostní výkonnost	26
3.10.	Kontrola dopravovaného množství materiálu	26
3.11.	Hmotnost nákladu na 1 metr délky	26
3.12.	Hmotnost 1 metru dopravního pásu	27
3.13.	Teoretická obvodová síla potřebná na ponáněcím bubnu	27
3.13.1.	Hlavní odpory	27
3.13.2.	Vedlejší odpory	28
3.13.3.	Přídavné hlavní odpory	30
3.13.4.	Přídavné vedlejší odpory	30
3.13.5.	Odpor k překonání dopravní výšky	31
3.14.	Zvětšení poháněcí síly na poháněcím bubnu	31
3.15.	Potřebný provozní výkon poháněcího bubnu	31
3.16.	Potřebný provozní výkon motoru	32
3.17.	Návrh pohonu	32
3.18.	Stanovení sil v pásu	32
3.18.1.	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	33
3.18.2.	Maximální obvodová hnací síla	33
3.18.3.	Omezení podle průřezu pásu	33
3.18.4.	Největší tahová síla v pásu	34
3.18.5.	Pevnostní kontrola pásu	34
3.18.6.	Síla v nosné větvi	34
3.18.7.	Síla ve vratné větvi	34
3.18.8.	Eulerův vztah - kontrola	35
3.18.9.	Výsledná síla namáhající buben	35
4.	Pevnostní výpočty	36
4.1.	Pevnostní výpočet pláště hnaného bubnu	36
4.1.1.	Zatížení pláště bubnu - VVÚ	36
4.1.2.	Volba materiálu	37
4.1.3.	Velikost spojitého zatížení působící na buben	37
4.1.4.	Výpočet silových reakcí	37
4.1.5.	Maximální ohybový moment v místě 1	38
4.1.6.	Maximální ohybové napětí v místě 1	38
4.1.7.	Modul průřezu v ohybu v místě 1	38
4.1.8.	Bezpečnost v místě největšího ohybového momentu	38
4.2.	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu	39



4.2.1.	Výsledná síla působící na osu.....	39
4.2.2.	Zatížení osy bubnu - VVÚ.....	41
4.2.3.	Volba materiálu	42
4.2.4.	Výpočet silových reakcí	42
4.2.5.	Maximální ohybový moment v místě 2	42
4.2.6.	Maximální ohybové napětí v místě 2	43
4.2.7.	Modul průřezu v ohybu v místě 2.....	43
4.2.8.	Bezpečnost v místě největšího ohybového momentu.....	43
4.2.9.	Ohybový moment v místě Z	43
4.2.10.	Ohybové napětí v místě Z.....	43
4.2.11.	Modul průřezu v ohybu v místě Z	44
4.2.12.	Bezpečnost osy v ohybu v místě Z	44
4.3.	Kontrolní výpočet napínacích šroubů na vzpěr	44
4.3.1.	Síla působící na napínací šroub	44
4.3.2.	Redukovaná délka šroubu.....	45
4.3.3.	Poloměr setrvačnosti	45
4.3.4.	Štíhlost.....	46
4.3.5.	Vyhodnocení výpočtu.....	46
4.3.6.	Kritická síla - prostý tlak	47
4.3.7.	Bezpečnost napínacího šroubu - prostý tlak	47
4.3.8.	Kritická síla - Euler.....	47
4.3.9.	Bezpečnost napínacího šroubu - Euler	47
5.	Rozbor vlastností dopravovaných materiálů	48
5.1.	Složení obilního zrna	48
5.2.	Obilní hmota	49
5.3.	Fyzikální vlastnosti obilní hmoty	50
5.4.	Účinky vlastností dopravovaných materiálů	50
5.5.	Využití obilovin ve výživě	51
6.	Závěr.....	52
7.	Použité informační zdroje.....	53
7.1.	Literatury	53
7.2.	Normy	53
7.3.	Webové stránky	53
8.	Seznam použitých zkratk a symbolů	55
9.	Seznam příloh.....	59



1. ÚVOD

1.1. PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

„Pásové dopravníky jsou zařízení určená ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží a to převážně ve vodorovném, příp. mírně šikmém směru.“ [1, str. 133]

Tažným a současně nosným prvkem pro přepravovaný materiál je dopravní pás. Jedná se o jednu z nejnákladnějších částí pásového dopravníku. Mezi hlavní přednosti můžeme zařadit: vysokou dopravní rychlost, vysoký dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, jednoduchou údržbu, jednoduchou konstrukci, nízkou spotřebu energie. Velkou výhodou je možnost nakládání a vykládání materiálu v kterémkoliv místě.

1.2. ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ DLE LITERATURY [1, STR. 133]

1.2.1. PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU (DOPRAVNÍHO PÁSU)

- a) dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
- b) dopravníky s ocelovým pásem
- c) dopravníky s ocelogumovým pásem
- d) dopravníky s pásem z drátěného pletiva

1.2.2. PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

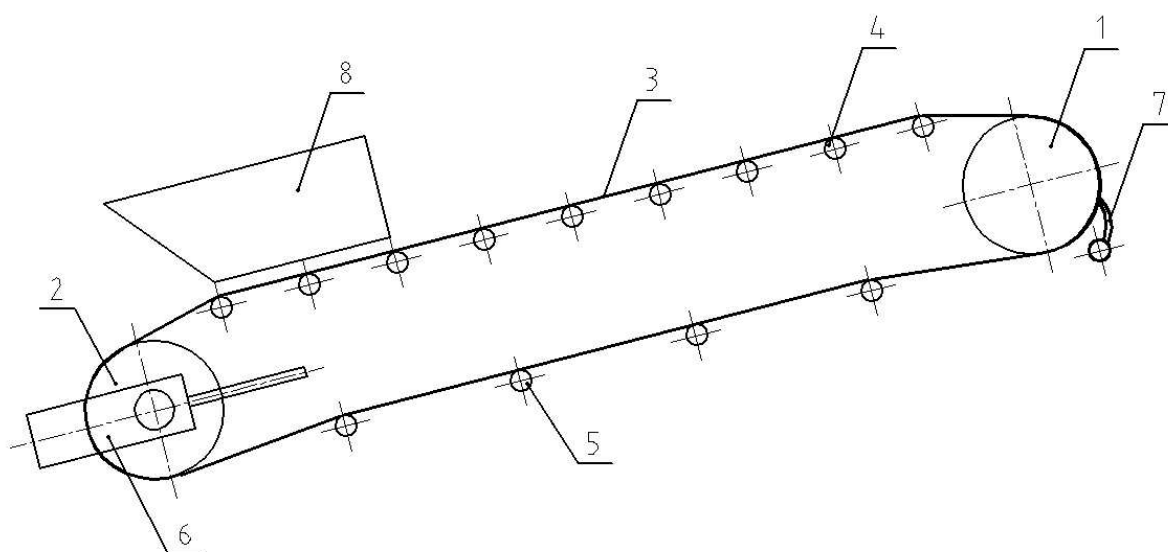
- a) dopravníky vodorovné
- b) dopravníky šikmé
- c) dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- d) dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- e) dopravníky kombinované (např. s dvojitou změnou směru - kombinace konkávního a konvexního)

1.2.3. PODLE PROVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE

- a) dopravníky stabilní - nosná ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
- b) dopravníky pojízdné a přenosné - pro malá dopravní množství a malé dopravní délky
- c) dopravníky přestavitelné - pro velké dopravní rychlosti a velké dopravní délky



1.3. ZÁKLADNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku

- 1) Hnací buben
- 2) Hnaný buben
- 3) Dopravní pás
- 4) Nosné válečky - horní válečková stolice
- 5) Nosné válečky - dolní válečková stolice
- 6) Napínací zařízení
- 7) Čistící zařízení
- 8) Násypka s bočním vedením



2. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

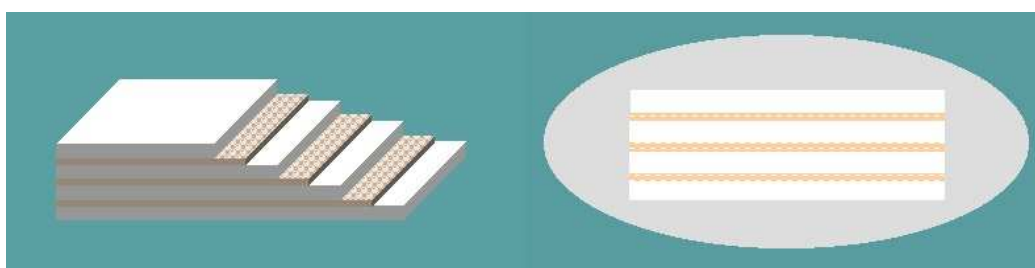
2.1. DOPRAVNÍ PÁS

Nejdůležitější částí dopravního pásu je nosná kostra, která je tvořena textilními vložkami. Nosná kostra zabezpečuje pevnost pásu, slouží k přenosu sil z hnacího bubnu na přepravovaný materiál.

Dle vypočtených hodnot jsem volil dopravní pás od společnosti Techplasty s.r.o. viz. [14] typu Espot E30CC. Pás je široký 650mm, obsahuje 3 textilní vložky a je vybaven bílým antistatickým FDA PVC horním a dolním povrchem. Základní charakteristickou vlastností tohoto povrchu je odolnost vůči rostlinným a živočišným olejům a tukům. Je vhodný pro dopravu sypkých obilnin na válečcích ve tvaru žlabu.

Tab. 1 Charakteristika produktu Espot E30CC [14]

Vrchní krycí vrstva	
Krycí materiál	PVC
Krycí barva	Bílá 00
Tloušťka [mm]	2.00
Povrchová krycí vrstva	Hladká
Spodní krycí vrstva	
Krycí materiál	PVC
Krycí barva	Bílá 00
Tloušťka [mm]	1.00
Povrchová krycí vrstva	Hladká
Pás	
Tloušťka [mm]	6.20
Hmotnost [kg/m ²]	7.70
Max. výrobní šířka [mm]	2000
Textilní vložka	
Počet vrstev	3
Ohybnost	Ohebný
Min. průměr válce [mm]	
Ohyb	200
Zpětný ohyb	250
Pevnost [N/mm]	
Mez pevnosti	300
Pracovní zatížení při 1% prodloužení	30
Pracovní zatížení při 1,5% prodloužení	40
Teplota [C°]	
Min	-15
Max	80



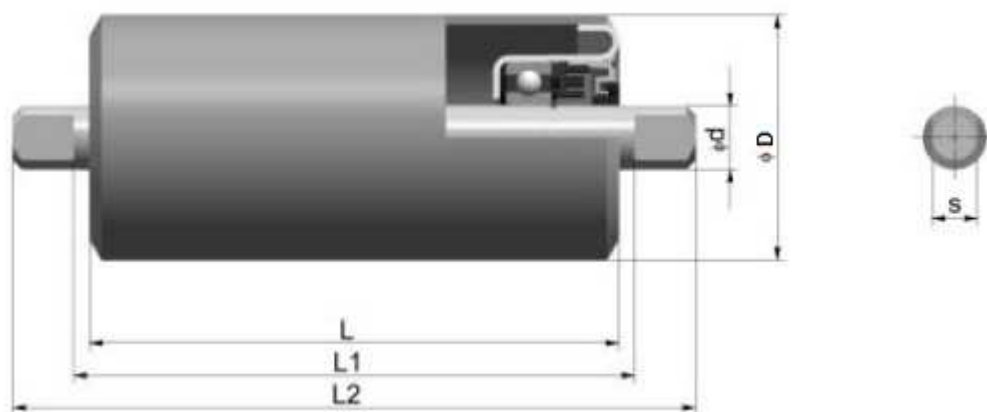
Obr. 2 Struktura pásu Espot E30CC [14]



2.2. VÁLEČKY

„Válečky podpírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na jeho vlastnosti. Válečky mají mít malý odpor proti otáčení, malou hmotnost, jednoduchou konstrukci, mají být dokonale utěsněny proti vnikání nečistot, musí být náležitě vyváženy a mají být nenáročné na údržbu.“ [1 ,str. 135]

Zvolil jsem válečky z katalogu společnosti Transroll-CZ s.r.o. [16]. Jde o ocelové hladké válečky s pevnou osou za použití kuličkových ložisek 6204. Pro horní větev jsou voleny válečky typu F-076x380-6204. Pro dolní větev jsou použity válečky typu F-076x750-6204.



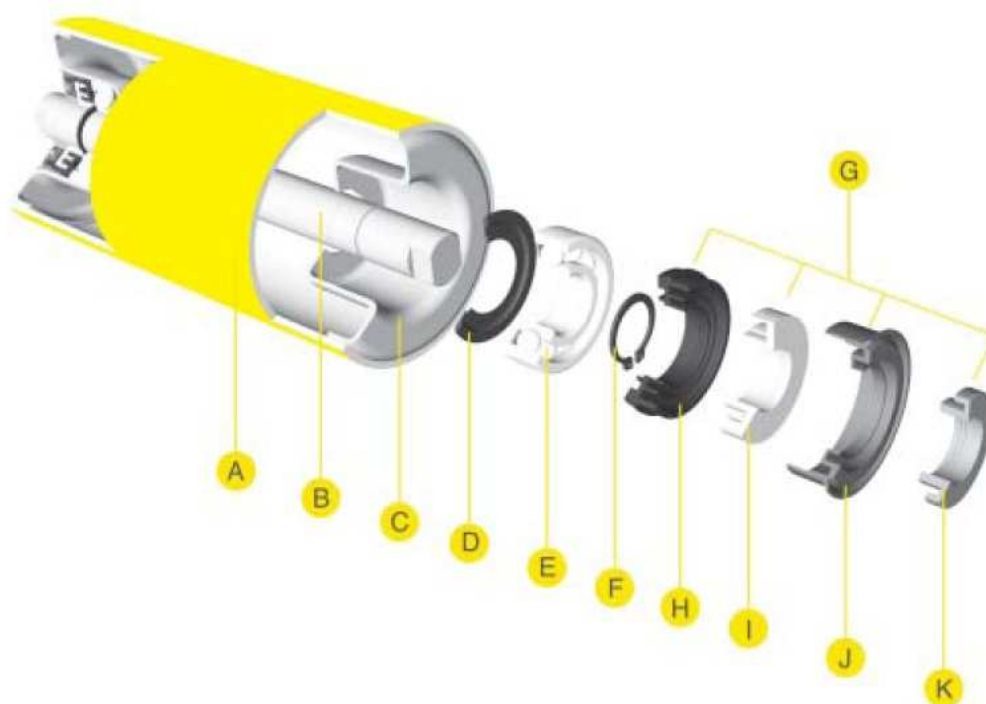
Obr. 3 Váleček [16]

Tab. 2 Rozměry válečků v horní větvi [16]

Rozměry [mm]						Hmotnost [kg]		Šířka pásu [mm]
L	L ₁	L ₂	øD	ød	s	Rotujících částí	Celková	Korýtkový profil
380	388	406	76	20	14	2,3	3,4	650

Tab. 3 Rozměry válečků v dolní větvi [16]

Rozměry [mm]						Hmotnost [kg]		Šířka pásu [mm]
L	L ₁	L ₂	øD	ød	s	Rotujících částí	Celková	Korýtkový profil
750	758	796	76	20	14	3,8	6	650



Obr. 4 Konstrukce válečku [16]

- A) Plášť
- B) Hřídel
- C) Pouzdro ložiska
- D) Těsnění
- E) Ložisko
- F) Pojistný kroužek
- G) Labyrintový těsnicí systém

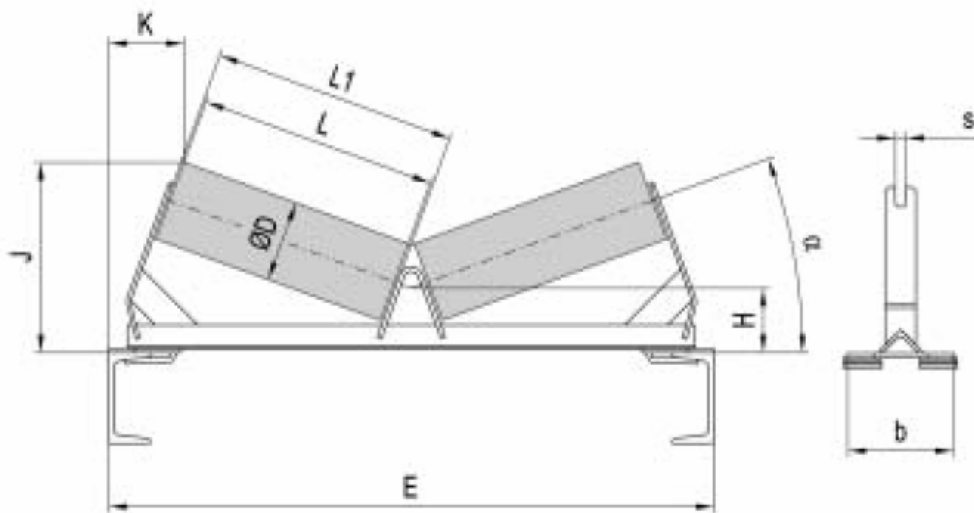
2.3. VÁLEČKOVÉ STOLICE

„Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic. Jejich účelem je podpírat horní větev pásu s materiálem a spodní prázdnou vratnou větev.“ [1, str. 136]

Stolice jsou odjímatelně připevněny k rámu dopravníku pomocí upravených držáků. Není tedy vyžadováno vrtání do konstrukce. Válečky jsou uloženy v úchytech z ohnuté ploché oceli. Stolice jsou vhodné pro konstrukce zhotovené z U - profilů. Hlavní výhodou těchto válečkových stolic je snadná montáž a možnost libovolného přestavení do vhodné polohy.

2.3.1. HORNÍ VĚTEV

V horní větvi jsou použity dvouválečkové stolice typu CV-S z katalogu od společnosti Transroll-CZ s.r.o. [15]. Válečky utváří korytkový profil se sklonem válečků 20° od vodorovné roviny.



Obr. 5 Válečková stolice pro nosnou větev [15]

Tab. 4 Rozměry válečkové stolice pro nosnou větev [15]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]										Hmotnost [kg]
	α	E	$\varnothing D$	L	L_1	H	J	K	b	s	
650	20°	950	76	380	388	113	290	113	160	14	8,3

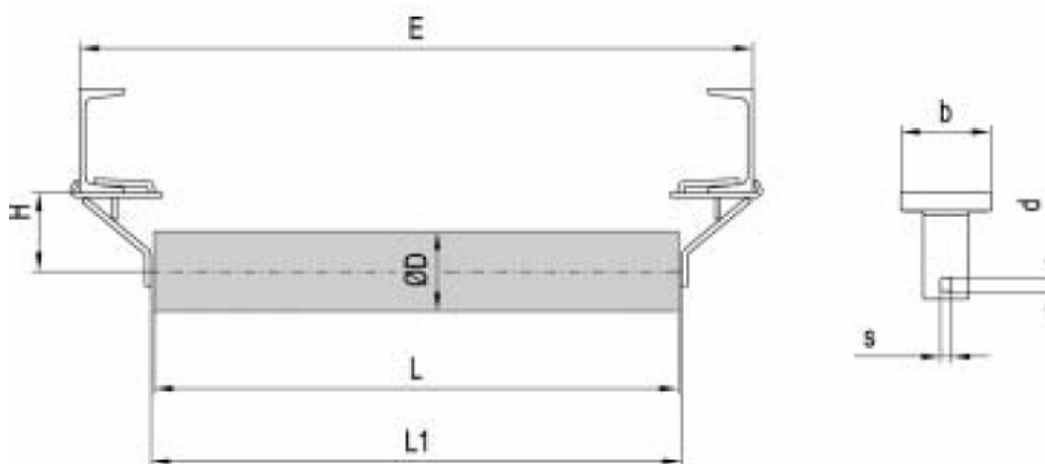


Obr. 6 Válečková stolice pro nosnou větev - 3D [15]



2.3.2. DOLNÍ VĚTEV

V dolní větvi jsem zvolil jednoválečkové stolice typu RB-S rovněž z katalogu od společnosti Transroll-CZ s.r.o. [15].



Obr. 7 Válečková stolice pro vratnou větev [15]

Tab. 5 Rozměry válečkové stolice pro vratnou větev [15]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]								Hmotnost [kg]
	E	D	L	L ₁	H	b	d	s	
650	950	76	750	758	84	100	20	14	1,4



Obr. 8 Válečková stolice pro vratnou větev - 3D [15]

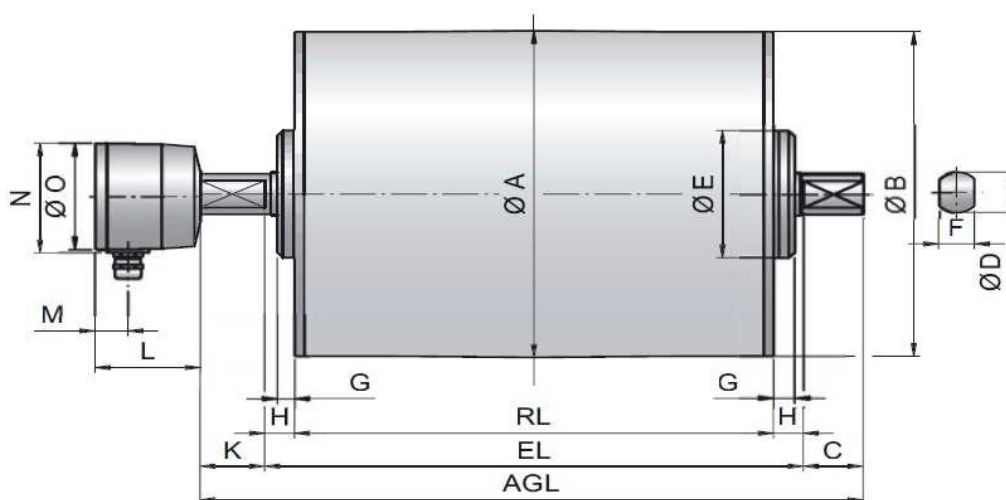
2.4. POHÁNĚCÍ STANICE

Hlavním úkolem poháněcí stanice je zajistit pohon dopravníku. Tření mezi pásem a hnacím bubnem je základním prvkem pro pohon pásu.

Dle vypočteného potřebného výkonu jsem zvolil elektrobuben od výrobce Rulmeca typu 320M o výkonu 5,5kW s kroutícím momentem 334N.m [11]. Mezi hlavní výhody tohoto pohonu patří rychlá montáž a demontáž, nízké požadavky na prostor z důvodu umístění převodovky, spojky a samotného asynchronního motoru uvnitř bubnu. Další výhodou je přibližně o 30% nižší spotřeba energie než u klasického elektropohonu a nízká poruchovost. Motor je chlazen olejem, který zaručuje dokonalé mazání celého mechanismu. Elektrobuben je přišroubován ke konstrukci dopravníku pomocí úchytů, které dodává výrobce [11] a je umístěn v horní části dopravníku.



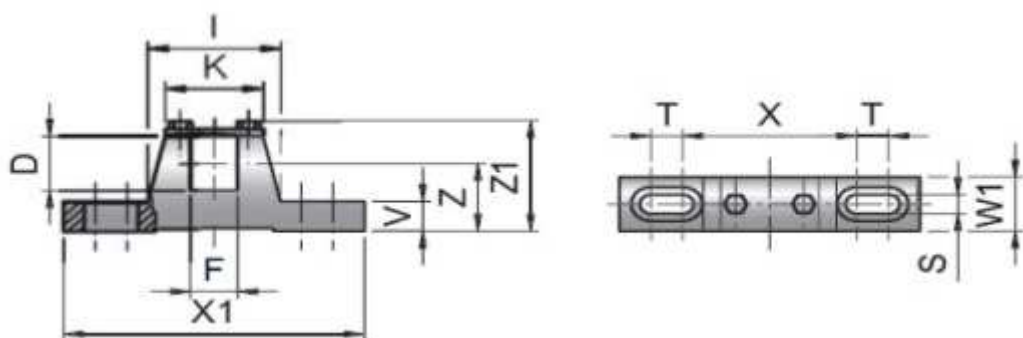
Obr. 9 Elektrobuben 320M [11]



Obr. 10 Rozměry elektrobubnu 320M [11]

Tab. 6 Rozměry elektrobubnu 320M [11]

Typ	Rozměry [mm]															
	RL	EL	AGL	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	O
320M	750	800	904	321	319	50	40	125	30	17,5	25	54	87	27	107	105



Obr. 11 Uchycení elektrobubnu 320M [11]

Tab. 7 Rozměry tělesa pro elektrobuben 320M [11]

Typ	Materiál	Označení úchytu	Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]
			D	F	I	K	S	T	V	W ₁	X	X ₁	Z	Z ₁	
320M	Ocel	KL41-HD	40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2,1

2.5. NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

„Napínací síla je nezbytná k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na pás požadovaná síla. Proto napínací zařízení tvoří nedílnou část pásového dopravníku. Na něm závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení.“ [1, str. 140]

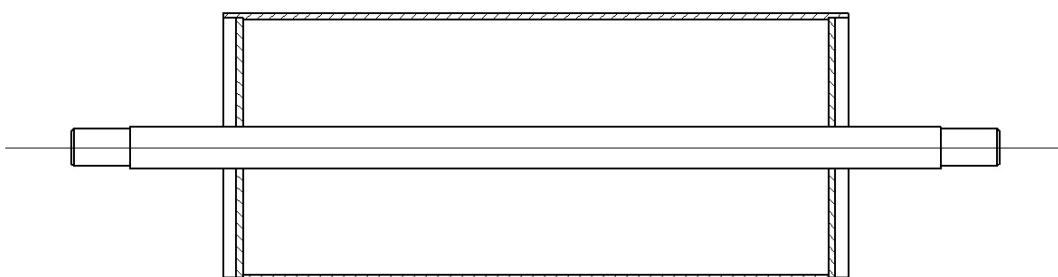
V mém případě jsem volil napínání pomocí šroubů. Pro uložení hnaného bubnu jsou použity dvě napínací ložiskové jednotky, které jsou nasunuty do vodící dráhy obdélníkového profilu. Celé napínací zařízení je připevněno pomocí šroubů k rámu dopravníku. Napínání je realizováno pomocí napínacích šroubů a matic, které posouvají ložiskové jednotky usazené ve vodící dráze a tím dochází k nastavení potřebné napínací síly pásu. Napínání je nutné provádět na obou stranách rovnoměrně. Hnaný buben se nesmí dostat do šikmé polohy, aby nebylo způsobeno sbíhání pásu. Posuv napínacího bubnu je přibližně 2% dopravní délky dopravníku.



Obr. 12 Napínací zařízení

2.5.1. HNANÝ BUBEN

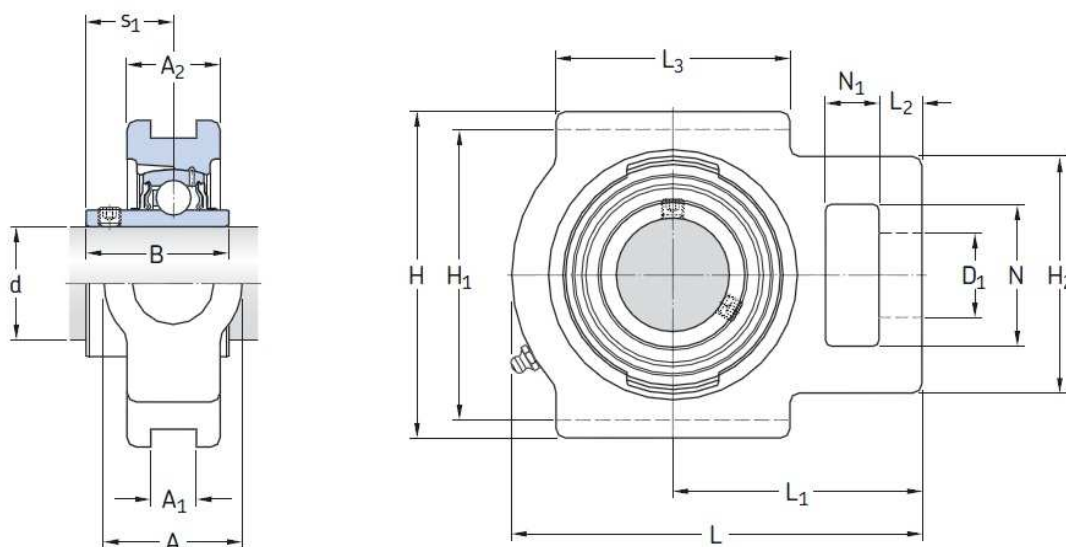
Hnaný neboli vratný buben je svarek skládající se z hřídele (osy), dvou bočnic a obvodového pláště. Osa je soustružená z oceli 11 373 ČSN 42 5510 [3, str. 280] a plášť je tvořen ocelovou bezešvou trubkou 11 353 ČSN 42 5715 [3, str. 300]. Vnější průměr bubnu je 320mm, délka pláště je 750mm a tloušťka pláště je 8mm. Průměr osy v ložisku je 45mm. Ve zvoleném konstrukčním řešení plní hnaný buben funkci napínacího bubnu.



Obr. 13 Hnaný buben

2.5.2. LOŽISKOVÁ JEDNOTKA

Hnaný buben bude uložen v ložiskových jednotkách od firmy SKF [12] typu TU 45 TF. Jsou použity naklápěcí ložiska YAR 209-2F.



Obr. 14 Ložisková jednotka TU 45 TF [12]

Tab. 8 Rozměry ložiskového tělesa TU 45 TF [12]

Typ	Rozměry [mm]															
	d	A	A ₁	A ₂	B	D ₁	H	H ₁	H ₂	L	L ₁	L ₂	L ₃	N	N ₁	s ₁
TU 45 TF	45	49	17,5	35	49,2	29	117	101	83	144	87	15	83	49	19	30,2



2.6. NOSNÁ KONSTRUKCE

2.6.1. NOSNÝ RÁM

Pro nosnou konstrukci jsem zvolil plnonosníkový rám tvořen normalizovanou tyčí průřezu U140/B ČSN 42 5570 [3, str. 295] o délkách 3x7m a 1x7,5m. Na koncích profilů jsou navařeny patky pro spojení jednotlivých částí. Jednotlivé části jsou spojeny pomocí šroubového spojení. Aby byla zabezpečena požadovaná rozteč mezi profily, rám bude vyztužen příčnými vzpěrami z normalizovaných tyčí průřezu U65/B ČSN 42 5570 [3, str. 295] o délce 935mm.

2.6.2. STOJINY

Stojiny jsou tvořeny z normalizovaných tyčí průřezu U120/B ČSN 42 5570 [3, str. 295]. Na jednom konci je přivařena patka s otvory, které umožňují přišroubování celé nosné konstrukce k betonovému základu a na druhém konci je stojina přivařena k samotnému rámu dopravníku. Pro zvýšení stability jsou vždy mezi dvě protější stojiny navařeny ocelové bezešvé trubky čtvercového průřezu TR 4HR 80x5 ČSN 42 6937 o délce 950mm [10, str. 15].

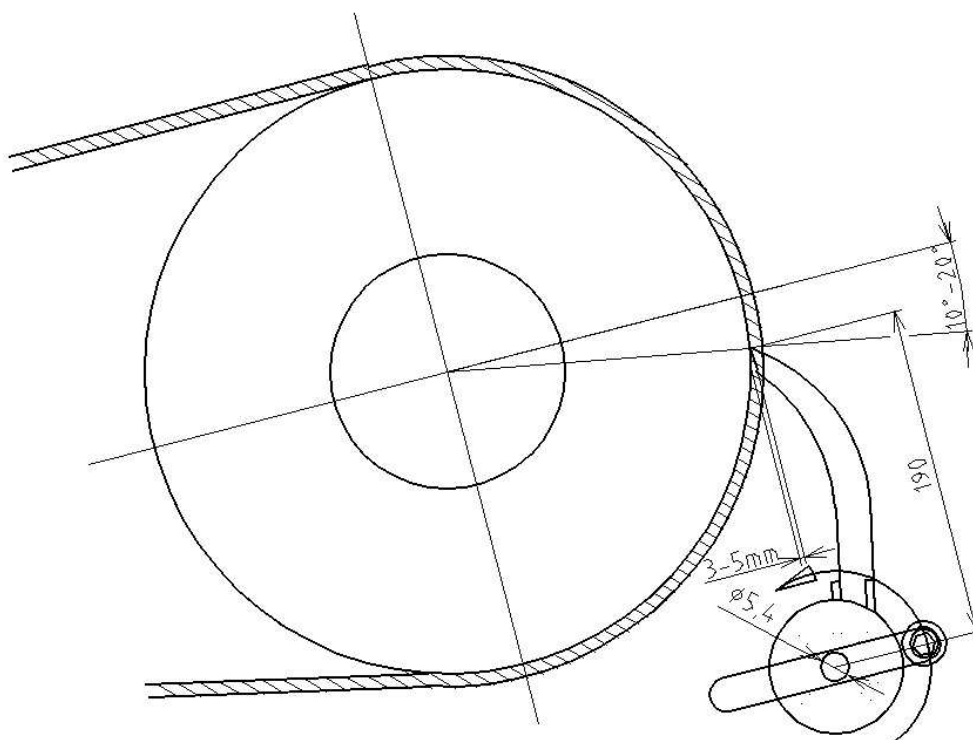
2.7. STĚRAČ PÁSU

„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, umísťují se na začátek dolní větve čističe pásu, které mají za úkol nalepený materiál setřít.“ [1, str. 143]

Pro čištění pásu jsem volil čelní stěrač od firmy AB Technology typu CJ PU FDA [7]. Šířka stěrače je stejná jako šířka pásu, tedy 650mm. Tento čistič vyniká svou jednoduchou konstrukcí, která zaručuje výbornou kvalitu stírání po celou dobu životnosti stíracího segmentu. Veškerý přítlak vůči pásu zabezpečuje tělo segmentu vyrobené z otěruvzdorného pružného polyuretanu. Stěrač je určen do potravinářství zejména na PVC pásy.



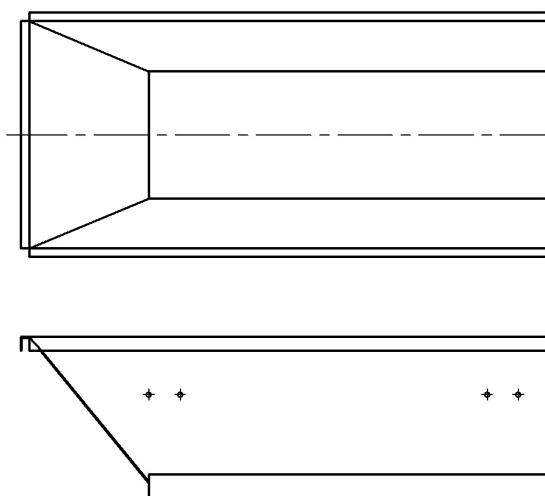
Obr. 15 Polyuretanový stěrač [7]



Obr. 16 Umístění stěrače [7]

2.8. NÁSYPKA

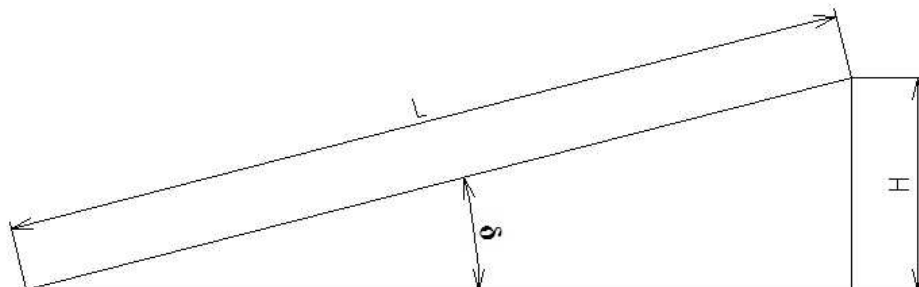
K rámu dopravníku je násypka přišroubována na straně hnaného bubnu. V mém případě jsem použil násypku s bočním vedením. Boční vedení slouží k usměrnění a urychlení dopravovaného materiálu na pásu. Násypka je tvořena třemi plechy spojenými do tvaru U skládajících se ze dvou bočních a jedné zadní strany. Násypka je ve spodní části zúžena na požadovanou šířku, která musí být menší než je šířka pásu. Mezi pásem a spodní hranou stěn je přinýtován pás pryže. Tento pás je určen pro zamezení dotyku plechů násypky s pásem.



Obr. 17 Násypka

3. FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

3.1. SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 18 Sklon dopravníku

$$\begin{aligned}\sin \delta &= \frac{H}{L} \\ \delta &= \arcsin \frac{H}{L} \\ \delta &= \arcsin \frac{7}{28} \\ \delta &= 14,48^\circ\end{aligned}\tag{1}$$

3.2. VOLBA RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

- dle literatury [1, str. 148] je jmenovitá dopravní rychlost pro dopravu obilního zrna v rozmezí $v = (2,5 - 4) m \cdot s^{-1}$
- voleno $v = 2,5 m \cdot s^{-1}$

3.3. TEORETICKY POTŘEBNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

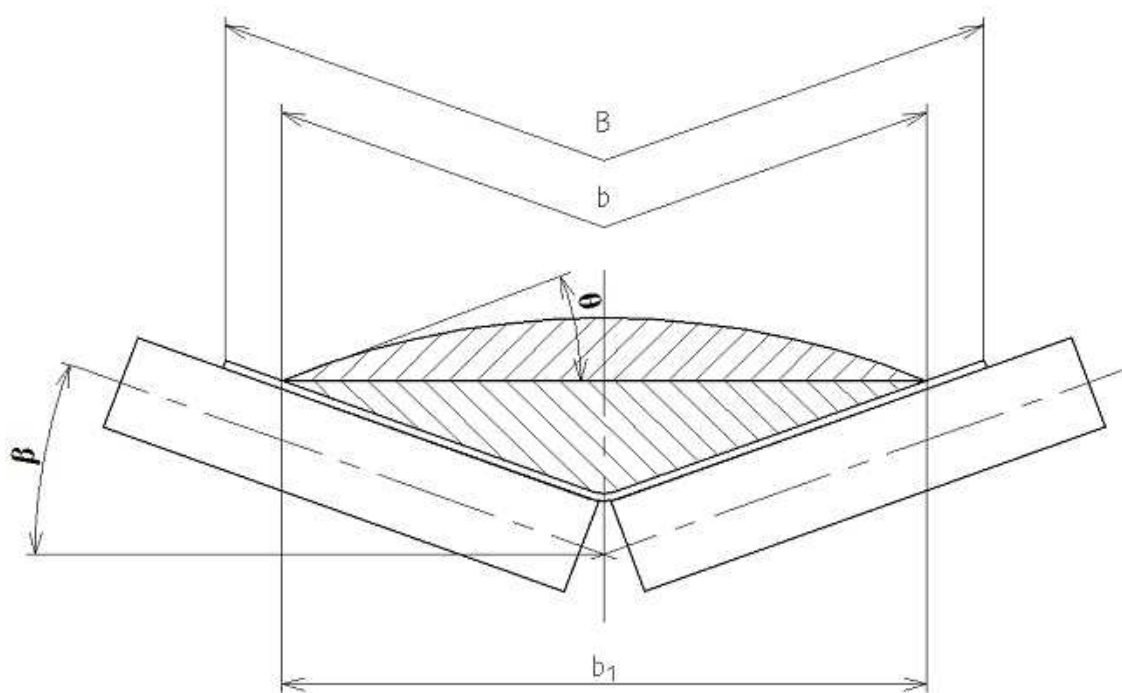
- dle literatury [1, str. 151] je objemová sypaná hmotnost v rozmezí $\rho = (400 - 800) kg \cdot m^{-3}$
- voleno $\rho = 500 kg \cdot m^{-3}$
- sypaný úhel $\alpha = 20^\circ$

$$\begin{aligned}S_T &= \frac{Q}{\rho \cdot v} \\ S_T &= \frac{95000}{500 \cdot 2,5} \\ S_T &= 0,0211 m^2\end{aligned}\tag{2}$$

3.4. VOLBA PÁSU

- sklon bočních válečků dle vybrané válečkové stolice [15] $\beta = 20^\circ$
- dle literatury [1, str. 149] zvolena šířka pásu $B = 650\text{mm}$

3.5. CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ



Obr. 19 Průřez náplně

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,0113 + 0,0230$$

$$S = 0,0343\text{m}^2$$

(3)

3.5.1. PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ S_1

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

$$S_1 = [0,535 \cdot \cos 20] \cdot \frac{\text{tg} 15}{6}$$

$$S_1 = 0,0113\text{m}^2$$

(4)

**3.5.1.1. DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL**

$$\begin{aligned}\theta &= 0,75 \cdot \alpha \\ \theta &= 0,75 \cdot 20 \\ \theta &= 15^\circ\end{aligned}\tag{5}$$

3.5.1.2. LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$\begin{aligned}b &= 0,9 \cdot B - 0,05 \\ b &= 0,9 \cdot 0,65 - 0,05 \\ b &= 0,535\text{mm}\end{aligned}\tag{6}$$

3.5.2. PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ S_2

$$\begin{aligned}S_2 &= \left[\frac{b}{2} \cdot \cos \beta \right] \cdot \left[\frac{b}{2} \cdot \sin \beta \right] \\ S_2 &= \left[\frac{0,535}{2} \cdot \cos 20 \right] \cdot \left[\frac{0,535}{2} \cdot \sin 20 \right] \\ S_2 &= 0,0230\text{m}^2\end{aligned}\tag{7}$$

3.6. SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$\begin{aligned}S_K &= S \cdot k \\ S_K &= 0,0343 \cdot 0,7556 \\ S_K &= 0,0259\text{m}^2\end{aligned}\tag{8}$$

3.6.1. SOUČINITEL SKLONU

$$\begin{aligned}k &= 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \\ k &= 1 - \frac{0,0113}{0,0343} \cdot (1 - 0,2582) \\ k &= 0,7556\end{aligned}\tag{9}$$



3.6.2. SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU

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

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 14,48 - \cos^2 15}{1 - \cos^2 15}} \quad (10)$$

$$k_1 = 0,2582$$

3.7. KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÍ PROSTOR

- musí být splněna podmínka: $S_K > S_T$ (11)

$$0,0259m^2 > 0,0211m^2$$

= > navržený pás VYHOVUJE

3.8. OBJEMOVÁ VÝKONNOST

$$I_v = S \cdot v \cdot k$$

$$I_v = 0,0343 \cdot 2,5 \cdot 0,7556 \quad (12)$$

$$I_v = 0,0648m^3 \cdot s^{-1}$$

3.9. HMOTNOSTNÍ VÝKONNOST

$$I_m = 3600 \cdot I_v \cdot \rho$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,0648 \cdot 500 \quad (13)$$

$$I_m = 116640kg \cdot h^{-1}$$

3.10. KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

- musí být splněna podmínka: $I_m \geq Q$ (14)

$$116640kg \cdot h^{-1} \geq 95000kg \cdot h^{-1}$$

= > množství dopravovaného materiálu VYHOVUJE

3.11. HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DÉLKY

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

$$q_G = \frac{0,0648 \cdot 500}{2,5} \quad (15)$$

$$q_G = 12,96kg \cdot m^{-1}$$



3.12. HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$\begin{aligned}
 q_B &= B \cdot m_P \\
 q_B &= 0,65 \cdot 7,7 \\
 q_B &= 5,01 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

3.13. TEORETICKÁ OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA PONÁNĚCÍM BUBNU

$$\begin{aligned}
 F_{Up} &= F_H + F_N + F_S + F_{St} \\
 F_{Up} &= 161,3 + 125,9 + 221,2 + 890,0 \\
 F_{Up} &= 1398,4 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

3.13.1. HLAVNÍ ODPORY

$$\begin{aligned}
 F_H &= f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \\
 F_H &= 0,02 \cdot 28 \cdot 9,81 \cdot [5,75 + 1,36 + (2 \cdot 5,01 + 12,96) \cdot \cos 14,48] \\
 F_H &= 161,3 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

- dle literatury [6, str. 7] volen globální součinitel tření $f = 0,02$

3.13.1.1. HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR V HORNÍ VĚTVI

$$\begin{aligned}
 q_{RO} &= \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L} \\
 q_{RO} &= \frac{2 \cdot 2,3 \cdot 35}{28} \\
 q_{RO} &= 5,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

- váha rotující části válečku $q_1 = 2,3 \text{ kg}$

3.13.1.2. POČET ŘAD VÁLEČKŮ V HORNÍ VĚTVI

$$\begin{aligned}
 P_1 &= \frac{L}{a_0} \\
 P_1 &= \frac{28}{0,8} \\
 P_1 &= 35
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

- rozteč válečků v horní větvi volena dle literatury [1, str. 138] $a_0 = 0,8 \text{ m}$

**3.13.1.3. HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR V DOLNÍ VĚTVI**

$$\begin{aligned}q_{RU} &= \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \\q_{RU} &= \frac{3,8 \cdot 10}{28} \\q_{RU} &= 1,36 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}\tag{21}$$

- váha rotující části válečku $q_2 = 3,8 \text{ kg}$

3.13.1.4. POČET ŘAD VÁLEČKŮ V DOLNÍ VĚTVI

$$\begin{aligned}P_2 &= \frac{L}{a_u} \\P_2 &= \frac{28}{2,8} \\P_2 &= 10\end{aligned}\tag{22}$$

- rozteč válečků v dolní větvi volena dle literatury [1, str. 138] $a_u = 2,8 \text{ m}$

3.13.2. VEDLEJŠÍ ODPORY

$$\begin{aligned}F_N &= F_{bA} + F_f + F_O + F_t \\F_N &= 81,0 + 16,8 + 24,6 + 3,5 \\F_N &= 125,9 \text{ N}\end{aligned}\tag{23}$$

3.13.2.1. ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$\begin{aligned}F_{bA} &= I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \\F_{bA} &= 0,0648 \cdot 500 \cdot (2,5 - 0) \\F_{bA} &= 81,0 \text{ N}\end{aligned}\tag{24}$$



3.13.2.2. ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

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

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0648^2 \cdot 500 \cdot 9,81 \cdot 0,531}{\left(\frac{2,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,5^2} \quad (25)$$

$$F_f = 16,8N$$

- součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením dle literatury [6, str. 12]

$$\mu_2 = 0,5 - 0,7$$

- voleno $\mu_2 = 0,6$

3.13.2.3. URYCHLOVACÍ DÉLKA

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

$$l_b = \frac{2,5^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} \quad (26)$$

$$l_b = 0,531m$$

- součinitel tření mezi materiálem a pásem dle literatury [6, str. 12] $\mu_1 = 0,5 - 0,7$

- voleno $\mu_1 = 0,6$

3.13.2.4. SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

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

$$b_1 = 0,535 \cdot \cos 20 \quad (27)$$

$$b_1 = 0,5m$$

3.13.2.5. ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

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

$$F_o = 9 \cdot 0,65 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,65}\right) \cdot \frac{0,0062}{0,32} \quad (28)$$

$$F_o = 24,6N$$

- průměrný tah na pásu $F = 5000N$



3.13.2.6. ODPOR V LOŽISKÁCH HNANÉHO BUBNU

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

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,045}{0,32} \cdot 5000 \quad (29)$$

$$F_t = 3,5N$$

3.13.3. PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} = 0N \quad (30)$$

- odpor vychýlených bočních válečků $F_{\varepsilon} = 0N \Rightarrow$ válečky nejsou vychýlené

3.13.4. PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

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

$$F_{S2} = 9,9 + 211,3 + 0 \quad (31)$$

$$F_{S2} = 221,2N$$

3.13.4.1. ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

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

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,0648^2 \cdot 500 \cdot 9,81 \cdot 1,25}{2,5^2 \cdot 0,5^2} \quad (32)$$

$$F_{gL} = 9,9N$$

3.13.4.2. ODPOR STĚRAČE PÁSU

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

$$F_r = 0,013 \cdot 3,25 \cdot 10^4 \cdot 0,5 \quad (33)$$

$$F_r = 211,3N$$

- součinitel tření mezi stěračem a pásem je volen dle literatury [6, str. 13] $\mu_3 = 0,5$

- tlak mezi stěračem a pásem dle literatury [6, str. 13] $p = (3 \cdot 10^4 - 10 \cdot 10^4) N \cdot m^{-2}$

- voleno $p = 3,25 \cdot 10^4 N \cdot m^{-2}$

**3.13.4.3. DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI STĚRAČEM A PÁSEM**

$$\begin{aligned}A &= B \cdot t_c \\A &= 0,65 \cdot 0,02 \\A &= 0,013m^2\end{aligned}\tag{34}$$

3.13.4.4. ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU

$$F_a = 0N\tag{35}$$

- není použito shrnovače $\Rightarrow F_a = 0N$

3.13.5. ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$\begin{aligned}F_{St} &= q_G \cdot H \cdot g \\F_{St} &= 12,96 \cdot 7 \cdot 9,81 \\F_{St} &= 890,0N\end{aligned}\tag{36}$$

3.14. ZVĚTŠENÍ POHÁNĚCÍ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Z důvody nepřesnosti výpočtu a možnému náhlému zvýšení síly při přetížení zvětším obvodovou sílu o 20%.

$$\begin{aligned}F_U &= F_{Up} \cdot 1,2 \\F_U &= 1398,4 \cdot 1,2 \\F_U &= 1678,1N\end{aligned}\tag{37}$$

3.15. POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO BUBNU

$$\begin{aligned}P_A &= F_U \cdot v \\P_A &= 1678,1 \cdot 2,5 \\P_A &= 4195W\end{aligned}\tag{38}$$



3.16. POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON MOTORU

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

$$P_M = \frac{4195}{0,95} \quad (39)$$

$$P_M = 4416W$$

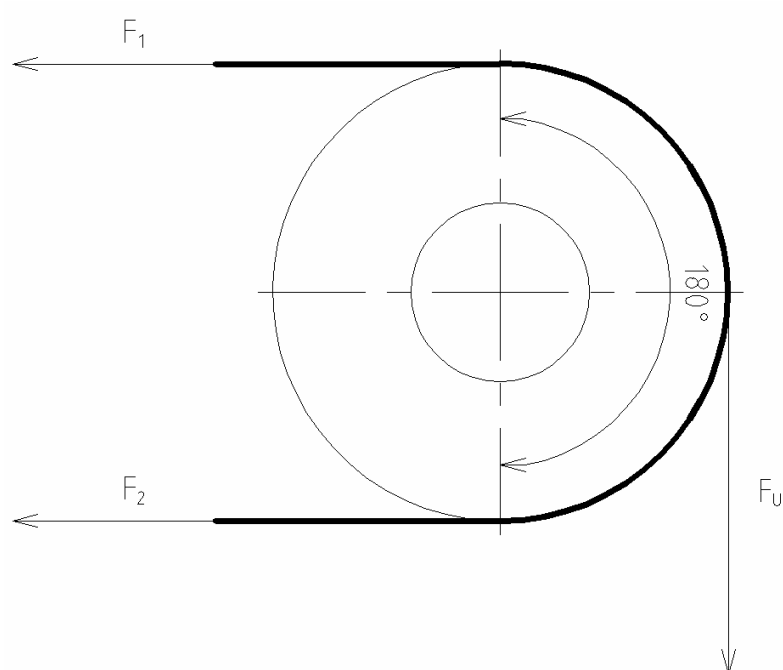
- celková účinnost pohonu dle literatury [6, str. 9] $\eta = 0,85 - 0,95$

- voleno $\eta = 0,95$

3.17. NÁVRH POHONU

- pro pohon byl zvolen elektrobuben s výkonem $P = 5,5kW$ dle 2.4. Poháněcí stanice

3.18. STANOVENÍ SIL V PÁSU



Obr. 20 Schéma sil v pásu



3.18.1. PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$\begin{aligned}
 F_{2\min} &\geq F_{U\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \\
 F_{2\min} &\geq 2517,2 \cdot \frac{1}{e^{0,3\pi} - 1} \\
 F_{2\min} &\geq 1607,1N
 \end{aligned}
 \tag{40}$$

- úhel opásání $\varphi = 180^\circ \Rightarrow \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 180^\circ \Rightarrow \pi \text{ rad}$
- koeficient tření mezi bubnem a pásem dle literatury [6, str. 13] $\mu = (0,25 - 0,3)$
- voleno $\mu = 0,3$

3.18.2. MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$\begin{aligned}
 F_{U\max} &= \xi \cdot F_U \\
 F_{U\max} &= 1,5 \cdot 1678,1 \\
 F_{U\max} &= 2517,2N
 \end{aligned}
 \tag{41}$$

- součinitel rozběhu dle literatury [6, str. 10] $\xi = (1,3 - 2)$
- voleno $\xi = 1,5$

3.18.3. OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

3.18.3.1. HORNÍ VĚTEV (NOSNÁ VĚTEV)

$$\begin{aligned}
 F_{\min h} &\geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \\
 F_{\min h} &\geq \frac{0,8 \cdot (5,01 + 12,96) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} \\
 F_{\min h} &\geq 1469,1N
 \end{aligned}
 \tag{42}$$

- $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ je největší dovolený relativní průvěs pásu
- dle literatury [6, str. 10] se pohybuje v rozmezí $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = (0,005 - 0,02)$
- voleno $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,012$, kde h průvěs pásu

a vzdálenost mezi stolicemi



3.18.3.2. DOLNÍ VĚTEV (VRATNÁ VĚTEV)

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

$$F_{\min d} \geq \frac{2,8 \cdot 5,01 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} \quad (43)$$

$$F_{\min d} \geq 1433,5N$$

3.18.4. NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

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

$$F_{\max} \approx F_1 \approx 1,5 \cdot 1678,1 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} + 1 \right) \quad (44)$$

$$F_{\max} \approx F_1 \approx 4124,2N$$

3.18.5. PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{Dp} \geq F_{\max}$$

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{\max} \quad (45)$$

$$30 \cdot 650 \geq 4124,2$$

$$19500N \geq 4124,2N$$

=> navržený pás VYHOVUJE

- dle [14] pevnost pásu $R_{mp} = 30N \cdot mm^{-1}$

3.18.6. SÍLA V NOSNÉ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{\max}$$

$$F_1 \approx 4124,2N \quad (46)$$

3.18.7. SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI

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

$$F_2 = \frac{4124,2}{e^{0,3 \cdot \pi}} \quad (47)$$

$$F_2 = 1607,0N$$

**3.18.8. EULERŮV VZTAH - KONTROLA**

$$\begin{aligned}\frac{F_1}{F_2} &\geq e^{\mu \cdot \varphi} \\ \frac{4124,2}{1607,0} &\geq e^{0,3\pi} \\ 2,566 &\geq 2,566 \\ \Rightarrow &\text{VYHOVUJE}\end{aligned}\tag{48}$$

3.18.9. VÝSLEDNÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$\begin{aligned}F_C &= F_1 + F_2 \\ F_C &= 4124,2 + 1607,0 \\ F_C &= 5731,2N\end{aligned}\tag{49}$$

4. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

4.1. PEVNOSTNÍ VÝPOČET PLÁŠTĚ HNANÉHO BUBNU

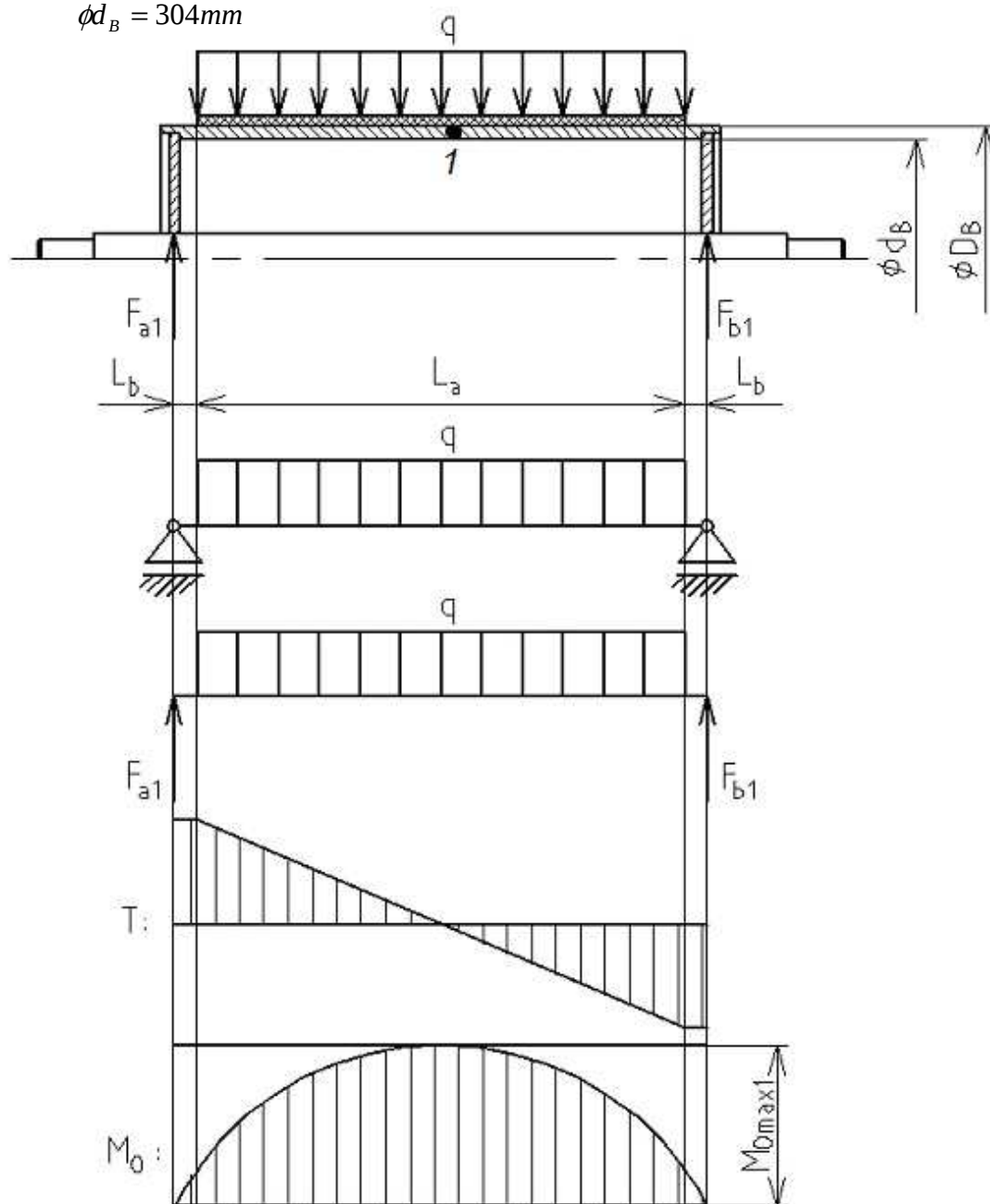
4.1.1. ZATÍŽENÍ PLÁŠTĚ BUBNU - VVÚ

- rozměry: $L_a = 650\text{mm}$

$L_b = 30\text{mm}$

$\phi D_B = 320\text{mm}$

$\phi d_B = 304\text{mm}$



Obr. 21 Zatížení pláště - VVÚ



4.1.2. VOLBA MATERIÁLU

- buben je zatěžován prostým míjivým ohybem
- pro buben je volen materiál 11 353 ČSN 42 5715
- dovolené napětí v ohybu dle literatury [3, str. 54] $\sigma_{01dov} = 85 - 115 \text{ MPa}$
- pro výpočet voleno $\sigma_{01dov} = 85 \text{ MPa}$

4.1.3. VELIKOST SPOJITÉHO ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

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

$$q = \frac{5731,2}{0,65} \quad (50)$$

$$q = 8817,2 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.1.4. VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$T: \quad \sum T = 0$$

$$F_{a1} + F_{b1} - q \cdot L_a = 0 \Rightarrow F_{b1} \quad (51)$$

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

$$F_{b1} = 8817,2 \cdot 0,65 - 2865,6 \quad (52)$$

$$F_{b1} = 2865,6 \text{ N}$$

$$M_O: \quad \sum M_{OB} = 0$$

$$F_{a1} \cdot (L_a + 2 \cdot L_b) - q \cdot L_a \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b \right) = 0 \Rightarrow F_{a1} \quad (53)$$

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

$$F_{a1} = \frac{8817,2 \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{0,65}{2} + 0,03 \right)}{(0,65 + 2 \cdot 0,03)} \quad (54)$$

$$F_{a1} = 2865,6 \text{ N}$$



4.1.5. MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ 1

$$\begin{aligned}
 M_{O_{\max 1}} &= F_{a1} \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b \right) \\
 M_{O_{\max 1}} &= 2865,6 \cdot \left(\frac{0,65}{2} + 0,03 \right) \\
 M_{O_{\max 1}} &= 1017,3 N \cdot m
 \end{aligned} \tag{55}$$

4.1.6. MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ 1

$$\begin{aligned}
 \sigma_{O_{\max 1}} &= \frac{M_{O_{\max 1}}}{W_{O1}} \\
 \sigma_{O_{\max 1}} &= \frac{1017,3}{551,6} \\
 \sigma_{O_{\max 1}} &= 1704020 Pa \cong 1,7 MPa
 \end{aligned} \tag{56}$$

4.1.7. MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ 1

$$\begin{aligned}
 W_{O1} &= \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{32 \cdot D_B} \\
 W_{O1} &= \frac{\pi \cdot (0,32^4 - 0,304^4)}{32 \cdot 0,32} \\
 W_{O1} &= 5,97 \cdot 10^{-4} m^3
 \end{aligned} \tag{57}$$

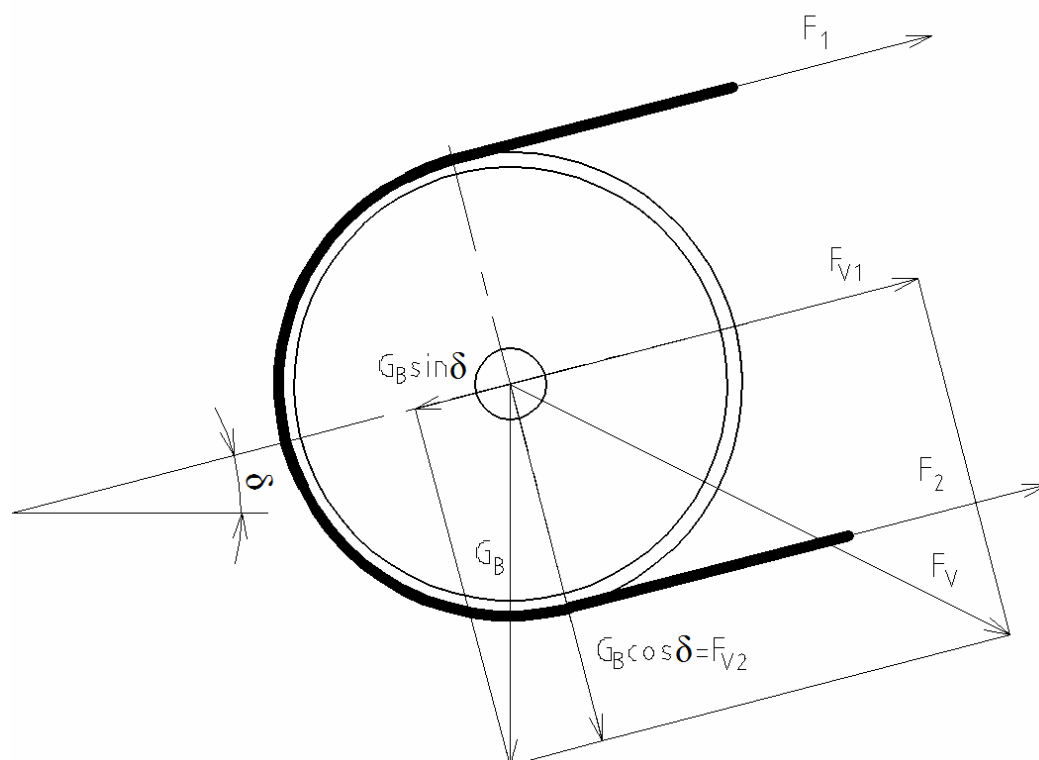
4.1.8. BEZPEČNOST V MÍSTĚ NEJVĚTŠÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\begin{aligned}
 k_{O1} &= \frac{\sigma_{O1dov}}{\sigma_{O_{\max 1}}} \\
 k_{O1} &= \frac{85}{1,7} \\
 k_{O1} &\cong 50 \\
 &\Rightarrow \text{VYHOVUJE}
 \end{aligned} \tag{58}$$

- plášť hnaného bubnu je dostatečně dimenzován

4.2. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HNANÉHO BUBNU

4.2.1. VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA OSU



Obr. 22 Rozbor sil působících na osu

$$\begin{aligned}
 F_V &= \sqrt{F_{V1}^2 + F_{V2}^2} \\
 F_V &= \sqrt{5596,3^2 + 522,5^2} \\
 F_V &= 5620,6 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{59}$$

4.2.1.1. SÍLA V OSE X

$$\begin{aligned}
 F_{V1} &= F_1 + F_2 - G_B \cdot \sin \delta \\
 F_{V1} &= 4124,2 + 1607,0 - 539,6 \cdot \sin 14,48 \\
 F_{V1} &= 5596,3 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{60}$$

4.2.1.2. SÍLA V OSE Y

$$\begin{aligned}
 F_{V2} &= G_B \cdot \cos \delta \\
 F_{V2} &= 539,6 \cdot \cos 14,48 \\
 F_{V2} &= 522,5 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{61}$$

**4.2.1.3. TÍHOVÁ SÍLA BUBNU**

$$\begin{aligned}G_B &= m_B \cdot g \\G_B &= 55 \cdot 9,81 \\G_B &= 539,6N\end{aligned}\tag{62}$$

4.2.1.4. VÝPOČET HMOTNOSTI BUBNU

$$\begin{aligned}m_B &= \rho_o \cdot V_{CB} \\m_B &= 7850 \cdot 7 \cdot 10^{-3} \\m_B &= 55kg\end{aligned}\tag{63}$$

- dle literatury [3, str. 61] hustota oceli $\rho_o = 7850kg \cdot m^{-3}$

4.2.1.5. CELKOVÝ OBJEM MATERIÁLU PLÁŠTĚ A BOČNIC

$$\begin{aligned}V_{CB} &= V_P + V_B \\V_{CB} &= 5,88 \cdot 10^{-3} + 1,13 \cdot 10^{-3} \\V_{CB} &= 7 \cdot 10^{-3} m^3\end{aligned}\tag{64}$$

4.2.1.6. OBJEM MATERIÁLU PLÁŠTĚ

$$\begin{aligned}V_P &= \frac{\pi}{4} \cdot (D_B^2 - d_B^2) \cdot L_P \\V_P &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,32^2 - 0,304^2) \cdot 0,75 \\V_P &= 5,88 \cdot 10^{-3} m^3\end{aligned}\tag{65}$$

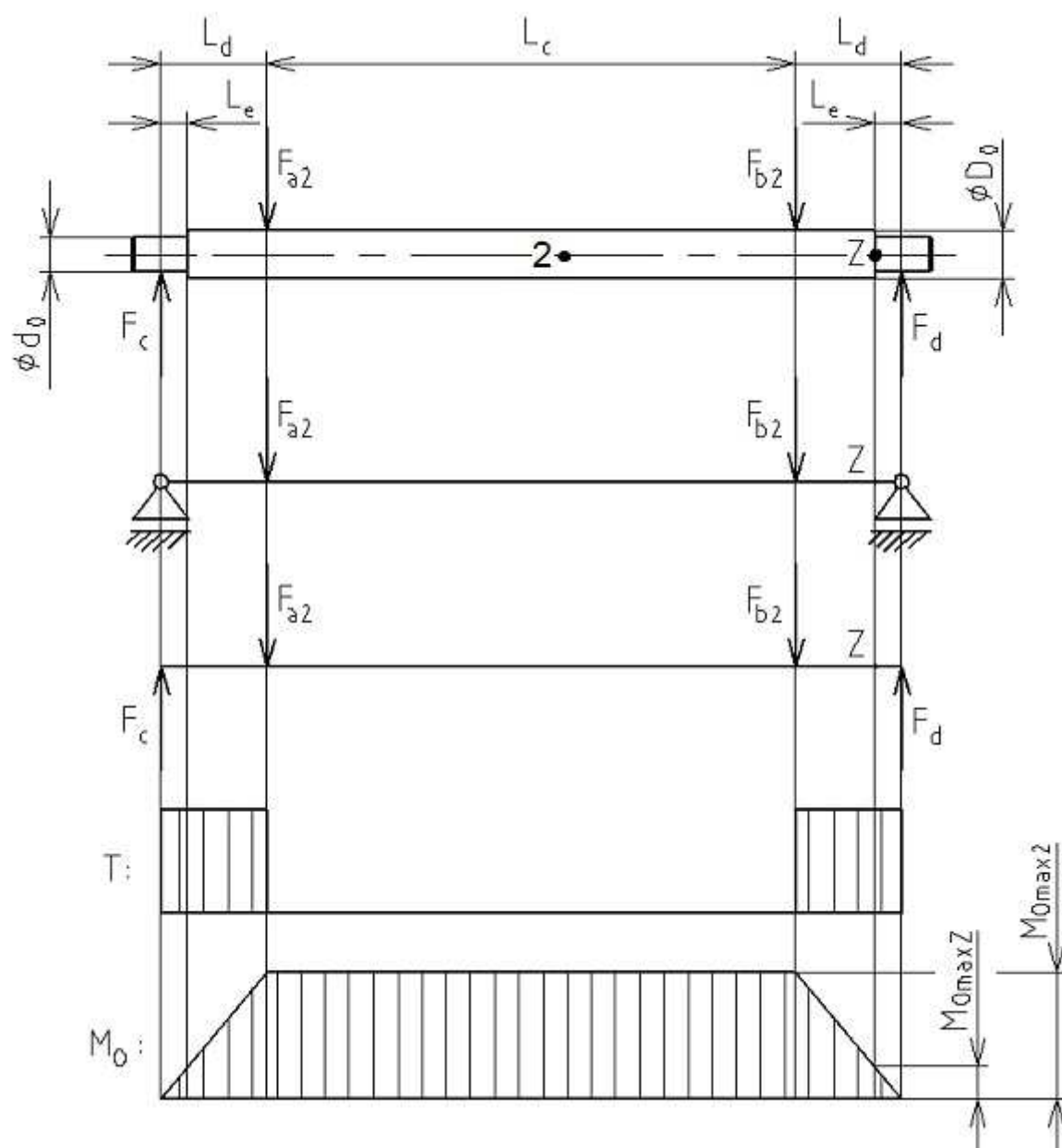
4.2.1.7. OBJEM MATERIÁLU BOČNIC

$$\begin{aligned}V_B &= 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_B^2 - d_{B1}^2) \cdot s_B \\V_B &= 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,304^2 - 0,05^2) \cdot 0,008 \\V_B &= 1,13 \cdot 10^{-3} m^3\end{aligned}\tag{66}$$



4.2.2. ZATÍŽENÍ OSY BUBNU - VVÚ

- rozměry: $L_c = 710\text{mm}$
- $L_d = 150\text{mm}$
- $L_e = 19\text{mm}$
- $\phi D_o = 50\text{mm}$
- $\phi d_o = 45\text{mm}$



Obr. 23 Zatížení osy - VVÚ



4.2.3. VOLBA MATERIÁLU

- osa je zatěžována prostým míjivým ohybem
- pro osu bubnu je volen materiál 11 373 ČSN 42 5524
- dovolené napětí v ohybu dle literatury [3, str. 54] $\sigma_{O2dov} = 70 - 105 \text{ MPa}$
- pro výpočet voleno $\sigma_{O2dov} = 70 \text{ MPa}$

4.2.4. VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$F_{a2} = F_{b2} = \frac{F_V}{2}$$

$$F_{a2} = F_{b2} = \frac{5620,6}{2} \quad (67)$$

$$F_{a2} = F_{b2} = 2810,3 \text{ N}$$

$$T: \quad \sum T = 0$$

$$F_c + F_d - F_{a2} - F_{b2} = 0 \Rightarrow L_d \quad (68)$$

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

$$F_d = 2810,3 + 2810,3 - 2810,3 \quad (69)$$

$$F_d = 2810,3 \text{ N}$$

$$M_O: \quad \sum M_{OD} = 0$$

$$F_c \cdot (L_c + 2 \cdot L_d) - F_{a2} \cdot (L_c + L_d) - F_{b2} \cdot L_d = 0 \Rightarrow F_c \quad (70)$$

$$F_c = \frac{F_{a2} \cdot (L_c + L_d) + F_{b2} \cdot L_d}{L_c + 2 \cdot L_d}$$

$$F_c = \frac{2810,3 \cdot (0,71 + 0,15) + 2810,3 \cdot 0,15}{0,71 + 2 \cdot 0,15} \quad (71)$$

$$F_c = 2810,3 \text{ N}$$

4.2.5. MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ 2

$$M_{O_{\max 2}} = F_c \cdot \left(\frac{L_c}{2} + L_d \right) - F_{a2} \cdot \left(\frac{L_c}{2} \right)$$

$$M_{O_{\max 2}} = 2810,3 \cdot \left(\frac{0,71}{2} + 0,15 \right) - 2810,3 \cdot \left(\frac{0,71}{2} \right) \quad (72)$$

$$M_{O_{\max 2}} = 421,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$



4.2.6. MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ 2

$$\begin{aligned}\sigma_{O_{\max 2}} &= \frac{M_{O_{\max 2}}}{W_{O_2}} \\ \sigma_{O_{\max 2}} &= \frac{421,6}{1,23 \cdot 10^{-5}} \\ \sigma_{O_{\max 2}} &= 34276423 \text{ Pa} \cong 34,3 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{73}$$

4.2.7. MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ 2

$$\begin{aligned}W_{O_2} &= \frac{\pi \cdot D_o^3}{32} \\ W_{O_2} &= \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32} \\ W_{O_2} &= 1,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3\end{aligned}\tag{74}$$

4.2.8. BEZPEČNOST V MÍSTĚ NEJVĚTŠÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\begin{aligned}k_{O_2} &= \frac{\sigma_{O_{2dov}}}{\sigma_{O_{\max 2}}} \\ k_{O_2} &= \frac{70}{34,3} \\ k_{O_2} &\cong 2,04 \\ &\Rightarrow \text{VYHOVUJE}\end{aligned}\tag{75}$$

- osa hnaného bubnu je dostatečně dimenzována

4.2.9. OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ Z

$$\begin{aligned}M_{OZ} &= F_c \cdot L_e \\ M_{OZ} &= 2810,3 \cdot 0,019 \\ M_{OZ} &= 53,4 \text{ N} \cdot \text{m}\end{aligned}\tag{76}$$

4.2.10. OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ Z

$$\begin{aligned}\sigma_{OZ} &= \frac{M_{OZ}}{W_{OZ}} \\ \sigma_{OZ} &= \frac{53,4}{8,95 \cdot 10^{-6}} \\ \sigma_{OZ} &= 5966481 \text{ Pa} \cong 6 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{77}$$



4.2.11. MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ Z

$$W_{OZ} = \frac{\pi \cdot d_o^3}{32}$$

$$W_{OZ} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32} \quad (78)$$

$$W_{OZ} = 8,95 \cdot 10^{-6} m^3$$

4.2.12. BEZPEČNOST OSY V OHYBU V MÍSTĚ Z

$$k_{OZ} = \frac{\sigma_{O2dov}}{\sigma_{OZ}}$$

$$k_{OZ} = \frac{70}{6} \quad (79)$$

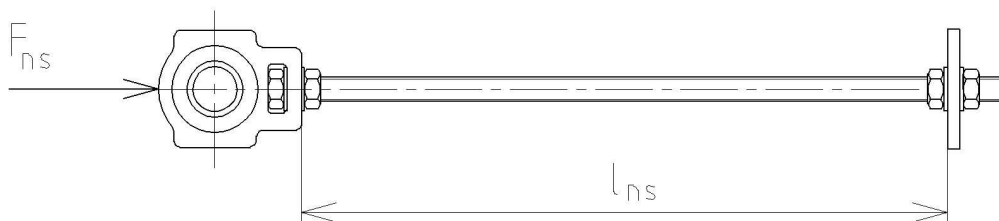
$$k_{OZ} \cong 11,7$$

$$\Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

- osa hnaného bubnu v místě Z je dostatečně dimenzována

4.3. KONTROLNÍ VÝPOČET NAPÍNACÍCH ŠROUBŮ NA VZPĚR

4.3.1. SÍLA PŮSOBÍCÍ NA NAPÍNACÍ ŠROUB



Obr. 24 Zatížený napínací šroub

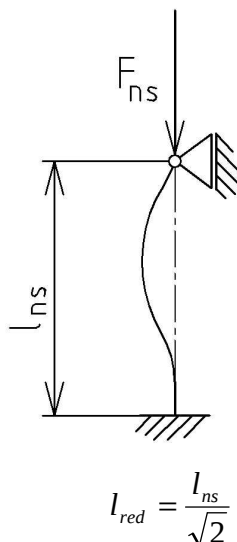
$$F_{ns} = \frac{F_C}{2}$$

$$F_{ns} = \frac{5731,2}{2} \quad (80)$$

$$F_{ns} = 2865,6 N$$

4.3.2. REDUKOVANÁ DÉLKA ŠROUBU

$$\begin{aligned}
 l_{red} &= \frac{l_{ns}}{\sqrt{2}} \\
 l_{red} &= \frac{650}{\sqrt{2}} \\
 l_{red} &= 459,6mm
 \end{aligned} \tag{81}$$



Obr. 25 Typ uložení napínacího šroubu

4.3.3. POLOMĚR SETRVAČNOSTI

$$\begin{aligned}
 i &= \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} \\
 i &= \sqrt{\frac{8367,2}{324,3}} \\
 i &= 5,1
 \end{aligned} \tag{82}$$

4.3.3.1. KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU

$$\begin{aligned}
 J_{min} &= \frac{\pi \cdot d_{ns}^4}{64} \\
 J_{min} &= \frac{\pi \cdot 20,319^4}{64} \\
 J_{min} &= 8367,2mm^4
 \end{aligned} \tag{83}$$

- dle literatury [3, str. 410] malý průměr napínacího šroubu $d_{ns} = 20,319mm$

4.3.3.2. PLOCHA PRŮŘEZU

$$S_{ns} = \frac{\pi \cdot d_{ns}^2}{4}$$

$$S_{ns} = \frac{\pi \cdot 20,319^2}{4}$$

$$S_{ns} = 324,3 \text{ mm}^2$$
(84)

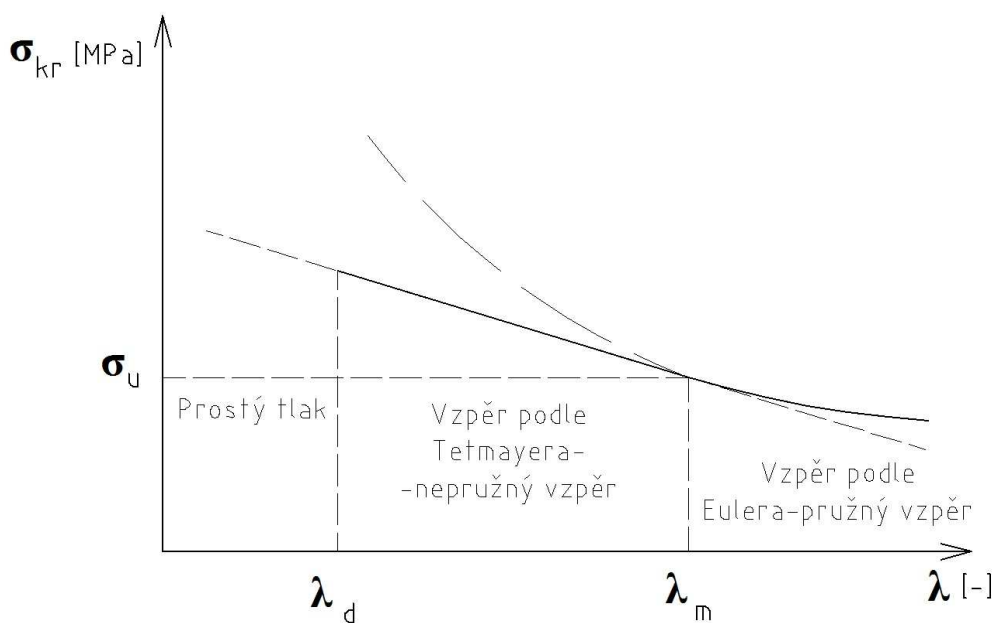
4.3.4. ŠTÍHLOST

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

$$\lambda = \frac{459,6}{5,1}$$

$$\lambda = 90,1$$
(85)

4.3.5. VYHODNOCENÍ VÝPOČTU



Obr. 26 Rozlišení namáhání štíhlých prutů tlakovou silou

- dle literatury [3, str. 37] pro ocel $\lambda_d = 60$, $\lambda_m = 100 \Rightarrow \lambda < \lambda_m$
- po domluvě s vedoucím bakalářské práce, výpočet proveden z namáhání na prostý tlak a z Eulerovy rovnice



4.3.6. KRITICKÁ SÍLA - PROSTÝ TLAK

$$\begin{aligned}
 F_{kr1} &= \sigma_{nsdov} \cdot S_{ns} \\
 F_{kr1} &= 75 \cdot 324,3 \\
 F_{kr1} &= 24322,5N
 \end{aligned}
 \tag{86}$$

- pro napínací šroub je volen materiál 11 523 ČSN 42 5715
- dovolené napětí v tlaku pro 11 523 dle literatury [3, str. 54] $\sigma_{nsdov} = 75 - 105 MPa$
- pro výpočet voleno $\sigma_{nsdov} = 75 MPa$

4.3.7. BEZPEČNOST NAPÍNACÍHO ŠROUBU - PROSTÝ TLAK

$$\begin{aligned}
 k_{v1} &= \frac{F_{kr1}}{F_{ns}} \\
 k_{v1} &= \frac{24322,5}{2865,6} \\
 k_{v1} &= 8,5 \\
 &=> \text{VYHOVUJE}
 \end{aligned}
 \tag{87}$$

4.3.8. KRITICKÁ SÍLA - EULER

$$\begin{aligned}
 F_{kr2} &= \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_{ns}^2} \\
 F_{kr2} &= \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8367,2}{650^2} \\
 F_{kr2} &= 82092,3N \\
 &- \text{výpočet proveden dle literatury [3, str. 36]}
 \end{aligned}
 \tag{88}$$

4.3.9. BEZPEČNOST NAPÍNACÍHO ŠROUBU - EULER

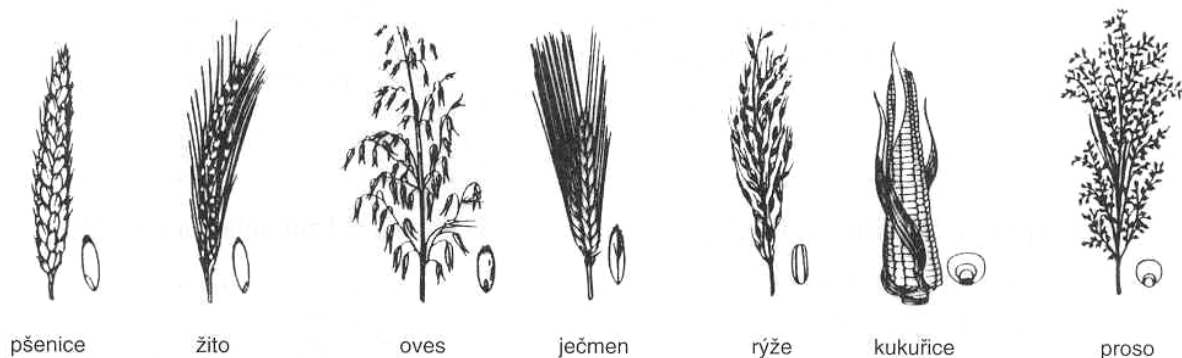
$$\begin{aligned}
 k_{v2} &= \frac{F_{kr2}}{F_{ns}} \\
 k_{v2} &= \frac{82092,3}{2865,6} \\
 k_{v2} &= 28,7 \\
 &=> \text{VYHOVUJE}
 \end{aligned}
 \tag{89}$$

- z provedených výpočtů uvažujeme výpočet bezpečnosti v tlaku



5. ROZBOR VLASTNOSTÍ DOPRAVOVANÝCH MATERIÁLŮ

Obiloviny jsou semena jednoletých ušlechtilých travin. Mezi obiloviny řadíme pšenici, žito, ječmen, oves, kukuřici, rýži, proso a pohanku. Tato semena jsou pro nás důležitá hlavně proto, že se z nich vyrábí mouka – důležitý zdroj obživy. Například pšenice či žito slouží k výrobě mouky, rýže či pohanka se využívá jako pokrm, pšenice a kukuřice nachází uplatnění při výrobě piva a lihu, žito a ječmen slouží k výrobě kávovin a také se všechny tyto obiloviny využívají jako krmivo pro hospodářská zvířata.



Obr. 27 Druhy obilovin [13]

5.1. SLOŽENÍ OBILNÍHO ZRNA



Obr. 28 Stavba složení obilního zrna [13]



Obilní zrno se skládá ze tří základních částí, které se navzájem liší složením [18]:

- 1) *Obal* – neboli otruby, obsahuje nestravitelné sacharidy, ale také se v něm nachází minerální látky a vitamíny. Protože je tento obal těžce stravitelný, mletím se odstraňuje. Tyto sacharidy jsou také nazývány vlákninou, která je pro člověka důležitá pro správnou funkci střev a tudíž pro dobré trávení.
- 2) *Jádru* – dělení jádra na vnější vrstvu = aleuronová vrstva a na vnitřní vrstvu = moučné jádro. Aleuronová vrstva je tvořena hlavně bílkovinami, minerálními látkami, vitamíny a enzymy. Moučné jádro je viditelně bílé a obsahuje hlavně sacharidy a škrob, které jsou velmi energeticky hodnotné a poměrně dobře stravitelné. Pro někoho se toto složení může jevit jako problém, protože zmíněná bílkovina je lepek, který je pro některé lidi nestravitelný a mají takzvanou celiakii = musí dodržovat bezlepkovou dietu.
- 3) *Zárodek* = obilný klíček, jež je bohatý na oleje, vitamíny, bílkoviny, tuky, cukry, minerální látky a enzymy.

V každé obilovině je však množství těchto látek trochu jiné, liší se i o 10 či více procent. Například nejvíce bílkovin obsahuje ječmen (12%), nejméně rýže (7%) a nejvíce tuku obsahuje oves (5%) a nejméně rýže (několik desetin procenta). A právě tuky, které se nacházejí v obilovinách, obsahují rozsáhlou škálu mastných kyselin, které jsou příznivé pro naše tělo, ba naopak bílkoviny jsou neplnohodnotné, neboť v nich chybí pro nás důležitá aminokyselina lysin. Obiloviny jsou pro život člověka velice důležité, protože nám dodávají až 35% energetických hodnot. Také obsahují pro nás důležité minerální látky, vlákninu a vitamíny, které mimo jiné snižují hladinu cholesterolu v krvi a vodu.

5.2. OBILNÍ HMOTA

„Základ obilné hmoty tvoří semena určitého botanického druhu, podle nichž se obilná hmota nazývá (pšenice, žito, apod.). Obilky nejsou stejné, ale liší se velikostí, plností, tvarem, apod. podle podmínek, v nichž se vyvíjely. Při sklizni a následné manipulaci s obilní hmotou se její nesourodost zvýší, protože část obilí se více či méně poškodí. Kromě toho obsahuje obilní hmota další složky: zrna jiných druhů obilovin; semena plevelů; organické a anorganické nečistoty, např. části rostlin, hrudky hlíny, organický a minerální prach. Tyto příměsi a nečistoty snižují kvalitu zrna, zvyšují nejednotnost obilní hmoty a mají nepříznivý vliv na skladovatelnost. Semena plevelů, která jsou zpravidla vlhčí, dýchají intenzivněji a mohou způsobit zvlhčení obilné hmoty s případným následným samozahříváním.“ [9]

Další důležitou složkou obilní hmoty jsou také mikroorganismy, které se nachází hlavně na povrchu zrna a které se za příznivého prostředí velice snadno množí, a tím zhoršují kvalitu zrna. Neméně významnou složkou obilní hmoty je mezizrnový vzduch, který významně ovlivňuje biochemické a fyzikální procesy, pokud na něj působí okolí.



5.3. FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI OBILNÍ HMOTY

Mezi hlavní vlastnosti obilní hmoty patří [9]:

a) tepelná vodivost

- jde o schopnost obilí sdílet teplo v obilní hmotě bez jejich přemísťování (dochází k tomu pomocí mezizrnového vzduchu)
- součinitel tepelné vodivosti obilní hmoty $\lambda = (0,14 - 0,23) \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- tato tepelná vodivost je významná v kladném smyslu v létě – zrno je možné skladovat při nízké teplotě, ale méně významná je už v zimě, kdy dochází v určitých ohniscích k samozahřívání či dokonce přesušování

b) sorpční schopnost

- je to schopnost poutat plyny a páry různých látek

c) sypkost

- charakterizuje ji úhel přirozeného sklonu, který svírá povrchová plocha obilní hmoty s vodorovnou podložkou a úhlem tření (jedná se o nejmenší úhel, při němž začíná zrno klouzat po nakloněné rovině; závisí také na třecích vlastnostech povrchu podložky)

d) kyprost a plnost

- obilní hmota není jeden celek, ale nachází se mezi ní vzduch, který vyplňuje mezery mezi obilkami

e) samotřídění

- jde o proces rozvrstvení jednotlivých částic obilní hmoty podle hmotnosti, velikosti či tvarových znaků, takže je vše způsobeno nestejnorodostí a sypkostí jednotlivých částic obilní hmoty
- velká a těžká zrna padají rychleji a svisleji na dno, zatímco menší a lehčí příměsi jsou vířivými proudy vzduchu odhozeny ke stěnám komory (jde o prach, lehčí příměsi či mikroorganismy)

5.4. ÚČINKY VLASTNOSTÍ DOPRAVOVANÝCH MATERIÁLŮ

Pro volbu jednotlivých komponentů a parametrů pásového dopravníku je nezbytné uvažovat tyto základní účinky vlastností dopravovaných materiálů:

1) Účinek na dopravní pás

Vlastnosti dopravovaných materiálů mají velký účinek na výběr dopravního pásu. Ovlivňují konstrukci a celkovou tloušťku pásu, která závisí na počtu a typu vložek a také na tloušťce krycích vrstev.



2) Účinek na dopravní rychlost

„Jmenovitá rychlost se volí v závislosti na druhu dopravovaného materiálu. Při kusovitě dopravovaném materiálu je nezbytné volit rychlost na dolní hranici rozmezí.“ [1, str. 148]

- dle literatury [1, str. 148] dopravní rychlost pro obilní zrno $v = (2,5 - 4)m \cdot s^{-1}$

3) Účinek sypného úhlu na sklon transportéru

Sklon transportéru je ovlivněn sypným úhlem dopravovaného materiálu, díky kterému lze určit maximální možný sklon dopravníku.

- dle literatury [1, str. 151] pro obilní zrno:

- objemová sypná hmotnost $\rho = (400 - 800)kg \cdot m^{-3}$

- maximální sklon transportéru $\delta_{\max} = 17^\circ$

- sypný úhel $\alpha = 20^\circ$

5.5. VYUŽITÍ OBILOVIN VE VÝŽIVĚ

Obiloviny jsou důležité rostliny jak v životě člověka, tak v jídelníčku zvířat, proto jsou také obiloviny v České republice pěstovány na více než polovině orné půdy. V obilných semenech nacházíme pro člověka i živočichy nezbytné živiny a vitamíny. Dříve byly obiloviny vnímány pozitivně jedině v tom ohledu, že zaháněly pocit hladu, nikdo nevěděl, jak významné složky pro lidský organismus skrývají. Nejvýznamnější látka obsažená v obilovinách je škrob, který je součástí sacharidů, které jsou nejvíce zastoupené v poměru s ostatními hodnotami. Škrob je hlavně zdrojem energie, dále zde nacházíme vlákniny, bílkoviny, tuky, vitamíny, antioxydanty či minerální látky. Toto vše je pro život člověka důležité a obiloviny jsou v životě těžko zastupitelné. V poslední době dochází také k výrobě biolihu či výrobě energetické suroviny spalováním obilovin.



6. ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo provést konstrukční výpočet pásového dopravníku pro dopravu potravinářského zrna. Funkční výpočet jsem vypracoval na základě zadaných parametrů, dopravního výkonu, osové vzdálenosti přesypů, výškového rozdílu a dopravovaného materiálu, dle platné normy ČSN ISO 5048 [6]. Dle vypočtených hodnot byly určeny základní rozměry pásového dopravníku společně s potřebným výkonem pohonu. Jako pohon dopravníku jsem volil elektrobuben od výrobce Rulmeca o výkonu 5,5kW. Mezi hlavní výhody tohoto pohonu patří rychlá montáž a demontáž, nízké požadavky na prostor, nízká poruchovost, tichý chod, dlouhá životnost.

Z hlediska konstrukčního řešení byly jednotlivé komponenty voleny z katalogů výrobců. Návrh hnané osy a hnaného bubnu byl ověřen pevnostním výpočtem. Výpočet prokázal, že hnaný buben je schopen odolávat danému provoznímu zatížení. Dále byla provedena kontrola napínacích šroubů napínacího zařízení na vzpěr. Výpočet taktéž vyhovuje danému provoznímu zatížení. Práce zahrnuje také detailní rozbor vlastností dopravovaných materiálů.

Přiložená výkresová dokumentace obsahuje sestavný výkres navrženého pásového dopravníku, podsestavu napínacího zařízení a podsestavu hnaného bubnu. Pro úplné vyhotovení této práce jsem použil níže uvedené zdroje, své znalosti získané předchozím studiem a rady získané od vedoucího práce. Závěrem lze říci, že tato práce vyhověla všem zadaným požadavkům.



7. POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

7.1. LITERATURE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. 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. Brno: CERM. 2007. 223s. ISBN 978-80-7204-534-1.
- [5] SVOBODA, Pavel. BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. Základy konstruování. Brno: CERM. 2008 234s. ISBN 978-80-7204-584-6.

7.2. NORMY

- [6] 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

7.3. WEBOVÉ STRÁNKY

- [7] *AB Technology* [online]. 2008 [cit. 2011-04-15]. Čistič pásu. Dostupné z WWW: <<http://www.abtech-cz.cz/cj-pu-fda>>.
- [8] *Citace.com* [online]. 2009 [cit. 2011-05-10]. Citace. Dostupné z WWW: <www.citace.com>.
- [9] KULOVANÁ, Eliška. *AGROWEB* [online]. 17.12.2001 [cit. 2011-05-10]. DOPORUČENÍ PRO OŠETŘOVÁNÍ A SKLADOVÁNÍ ZRNA OBILNIN. Dostupné z WWW: <http://www.agroweb.cz/roslinna-vyroba/DOPORUCENI-PRO-OSETROVANI-A-SKLADOVANI-ZRNA-OBILNIN__s44x9470.html>.
- [10] *NYPRO* [online]. 2007 [cit. 2011-04-15]. Katalog hutních materiálů. Dostupné z WWW: <http://www.nyprohutni.cz/download/sortiment_komplet.pdf>.
- [11] *Rulmeca* [online]. 2007 [cit. 2011-04-15]. Elektrobuben. Dostupné z WWW: <http://www.rulmeca.com/download_cms/products/320drawings.pdf>.
- [12] *SKF* [online]. 2007 [cit. 2011-04-15]. Ložisková jednotka. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/files/518262.pdf>>.
- [13] *SsssCZ* [online]. 2006 [cit. 2011-05-10]. Obiloviny. Dostupné z WWW: <<http://www.ssss.cz/files/kpucebnice/p/pv/1/druhyobilovi.htm>>.



- [14] *TechPlasty* [online]. 2002-2009 [cit. 2011-04-15]. Štandardné druhy pásov. Dostupné z WWW:
<<http://www.techplasty.sk/pasy/index.html?http://www.techplasty.sk/pasy/esbelt/pasy/FitBandas.php3-IDM=EN&SERIE=ESP&ID=E30CC.htm>>.
- [15] *TRANSROLL* [online]. 2010 [cit. 2011-04-15]. Katalog pražců. Dostupné z WWW:
<http://www.transroll.cz/download/TRANZA_IdlersEn.pdf>.
- [16] *TRANSROLL* [online]. 2010 [cit. 2011-04-15]. Katalog válečků. Dostupné z WWW:
<http://www.transroll.cz/download/TRANSROLL_RollersEn.pdf>.
- [17] *UNIUMcz* [online]. 23.02.2011 [cit. 2011-05-10]. Obiloviny. Dostupné z WWW:
<<http://www.unium.cz/materialy/czu/pef/obiloviny-m21942-p1.html>>.
- [18] *VADEMECUM zdraví* [online]. 2007 [cit. 2011-05-10]. Obiloviny ve výživě. Dostupné z WWW: <<http://vademezum-zdravi.cz/obiloviny-ve-vyzive/>>.



8. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu	[m ²]
a ₀	Rozteč horních válečkových stolic	[m]
a _u	Rozteč dolních válečkových stolic	[m]
b	Ložná šířka pásu, využitelná šířka pásu	[m]
B	Šířka dopravního pásu	[m]
b ₁	Světlá šířka bočního vedení	[m]
d	Tloušťka pásu	[m]
D _B	Průměr bubnu	[m]
d _B	Vnitřní průměr bubnu	[m]
d _{B1}	Největší průměr hřídele hnaného bubnu	[m]
d _{ns}	Malý průměr napínacího šroubu	[m]
d _O	Průměr hřídele v ložisku	[m]
D _O	Průměr hřídele	[m]
e	Základ přirozených logaritmů	[-]
E	Modul pružnosti v tahu / tlaku	[MPa]
f	Globální součinitel tření	[-]
F	Průměrný tah v pásu na bubnu	[N]
F ₁	Tah v pásu ve větvi nabíhající na buben	[N]
F ₂	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	[N]
F _{2min}	Minimální taková síla v pásu pro přenos obvodové síly	[N]
F _a	Odpor shrnovače materiálu	[N]
F _{a1}	Reakční síla působící na plášť bubnu	[N]
F _{a2}	Síla namáhající osu hnaného bubnu	[N]
F _{b1}	Reakční síla působící na plášť bubnu	[N]
F _{b2}	Síla namáhající osu hnaného bubnu	[N]
F _{bA}	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	[N]
F _c	Reakční síla působící na osu hnaného bubnu	[N]
F _C	Výsledná síla namáhající plášť bubnu	[N]
F _d	Reakční síla působící na osu hnaného bubnu	[N]
F _{Dp}	Dovolená tahová síla v pásu	[N]
F _f	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	[N]
F _{gL}	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	[N]
F _H	Hlavní odpory	[N]



F_{kr1}	Kritická síla - prostý tlak	[N]
F_{kr2}	Kritická síla - Euler	[N]
F_{max}	Maximální tahová síla v pásu	[N]
F_{mind}	Minimální tahová síla v dolní větvi	[N]
F_{minh}	Minimální tahová síla v horní větvi	[N]
F_N	Vedlejší odpory	[N]
F_{ns}	Síla působící na napínací šroub	[N]
F_O	Odpor ohybu pásu na bubnech	[N]
F_r	Odpor stěrače pásu	[N]
F_{S1}	Přídavné hlavní odpory	[N]
F_{S2}	Přídavné vedlejší odpory	[N]
F_{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	[N]
F_t	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	[N]
F_U	Obvodová síla na poháněcím bubnu	[N]
F_{Umax}	Maximální obvodová hnací síla	[N]
F_{Up}	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	[N]
F_V	Výsledná síla působící na osu	[N]
F_{V1}	Složka výsledné síly působící na osu ve směru x	[N]
F_{V2}	Složka výsledné síly působící na osu ve směru y	[N]
F_ε	Odpor vychýlených bočních válečků	[N]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
G_B	Tíhová síla bubnu (plášť+bočnice)	[N]
H	Dopravní výška	[m]
$(h/a)_{adm}$	Dovolený relativní průvės pásu mezi válečkovými stolicemi	[-]
i	Poloměr setrvačnosti	[m]
I_m	Největší hmotnostní výkonnost	[kg/h]
I_V	Největší objemová výkonnost	m ³ /s
J_{min}	Kvadratický moment průřezu	[m ⁴]
k	Součinitel sklonu	[-]
k_1	Součinitel korekce	[-]
k_{O1}	Bezpečnost v ohybu v místě 1	[-]
k_{O2}	Bezpečnost v ohybu v místě 2	[-]
k_{OZ}	Bezpečnost v ohybu v místě Z	[-]
k_{v1}	Bezpečnost napínacího šroubu na vzpěr - prostý tlak	[-]
k_{v2}	Bezpečnost napínacího šroubu na vzpěr - Euler	[-]



l	Délka bočního vedení	[m]
L	Délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)	[m]
L_a	Délka spojitého zatížení	[m]
l_b	Urychlovací délka	[m]
L_b	Vzdálenost působišť sil F_{a1} , F_{b1} od spojitého zatížení	[m]
L_c	Vzdálenost působišť sil F_{a2} a F_{b2} působících na osu hnaného bubnu	[m]
L_d	Vzdálenost působišť sil F_c a F_{a2} a současně F_d a F_{b2} působících na osu hnaného bubnu	[m]
L_e	Vzdálenost reakční síly a místa zmenšení průměru osy hnaného bubnu	[m]
l_{ns}	Délka napínacího šroubu namáhána vzpěrem	[m]
L_p	Délka pláště hnaného bubnu	[m]
l_{red}	Redukovaná délka tyče	[m]
m_B	Hmotnost bubnu (plášť+bočnice)	[kg]
M_{Omax1}	Maximální ohybový moment v místě 1	[N.m]
M_{Omax2}	Maximální ohybový moment v místě 2	[N.m]
M_{OZ}	Ohybový moment v místě Z	[N.m]
m_p	Hmotnost pásu	[kg/m ²]
P	Tlak mezi čističem pásu a pásem	[N/m ²]
P_1	Počet řad válečků v horní větvi	[-]
P_2	Počet řad válečků v dolní větvi	[-]
P_A	Provozní výkon na poháněcím bubnu	[W]
P_M	Provozní výkon poháněcího motoru	[W]
Q	Velikost spojitého zatížení	[N]
Q	Dopravní výkon	[kg/h]
Q_1	Hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi	[kg/m]
Q_2	Hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi	[kg/m]
q_B	Hmotnost 1m dopravního pásu	[kg/m]
q_G	Hmotnost nákladu na 1m délky pásu	[kg/m]
q_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku	[kg/m]
q_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku	[kg/m]
R_{mp}	Dovolené namáhání pásu v tahu	[N/mm]
S	Průřez náplně pásu	[m ²]
S_1	Plocha horní části náplně	[m ²]
S_2	Plocha dolní části náplně	[m ²]
S_K	Skutečná plocha průřezu náplně	[m ²]
S_{ns}	Plocha průřezu napínacího šroubu	[m ²]



S_T	Teoretická potřebná minimální plocha průřezu náplně	$[m^2]$
t_C	Šířka stěrače pásu	$[m]$
v	Rychlost pásu	$[m/s]$
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu dopravníku	$[m/s]$
V_B	Objem materiálu bočnic	$[m^3]$
V_{CB}	Celkový objem materiálu bubnu (plášť+bočnice)	$[m^3]$
V_P	Objem materiálu pláště	$[m^3]$
W_{O1}	Modul průřezu v ohybu v místě 1	$[m^3]$
W_{O2}	Modul průřezu v ohybu v místě 2	$[m^3]$
W_{OZ}	Modul průřezu v ohybu v místě Z	$[m^3]$
α	Sypný úhel	$[^\circ]$
β	Sklon bočních válečků	$[^\circ]$
δ	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	$[^\circ]$
η	Celková účinnost převodu	$[-]$
θ	Dynamický sypný úhel (dopravované hmoty)	$[^\circ]$
λ	Štíhlost	$[-]$
λ_d	Dolní mezní štíhlost	$[-]$
λ_m	Horní mezní štíhlost	$[-]$
μ	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	$[-]$
μ_1	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem	$[-]$
μ_2	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	$[-]$
μ_3	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	$[-]$
ξ	Součinitel rozběhu	$[-]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
ρ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	$[kg/m^3]$
ρ_o	Hustota oceli	$[kg/m^3]$
σ_{nsdov}	Dovolené napětí v tlaku pro materiál napínacího šroubu	$[MPa]$
σ_{O1dov}	Dovolené napětí v ohybu pro materiál pláště	$[MPa]$
σ_{O2dov}	Dovolené napětí v ohybu pro materiál osy	$[MPa]$
σ_{Omax1}	Maximální ohybové napětí namáhající plášť v místě 1	$[MPa]$
σ_{Omax2}	Maximální ohybové napětí namáhající osu v místě 2	$[MPa]$
σ_{OZ}	Ohybové napětí namáhající osu v místě Z	$[MPa]$
φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	$[rad]$



9. SEZNAM PŘÍLOH

<i>Číslo výkresu</i>	<i>Název</i>	<i>Druh výkresu</i>	<i>List</i>
0-3P/23-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	výkres sestavy	1/3
4-3P/23-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	2/3
4-3P/23-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	3/3
2-3P/23-M4	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	výkres podsestavy	1/3
4-3P/23-M4	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	2/3
4-3P/23-M4	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	3/3
2-3P/23-M5	HNANÝ BUBEN	výkres podsestavy	1/1

CD:

Pásový dopravník pro dopravu potravinářského zrna