



ABSTRAKT

Cíl této bakalářské práce je provést funkční výpočet, určení hlavních rozměrů, návrh pohonu a pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu pásového dopravníku pro recyklované kamenivo. Dále bakalářská práce obsahuje popis jednotlivých částí dopravníku, které byly vybrány z katalogů firem, které se zabývají jejich výrobou nebo určeny na základě výpočtu.

KLÍČOVÁ SLOVA

pásový dopravník, recyklované kamenivo, svarek napínací stanice, pohon dopravníku

ABSTRACT

The goal of this bachelor thesis is creation of a functional calculation, determination of the main dimensions, design of the drive and stress analysis of drive shaft for the driven drum of belt conveyor for recycled aggregates. Furthermore, the thesis contains description of each part of the belt conveyor, which were chosen from catalogs of companies dealing with production of these parts, or determined on the basis of the calculation.

KEYWORDS

recycled aggregates, belt conveyor, tensioning stations , conveyor drive



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MOTLOCH, M. *Pásový dopravník pro recyklované kamenivo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 35 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem zadanou bakalářskou práci vypracoval samostatně. K práci jsem použil uvedenou literaturu, rady a poznatky vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D.

V Brně dne 26. května 2014

.....

Martin Motloch



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu moji bakalářské práce panu Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky a dále pak svoji rodině za podporu při studiu.



Úvod	8
1 Pásové dopravníky	8
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	8
1.2 Konstrukce pásových dopravníků	8
1.3 Popis jednotlivých částí dopravníku	9
1.3.1 Dopravní pás	9
1.3.2 Válečky	10
1.3.3 Válečkové stolice	10
1.3.4 Držáky spodních valemku	12
1.3.5 Rám dopravníku	12
1.3.6 Stojiny	13
1.3.7 Hnací buben	13
1.3.8 Hnaný buben	14
1.3.9 Napínací stanice	14
1.3.10 Stěrač pásu	16
2 Funkční výpočet	16
2.1 Sklon dopravníku	16
2.2 volba rychlosti dopravního pásu	16
2.3 Výpočet plochy průřezu náplně	17
2.3.1 Teoreticky potřebný průřezu náplně	17
2.3.2 Využitelná ložná šířka pásu	17
2.3.3 Dynamický sypaný úhel	17
2.3.4 Dílčí plocha průřezu náplně S_1	17
2.3.5 Dílčí plocha průřezu náplně S_2	18
2.3.6 Celková plocha průřezu náplně	18
2.3.7 Součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně	18
2.3.8 Součinitel sklonu dopravníku	18
2.3.9 Skutečná plocha průřezu náplně pásu	19
2.4 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor	19
2.5 Kontrola pásu na dopravované množství	19
2.5.1 Objemový dopravní výkon	19
2.5.2 Hmotnostní dopravní výkon	19
2.6 Výpočet hlavního odporu F_H	19
2.6.1 globální součinitel tření	19
2.6.2 Hmotnost rotujících částí valemku na 1 metr horní větve dopravníku	20



2.6.3	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 metr dolní větve dopravníku	20
2.6.4	Hmotnost 1 metru dopravního pásu.....	20
2.6.5	Hmotnost nákladu na 1 metr dopravního pásu	20
2.7	Výpočet vedlejšího odporu F_N	21
2.7.1	Odpor setrvačných v místě nakládání a urychlování nákladu	21
2.7.2	Odpor od ohybu pásu na bubnech F_O	21
2.7.3	Odpor v ložiskách bubnu F_t (počítá se jen pro hnaný buben).....	21
2.7.4	Minimální urychlovací délka.....	21
2.7.5	Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením v oblasti urychlování F_f	21
2.8	Výpočet přídatného hlavního odporu F_{s1}	22
2.8.1	Odpor vychýlených válečku F_ε	22
2.9	Výpočet přídatného vedlejšího odporu F_{s2}	22
2.9.1	Plocha čističe pásu.....	22
2.9.2	Odpor stěrače pásu.....	22
2.9.3	Odpor k překonání dopravní výšky	23
2.10	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu.....	23
2.11	Potřebný výkon poháněcího bubnu.....	23
2.12	Potřebný výkon motoru	23
2.13	Přenos obvodové síly na hnacím bubnu	24
2.13.1	Maximální obvodová hnací síla.....	24
2.13.2	Nejmenší tahová síla v pásu v dolní větvi	24
2.14	Průvěs pásu	25
2.14.1	Požadovaná síla pro dovolený průvěs pásu v horní větvi.....	25
2.14.2	Požadovaná síla pro dovolený průvěs pásu v dolní větvi.....	25
2.14.3	Největší tahová síla v pásu	25
2.14.4	Dovolená síla v pásu.....	25
2.14.5	Kontrola pevnosti pásu	26
2.14.6	Síla v horní větvi	26
2.14.7	Síla v dolní větvi.....	26
3	Pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu	26
3.1	Volba materiálu hřídele	26
3.2	Síla působící na hřídel.....	26
3.3	Síly působící v místě uchycení bubnu ke hřídeli	27
3.4	Síly působící v podporách Fc a Fd	27
3.5	Určení maximálního ohybového momentu.....	27



3.6	Určení maximálního ohybového napětí	27
3.6.1	Modul průřezu v ohybu	29
3.7	Bezpečnost	29
Závěr	30
Použité informační zdroje	30
Použité zdroje na internetu	31
Seznam příloh	35



ÚVOD

1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Jsou nejpoužívanějším zařízením pro kontinuální přepravu kusového nebo sypkého materiálu po rovné nebo mírně nakloněné dráze. Hlavní výhody pásových dopravníků jsou: Jednoduchá konstrukce, malá vlastní hmotnost, možnost přepravy materiálu na velké vzdálenosti. Provoz pásových dopravníků se vyznačuje nízkou hlučností, malou spotřebou energie a jednoduchou údržbou.

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Dle literatury [2] str. 133 se dopravníky dělí:

podle tažného elementu

- s gumovým pásem (nebo pásem z PVC)
- s ocelovým pásem
- s ocelogumovým pásem
- s pásem z drátěného pletiva

podle nosné konstrukce

- stabilní
- pojízdné
- přestavitelné

podle sklonu

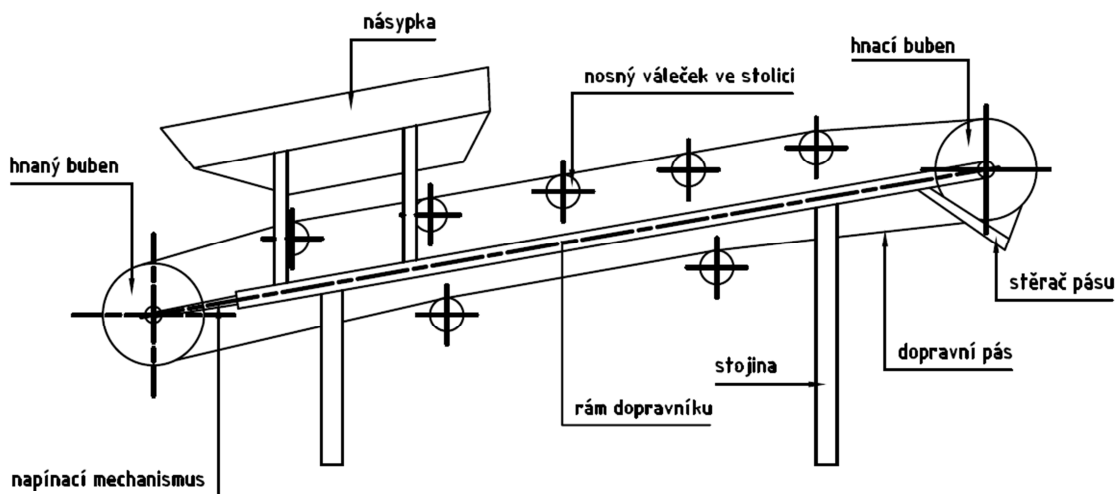
- vodorovné
- šikmé
- lomené

podle počtu hnacích bubnů

- jedno bubnové
- více bubnové

1.2 KONSTRUKCE PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Základním prvkem pásového dopravníku je dopravní pás, který je spojen do nekonečně smyčky. Pás je napínán mezi bubnem hnacím a bubnem napínacím. V nosné i vratné větvi dopravníku je pás podpírán valečky, které jsou usazeny ve válečkových stolicích. Materiál je na pás dopravníku přiváděn násypkou, která může být součástí dopravníku nebo je částí jiného zařízení. Rozmístění jednotlivých částí je patrné s obrázku 1.



Obr. 1 schéma pásového dopravníku

1.3 POPIS JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ DOPRAVNÍKU

1.3.1 DOPRAVNÍ PÁS

Slouží jako nosný a zároveň tažný prvek dopravníku. Jsou na něj kladený vysoké nároky zejména pak na vysokou životnost, vysokou odolnost proti otěru a vysokou tuhost v podélném směru.

Dopravní pás se skládá s kostry, která slouží k přenosu tahových sil. Kostra pásu může být vyrobena z vložek bavlny, polyamidu nebo jejich kombinací. Vložky mohou být umístěny v jedné nebo více vrstvách, které jsou vzájemně spojené tenkými vrstvami z měkké gumy. V některých případech může být kostra ocelová. Pro ochranu kostry se používají krycí vrstvy (horní, spodní a boční) z měkké gumy, které chrání kostru před abrazivními účinky dopravovaného materiálu, nosných válečku a bubnů, mechanickým poškozením a atmosférickými vlivy.

U tohoto dopravníku byl použit dopravní pás od společnosti Gumex s označením EP 250/2.

Tab. 1 parametry dopravního pásu

Šířka pásu:	400mm
Tloušťka pásu:	6,8mm
Pevnost v tahu:	250 N · mm ⁻¹
Hmotnost:	3,7 kg · m ⁻¹



1.3.2 VÁLEČKY

Jsou další důležitou částí dopravníku. Jejich funkce je podepírat pás, vést ho ve stanovené dráze a svojí konfigurací ve válečkové stolici tvarovat pás pro vytvoření požadovaného ložného průřezu. Na válečky jsou kladeny tyto požadavky: nízká hmotnost (zvláště rotujících částí válečku), malý valivý odpor, jednoduchá údržba, dobré utěsnění proti vnikání nečistot a vlhkosti do válečku. Pro dopravník byly použity válečky firmy AMG Karel Pícha s.r.o. V horní větvi bylo použito válečků hladkých. V oblasti násypky jsou válečky pogumovány kvůli útlumu vibrací.

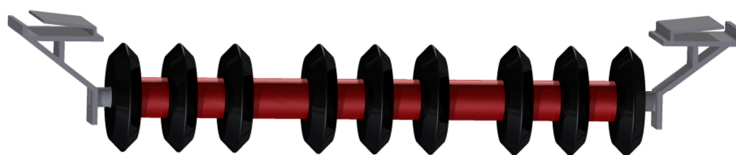
Tab. 2 použité válečky horní větve parametry

Označení:	Ø89/250/6202/15/12
Průměr:	89 mm
Délka:	250 mm
Hmotnost:	3,0kg
Ložisko:	6202 2RS

Ve spodní větvi jsou použity válečky diskové od stejné firmy.

Tab. 3 použité válečky spodní větve parametry

Označení:	Ø108/60/500/6204/20/14
Průměr:	108 mm
Délka:	500 mm
Hmotnost:	5,9kg
Ložisko:	6202 2RS



Obr. 2 uchycení spodního diskového válečku v držáku (model)

1.3.3 VÁLEČKOVÉ STOLICE

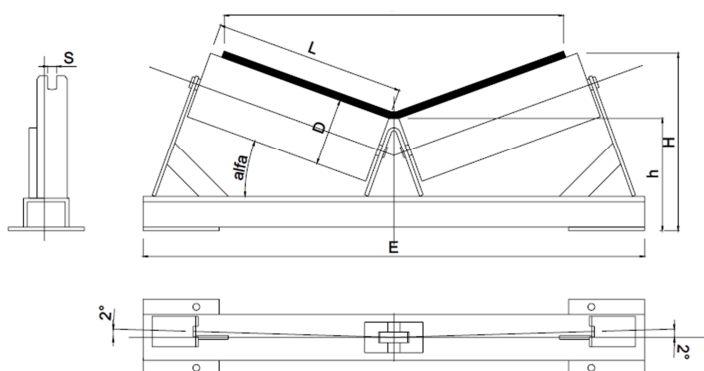
Jejich úkolem je držení válečku a přenesení zatížení s válečku na rám dopravníku. V horní větvi se nejčastěji používají stolice pro dva a více válečků pro vytvoření korýtkového ložného průřezu. Ve spodní větvi se pak používají stolice rovné pro jeden váleček. Zvláštním případem jsou tzv. centrovací stanice, které jsou uloženy vůči rámu otočné a jsou vybaveny



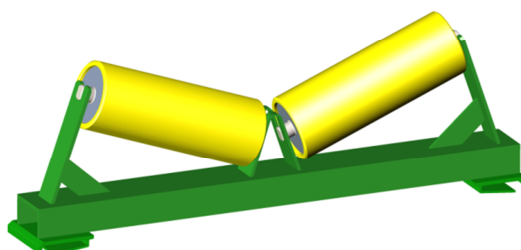
krajními strážními válečky. Slouží k centrování pásu ve středové poloze. Pro dopravník byly vybrány stolice s 2 válečky se sklonem 20° a šípovitostí 2° od společnosti AMG Karel Pícha s.r.o. Umístění válečku ke stolici je dobře patrné z obrázků 3 a 4.

Tab. 4 použité válečkové stolice pro horní větev parametry

Označení:	PHDŠ 500/Ø89/20st.
L	250 mm
H	203 mm
alfa	20°
h	125 mm
s	12 mm
E	700 mm



Obr. 3 schéma uchycení horního válečku ve stolici [5]



Obr. 4 uchycení horního válečku ve stolici (model)

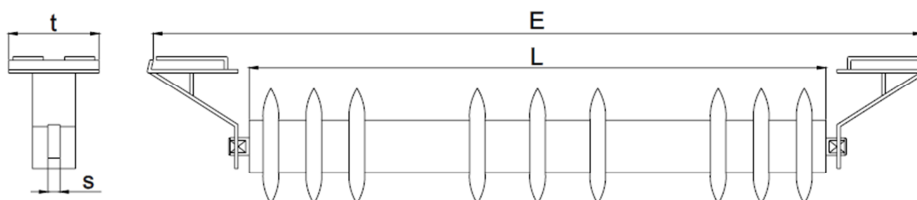


1.3.4 DRŽÁKY SPODNÍCH VALEČKŮ

Spodní válečky jsou uchyceny v držácích válečků od firmy AMG Karel Pícha s.r.o. Držák je k rámu dopravníku upevněn úchyty, které slouží k uchycení na U profily.

Tab. 5 držák spodních válečku parametry

Označení:	DSV 650/Ø89/12
E	700mm
L	500mm
t	105mm
s	14mm



Obr. 5 schéma uchycení spodního válečku v držáku [5]

1.3.5 RÁM DOPRAVNÍKU

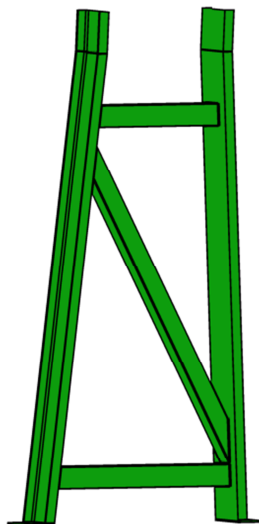
Rám dopravníku je složen z 11 částí. Každá část je svařenec z 2 profilu U 160, které jsou příčně spojeny 5 profily U 100. Každá část je opatřena patkami na konci pro spojení 8 šrouby M18.



Obr. 6 prostřední sekce rámu dopravníku (model)

1.3.6 STOJINY

Dopravník je podepírán 6 stojinami, které jsou svařeny s profilů U 160 a příčně vyztuženy obdélníkovými profily 100x50x3. Stojiny se ve spodní části rozšiřují kvůli zlepšení stability (*výjimkou je stojina pod násypkou, která je stejně široká v celé výšce*). Ve spodní části jsou stojiny opatřeny patkami s otvorem pro kotvící šroub. K rámu dopravníku jsou v horní části přivařeny.



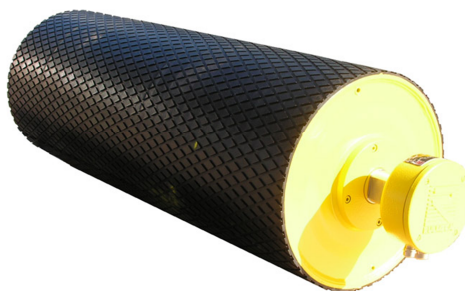
Obr. 7 stojina dopravníku (model)

1.3.7 HNACÍ BUBEN

O pohon dopravníku se stará elektrobuben Rulmeca L 400, který je uchycen v horní části dopravníku 4 šrouby M16.

Tab. 6 parametry elektrobubny

Označení:	L 400
Průměr:	400 mm
Šířka:	500 mm
Výkon:	4 kW
Toč. Moment:	608 Nm



Obr. 7 elektrobuben Rulmeca L 400[6]

1.3.8 HANÝ BUBEN

Nachází se ve spodní části dopravníku, je upevněn 4 šrouby M16 v pohyblivé části napínací stanice. Použitý hnaný buben je vyráběn taktéž značkou Rulmeca.

Tab. 7 parametry hnaného bubnu

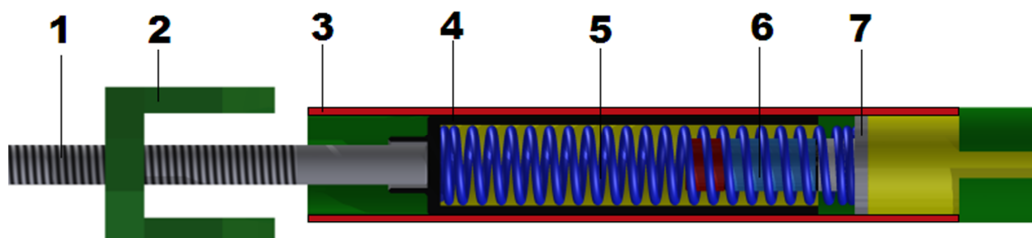
Označení:	UTS 320
Průměr:	320mm
Šířka:	500mm



Obr. 8 hnaný buben Rulmeca UTS 320 [6]

1.3.9 NAPÍNACÍ STANICE

Slouží ke správnému napnutí dopravního pásu, z důvodu zajištění spolehlivého přenosu hnací síly z elektrobubnu. U tohoto dopravníku byla zvolena napínací stanice, u které potřebné předepnutí obstarává stlačená pružina. Toto řešení zajišťuje prodloužení doby mezi napínáním, které se provádí pomocí pohybového šroubu. Napínací mechanismus by měl být opatřen na třecích plochách a aktivních částech pohybového šroubu vlnovci aby nedocházelo k vnikání nečistot do vodící trubky. Pro vizualizaci správného předepnutí slouží barevné proužky na trnu 6, na který je pružina navlečena. Miska 4, do které se pružina při stlačování zasouvá, zakrývá barevné proužky. Její hrana pak signalizuje velikost předepnutí, kterou můžeme pozorovat průzorem ve vodící trubce obr. 10 a 11.



Obr. 9 řez předepínacím mechanismem (model) - 1. pohybový šroub, 2. držák se závitem, 3. vodící trubka (řez), 4. miska pružiny (řez), 6. signalizační trn, 7. dosedací plocha



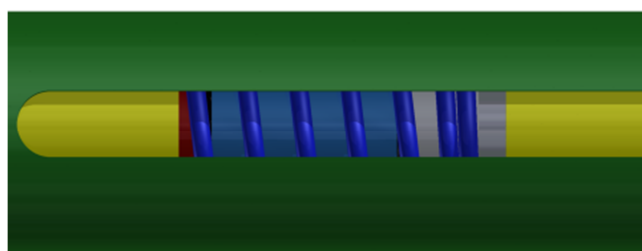
Při napínání pracovník napíná pás do té doby, než dojde skokově ke zvýšení odporu otáčení šroubem. Došlo k dosednutí hrany misky pružiny 4 na dosedací plochu 7 a tím k přímému spojení mezi pohybovým šroubem a trubicou držící hnaný buben (vyřazení pružiny z činnosti). Po té otočí šroubem o 3 otáčky zpět a tím dojde k vytvoření pracovní vůle (šedý proužek).

Výhody: Neustálá signalizace velikosti napnutí dopravního pásu. Snadné určení výchozí polohy při napínání.

Nevýhody: Složitější konstrukce. Možné vnikání nečistot dovnitř mechanismu (lze potlačit vhodným krytováním).



Obr. 10 signalizace správného předeptnutí pružiny



Obr. 11 signalizace nedostatečného předeptnutí, hrana trubky se dostala do červené zóny



Obr. 12 pohled na celou napínací stanici



1.3.10 STĚRAČ PÁSU

Stěrač dopravního pásu slouží k odstranění zbylých nečistot přilepených na pásu a prodlužuje tak jeho životnost. S ohledem na přepravovaný materiál byl zvolen stěrač od firmy AB Technology s.r.o. model CJ 1.1 s břity z karbidu wolframu, který se umísťuje na čelo hnacího válce.



Obr. 13 stěrač dopravního pásu [7]

2 FUNKČNÍ VÝPOČET

2.1 SKLON DOPRAVNÍKU

$$\sin \delta = \frac{H}{L} \quad (1)$$

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

$$\delta = \arcsin \frac{6}{55}$$

$$\delta = 6,25^\circ$$

L - osová vzdálenost bubnů ze zadání

H - výškový rozdíl středů bubnů ze zadání

2.2 VOLBA RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

dle literatury [2] str. 148 tabulky 8.3 je rychlost $1,25 - 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

zvoleno $1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle zadaného materiálu



2.3 VÝPOČET PLOCHY PRŮŘEZU NÁPLNĚ

2.3.1 TEORETICKÝ POTŘEBNÝ PRŮŘEZU NÁPLNĚ

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

$$S_T = \frac{95000}{1700 \cdot 1,25 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,0124 \text{ m}^2$$

$\rho = 1700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ - měrná hmotnost dle literatury [2] str. 151 tabulky 8.5 $1500\text{-}2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$Q = 95\,000 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$ - ze zadání

Šířka pásu a tvar válečkových stolic dle vypočtené plochy dle literatury [2] v závislosti na teoretickém průřezu a sypném úhlu α .

$\alpha = 30^0$ dle [2] str. 151 tabulky 8.5 sypný úhel

$\lambda = 20^0$ dle [2] str. 149 tabulky 8.4 sklon valečku

$B = 400 \text{ mm}$ dle [2] str. 149 tabulky 8.4 šířka pásu

2.3.2 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 55 \quad (3)$$

$$b = 0,9 \cdot 400 - 55$$

$$b = 305 \text{ mm}$$

2.3.3 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (4)$$

$$\theta = 0,75 \cdot 30^0$$

$$\theta = 22,5^0$$

2.3.4 DÍLČÍ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ S_1

$$S_1 = (b \cdot \cos\lambda)^2 \cdot \frac{\text{tg}\theta}{6} \quad (5)$$

$$S_1 = (0,305 \cdot \cos 20^0)^2 \cdot \frac{\text{tg} 22,5^0}{6}$$

$$S_1 = 0,0057 \text{ m}^2$$



2.3.5 DÍLČÍ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ S_2

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

$$S_2 = \left(\frac{0,305}{2} \cdot \cos 20^\circ\right) \cdot \left(\frac{0,305}{2} \cdot \sin 20^\circ\right)$$

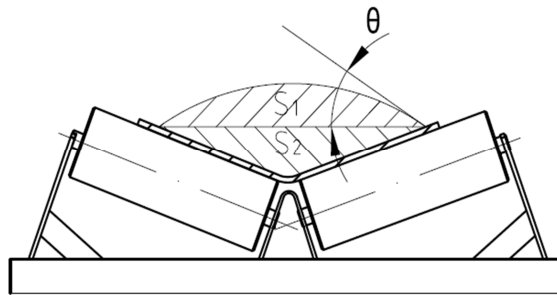
$$S_2 = 0,0075 \text{ m}^2$$

2.3.6 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S = S_1 + S_2 \quad (7)$$

$$S = 0,0033 + 0,0075$$

$$S = 0,0132 \text{ m}^2$$



Obr. 14 schéma průřezu náplně

2.3.7 SOUČINITEL KOREKCE PRŮŘEZU VRCHLÍKU NÁPLNĚ

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2\delta - \cos^2\theta}{1 - \cos^2\theta}} \quad (8)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 6,25^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}}$$

$$k_1 = 0,9585$$

2.3.8 SOUČINITEL SKLONU DOPRAVNÍKU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (9)$$

$$k = 1 - \frac{0,0033}{0,0132} \cdot (1 - 0,9585)$$

$$k = 0,9896$$



2.3.9 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$$S_k = S \cdot k \quad (10)$$

$$S_k = 0,0132 \cdot 0,9896$$

$$S_k = 0,0131 \text{ m}^2$$

2.4 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

$$S_k > S_T \quad (11)$$

$$0,0131 > 0,0124$$

Zvolená šířka pásu vyhovuje.

2.5 KONTROLA PÁSU NA DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

2.5.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (12)$$

$$I_v = 0,0131 \cdot 1,25 \cdot 0,9646$$

$$I_v = 0,0156 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

2.5.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_v \cdot \rho \cdot 3600 \quad (13)$$

$$I_m = 0,0156 \cdot 1700 \cdot 3600$$

$$I_m = 96667 \text{ kg} \cdot \text{hod.}^{-1}$$

$$I_m > Q$$

$$96667 \text{ kg} \cdot \text{hod.}^{-1} > 95000 \text{ kg} \cdot \text{hod.}^{-1}$$

Hmotnostní výkon dopravníku vyhovuje zadání.

2.6 VÝPOČET HLAVNÍHO ODPORU F_H

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (14)$$

$$F_H = 0,0256 \cdot 55 \cdot 9,81 \cdot [4,48 + 1,24 + (2 \cdot 3,7 + 21,22) \cdot \cos 6,25^\circ]$$

$$F_H = 471,9 \text{ N}$$

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

2.6.1 GLOBÁLNÍ SOUČINITEL TŘENÍ

$$f = f_1 \cdot k_2 \quad (15)$$

$$f = 0,02 \cdot 1,28$$

$$f = 0,0256$$



$f_1 = 0,02$ - dle [2] str. 152 pro běžné dopravníky

$k_2 = 1,28$ - Součinitel teploty, volen dle [2] str. 152 s diagramu 8.19 pro -20°C .

2.6.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VALEČKU NA 1 METR HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot p_1}{L} \quad (16)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2,2 \cdot 57}{55}$$

$$q_{RO} = 4,48 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

q_1 - hmotnost rotujících částí válečku dle [5] katalogu výrobce

p_1 - počet řad horní větve dopravníku dle [2] str. 138, rozteč 0,75 - 1,8 m, pás je nutno zkontrolovat na průhyb

2 - značí , že v každé řadě jsou 2 válečky

2.6.3 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VALEČKU NA 1 METR DOLNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot p_2}{L} \quad (17)$$

$$q_{RU} = \frac{3,8 \cdot 18}{55}$$

$$q_{RU} = 1,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

q_2 - hmotnost rotujících částí válečku dle [5] katalogu výrobce

p_2 - počet řad dolní větve dopravníku dle [2] str. 138, rozteč 3-5m

2.6.4 HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{bm}^{-1} \quad (18)$$

dle [8]

2.6.5 HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_G = \frac{I_v \cdot \rho}{v} \quad (19)$$

$$q_G = \frac{0,0156 \cdot 1700}{1,25}$$

$$q_G = 21,22 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$



2.7 VÝPOČET VEDLEJŠÍHO ODPORU F_N

$$F_N = F_{ba} + F_f + F_t + F_o \quad (20)$$

$$F_N = 33,15 + 22,2 + 100 + 200$$

$$F_N = 355,4\text{N}$$

2.7.1 ODPOR SETRVAČNÝCH V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A URYCHLOVÁNÍ NÁKLADU

$$F_{ba} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (21)$$

$$F_{ba} = 0,0156 \cdot 1700 \cdot (1,25 - 0)$$

$$F_{ba} = 33,2\text{ N}$$

$v_0 = 0\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ - rychlost materiálu před urychlením

2.7.2 ODPOR OD OHYBU PÁSU NA BUBNECH F_o

$$F_o = (100 \text{ až } 250)\text{N dle [2] str. 154} \quad (22)$$

zvoleno $F_o=200\text{N}$

2.7.3 ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU F_t

počítá se jen pro hnaný buben

$$F_t = (50 \text{ až } 150)\text{N dle [2] str. 154} \quad (23)$$

zvoleno $F_t=100\text{ N}$

2.7.4 MINIMÁLNÍ URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_{bmin} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g - \mu_1} \quad (24)$$

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

$$l_{bmin} = 0,10\text{ m}$$

zvolena $l_b = 0,5\text{ m}$

$\mu_1 = (0,5 \text{ až } 0,7)$ dle [3] str. 12 tab. 2 zvoleno 0,6 - součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem

2.7.5 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANÝM MATERIÁLEM A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ F_f

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda \quad (25)$$

$$b_1 = 0,4 \cdot \cos 20^\circ$$

$$b_1 = 0,375\text{ m}$$



$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (26)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0156^2 \cdot 1700 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{\left(\frac{1,25 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,375^2}$$

$$F_f = 22,2 \text{ N}$$

$\mu_2 = (0,5 \text{ až } 0,7)$ dle [3] str. 12 tab. 2 zvoleno 0,6 - součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi

2.8 VÝPOČET PŘÍDAVNÉHO HLAVNÍHO ODPORU F_{s1}

$$F_{s1} = F_\varepsilon \quad (27)$$

2.8.1 ODPOR VYCHÝLENÝCH VÁLEČKU F_ε

$$F_\varepsilon = \mu_0 \cdot L_\varepsilon \cdot q_B \cdot g \cdot \cos \delta \cdot \cos \lambda \cdot \sin \varepsilon \quad (28)$$

$$F_\varepsilon = 0,4 \cdot 53 \cdot 3,7 \cdot 9,81 \cdot \cos 6,25^\circ \cdot \cos 20^\circ \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_\varepsilon = 25,08 \text{ N}$$

$\mu_0 = (0,3 \text{ až } 0,4)$ – dle [3] str. 13 tab. 3 zvoleno 0,4 - součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem

ε - úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu

L_ε - délka dopravníku s vychýlenými válečky

2.9 VÝPOČET PŘÍDAVNÉHO VEDLEJŠÍHO ODPORU F_{s2}

$$F_{s2} = F_r \quad (29)$$

2.9.1 PLOCHA ČISTIČE PÁSU

$$A = B \cdot t_\zeta \quad (30)$$

$$A = 0,4 \cdot 0,005$$

$$A = 0,002 \text{ m}^2$$

t_ζ - tloušťka čističe pásu

2.9.2 ODPOR STĚRAČE PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (31)$$

$$F_r = 0,002 \cdot 50000 \cdot 0,4$$

$$F_r = 40 \text{ N}$$



μ_3 dle [3] str. 13 tab. 3 zvoleno 0,4 - součinitel tření mezi pásem a čističem pásu

p... dle [3] str. 13 tab. 3 ($3 \cdot 10^4$ až $10 \cdot 10^4$) $\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$ volím $5 \cdot 10^4$ - tlak mezi čističem pásu a pásem

2.9.3 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = H \cdot g \cdot q_G \quad (32)$$

$$F_{St} = 6 \cdot 9,81 \cdot 21,22$$

$$F_{St} = 1\,249,0\text{N}$$

2.10 POTŘEBNÁ OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{UV} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (33)$$

$$F_{UV} = 471,9 + 355,4 + 25,08 + 40 + 1\,249,0$$

$$F_{UV} = 2\,141,4\text{ N}$$

Z důvodu nepřesnosti výpočtu se obvodová síla zvyšuje o 20%

$$F_u = F_{UV} \cdot 1,2$$

$$F_u = 2\,141,4 \cdot 1,2$$

$$F_u = 2\,569,7\text{N}$$

2.11 POTŘEBNÝ VÝKON POHÁNĚCÍHO BUBNU

$$P_A = F_u \cdot v \quad (34)$$

$$P_A = 2\,569,7 \cdot 1,25$$

$$P_A = 3\,212,1\text{W}$$

2.12 POTŘEBNÝ VÝKON MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (35)$$

$$P_M = \frac{3\,212,1}{0,9}$$

$$P_M = 3\,569\text{ W}$$

$\eta = 0,7 - 0,9$ dle [2] str. 155 - účinnost motoru

Dle katalogu výrobce [6] a potřebného výkonu zvolen elektrobuben Rulmeca 400L s výkonem 4kW.



2.13 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

2.13.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{u \max} = F_u \cdot \xi \quad (36)$$

$$F_{u \max} = 2\,569,7 \cdot 1,5$$

$$F_{u \max} = 3\,854,6\text{N}$$

$\xi = (1,3 \text{ až } 2)$ - rozběhový součinitel dle [2]

zvolen $\xi = 1,5$

2.13.2 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU V DOLNÍ VĚTVI

$$F_{2\min} \geq F_{u \max} \cdot \frac{1}{e^{\varphi\mu} - 1} \quad (37)$$

$$F_{2\min} \geq 3\,854,6 \cdot \frac{1}{e^{3,14 \cdot 0,4} - 1}$$

$$F_{2\min} \geq 1\,534,9\text{N}$$

$\mu = (0,4 \text{ až } 0,45)$ - dle [3] Součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem pro bubny s pryžovým povrchem.

zvoleno 0,4

$\varphi^0 = 180^0$ - Úhel opásání hnacího bubnu ve stupních, pro výpočet nutné převést na obloukovou míru v radiánech.

$$\varphi = \varphi^0 \cdot \frac{\pi}{180^0} \quad (38)$$

$$\varphi = 180^0 \cdot \frac{\pi}{180^0}$$

$$\varphi = 3,14 \text{ rad}$$

e - základ přirozeného logaritmu

Pro zajištění správného přenosu obvodové síly z hnacího bubnu, je potřeba udržovat tahovou sílu v dolní větvi dopravníku na minimální hodnotě 1 534,9 N.



2.14 PRŮVĚS PÁSU

2.14.1 POŽADOVANÁ SÍLA PRO DOVOLENÝ PRŮVĚS PÁSU V HORNÍ VĚTVI

$$F_{\min h} = \frac{a_h \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_h}\right)_{\text{adm}}} \quad (39)$$

$$F_{\min h} = \frac{1 \cdot (3,7 + 21,22) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{\min h} = 1\,527,9\text{N}$$

$\left(\frac{h}{a_h}\right)_{\text{adm}}$ - největší dovolený relativní průvĚs pásu pro horní větev, dle [3] (0,005 až 0,02)
zvoleno 0,02

a_h – rozteč horních válečkových stolic

2.14.2 POŽADOVANÁ SÍLA PRO DOVOLENÝ PRŮVĚS PÁSU V DOLNÍ VĚTVI

$$F_{\min d} = \frac{a_d \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_h}\right)_{\text{adm}}} \quad (40)$$

$$F_{\min d} = \frac{3 \cdot 3,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{\min d} = 680,56\text{N}$$

a_d – rozteč dolní válečkových stolic

2.14.3 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{\max} = F_{u \max} \cdot \left(\frac{1}{e^{\varphi\mu} - 1} + 1 \right) \quad (41)$$

$$F_{\max} = 3\,854,6 \cdot \left(\frac{1}{e^{3,14 \cdot 0,4} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{\max} = 5\,390,3\text{N}$$

2.14.4 DOVOLENÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{Dp} = R_{mp} \cdot B \quad (42)$$

$$F_{Dp} = 250 \cdot 400$$

$$F_{Dp} = 100\,000\text{N}$$

$$R_{mp} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \text{ dle katalogu výrobce [8]}$$



2.14.5 KONTROLA PEVNOSTI PÁSU

$$F_{Dp} \geq F_{\max} \quad (43)$$
$$100\,000\text{N} \geq 5\,390,3\text{N}$$

Pás vyhovuje

2.14.6 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

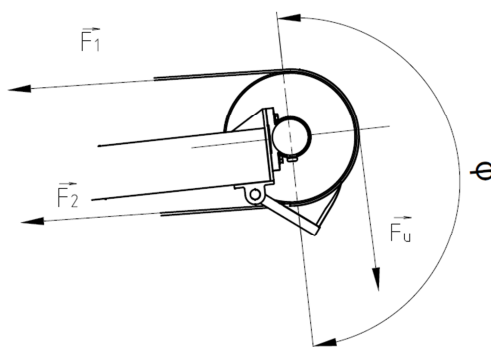
$$F_1 = F_{\max} \quad (44)$$
$$F_1 = 5\,390,3\text{N}$$

2.14.7 SÍLA V DOLNÍ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\varphi\mu}} \quad (45)$$

$$F_2 = \frac{5\,390,3}{e^{3,14 \cdot 0,4}}$$

$$F_2 = 1\,533,9\text{N}$$



Obr. 15 schéma rozložení sil působících na pás

3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE HNANÉHO BUBNU

3.1 VOLBA MATERIÁLU HŘÍDELE

materiál 1.0038 (11 375)

$\sigma_{dov} = (90 - 120)\text{MPa}$ pro míjivý ohyb, volím 90MPa

3.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL

$$F = F_1 + F_2 \quad (46)$$

$$F = 5\,390,3 + 1\,533,9$$

$$F = 6\,924,2\text{N}$$



3.3 SÍLY PŮSOBÍCÍ V MÍSTĚ UCHYCENÍ BUBNU KE HŘÍDELI

$$F_a = \frac{F}{2} \quad (47)$$

$$F_a = \frac{6\,924,2}{2}$$

$$F_a = 3\,461,7\text{N}$$

ze symetrie zatížení vyplývá $F_b = F_a$

$$F_b = 3\,461,7\text{N}$$

3.4 SÍLY PŮSOBÍCÍ V PODPORÁCH F_c a F_d

$$F_c = F_a = F_b = F_d = 3\,461,7\text{N} \quad (48)$$

3.5 URČENÍ MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

Z grafu VVÚ obr. 17 je patrné, že největší hodnota ohybového momentu leží mezi zatěžujícími silami F_a a F_b kde má konstantní velikost.

$$M_{\text{omax}} = F_a \cdot L_1 \quad (49)$$

$$M_{\text{omax}} = 3\,461,7 \cdot 0,115$$

$$M_{\text{omax}} = 398,1\text{Nm}$$

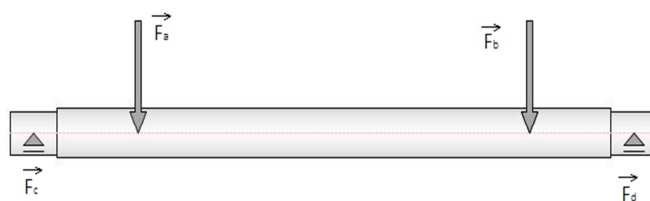
L_1 (m) – vzdálenost mezi působící silou a reakční silou.

3.6 URČENÍ MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

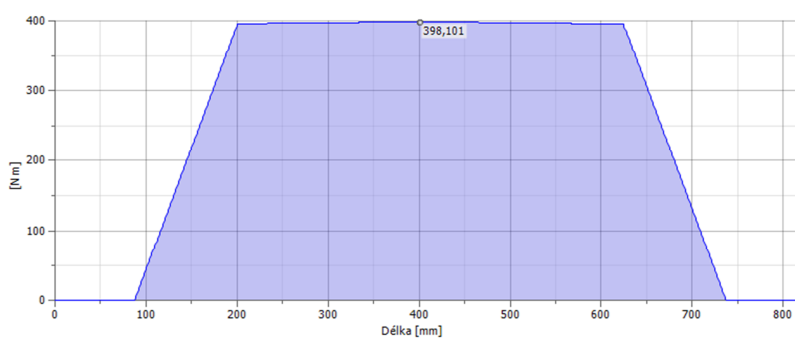
$$\sigma_{\text{omax}} = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} \quad (50)$$

$$\sigma_{\text{omax}} = \frac{398,1}{8,941 \cdot 10^{-6}}$$

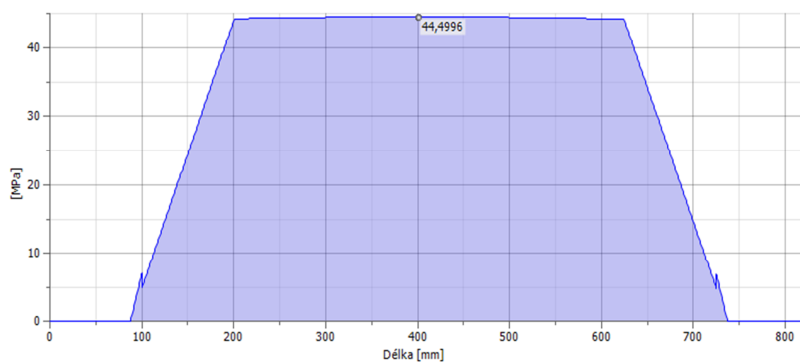
$$\sigma_{\text{omax}} = 4\,452\,520,9\text{Pa} = 44,5\text{MPa}$$



Obr. 16 schéma rozložení sil na hřídeli (Inventor)



Obr. 17 průběh ohybového momentu na hřídeli (Inventor)



Obr. 18 průběh napětí od ohybového momentu na hřídeli (Inventor)

Obr. 18 Lokální špičky napětí jsou způsobeny zápichem v místě přechodu z menšího průměru hřídele na větší (místo koncentrace napětí).



3.6.1 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \quad (51)$$

$$W_o = 8,941 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

d_2 - průměr hřídele v místě největšího ohybového momentu

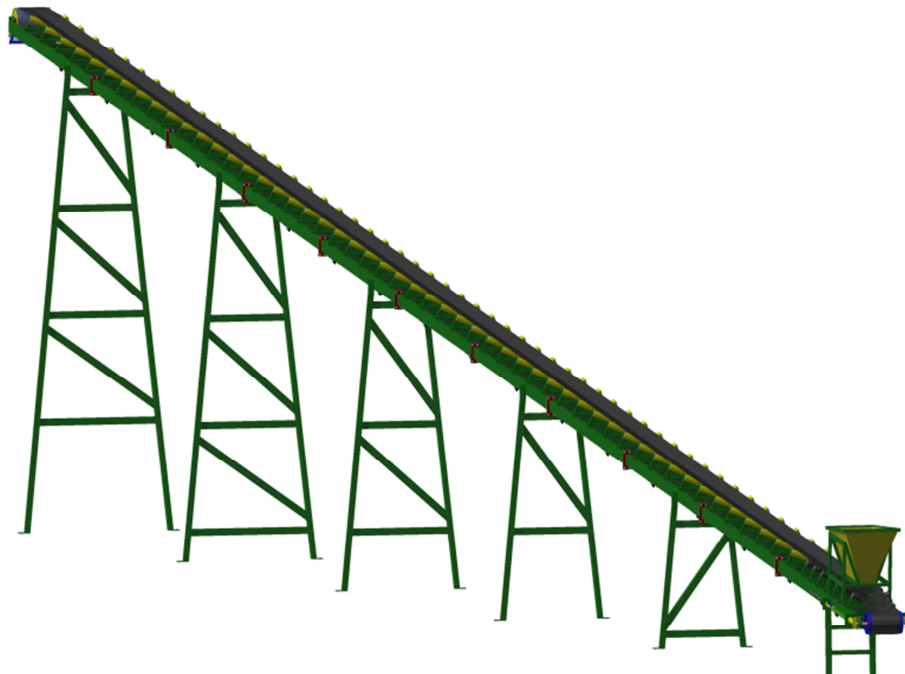
3.7 BEZPEČNOST

$$K_v = \frac{\sigma_{dov}}{\frac{\sigma_{omax}}{95}} \quad (52)$$
$$K_v = \frac{44,5}{20,5}$$

$$K_v = 2,13$$

$K_v > 1$ hřídel vyhovuje z hlediska bezpečnosti

K_v - koeficient bezpečnosti



Obr. 19 pohled na kompletní dopravník



ZÁVĚR

Pásový dopravník byl navržen dle normy ČSN ISO 5048. Na jejím základě byl proveden funkční výpočet základních parametrů dopravníku. Dle vypočtených parametrů byly vybrány komponenty z katalogů výrobců. Dále pak byl proveden pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu. Celý dopravník byl vymodelován v 3D aplikaci Autocad Inventor 2013. Na základě modelu byly pak zhotoveny výkresy sestavy pasového dopravníku a svarku rámu napínací stanice.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, J.; MISCHKE, Ch.; BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Vyd. 1. Havlíčkův Brod: Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Vyd. 1. Brno: Rektorát vysokého učení technického v Brně, 1988. 207 s. A236 735/E.
- [3] Norma ČSN ISO 5048: 1994. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Česko normalizační institut, 1993. 16 s.
- [4] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. vydání. Praha 6: Scientia, 2000, 985 s, ISBN 80 -7183 -164 -6



POUŽITÉ ZDROJE NA INTERNETU

[5] Katalog válečkových stolic a válečku AMG Karel Pícha s.r.o.

<http://www.amgpicha.cz/files/technicke-listy-amg.pdf>

[6] Katalog elektrobubnu a napínacího bubnu Rulmeca

http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/6/mototamburi/15/motorized_pulleys_for_belt_conveyors_bulk/76/motorized_pulley_400l_400m_400h

[7] Čistič pásu AB Tech CJ 1.1

<http://www.abtechnology.cz/index.php/produkty/sterace-dopravnich-pasu/>

[8] Katalog dopravníkových pásů Gumex

<http://www.gumex.cz/ep250-2-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-48570.html>



značení	název	jednotka
$(h/a)_{adm}$	Dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi	-
a_d	Rozteč válečkových stolic v dolní větvi	m
a_h	Rozteč válečkových stolic v horní větvi	m
F_a	Síla působící na hřídél v místě a	N
F_b	Síla působící na hřídél v místě b	N
F_c	Reakční síla v podpoře c	N
F_d	Reakční síla v podpoře d	N
F_{Uv}	Potřebná vypočítaná obvodová síla na hnacím bubnu	N
K_b	Bezpečnost v místě maximálního ohybového momentu u bubnu	-
M_{omax}	Ohybový moment v místě max. ohybového momentu u osy	Nm
W_o	Modul průřezu v místě největšího ohyb. momentu	m^3
μ	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
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	-
A	Plocha stěrače pásu	m^2
b	Ložná šířka pásu, využitelná šířka pásu	m
B	Šířka dopravního pásu	m
d	Tloušťka pásu	m
d_2	Průměr osy	m
e	Základ přirozeného logaritmu	-
f	Globální součinitel tření	-
F	Průměrný tah pásu na bubnu	N
F_1	Tah v pásu v horní větvi nabíhající na buben	N
F_2	Tah v pásu v dolní větvi sbíhající z bubnu	N
F_{ba}	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a urychlování	N
F_{Dp}	Dovolená síla v pásu	N
F_f	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	N
F_H	Hlavní odpor	N
F_{max}	Největší tahová síla v pásu	N



F_{\min}	Nejmenší tahová síla v pásu	N
$F_{\min d}$	Nejmenší tahová síla v pásu v dolní větvi s omezením na průvěsu pásu	N
$F_{\min h}$	Nejmenší tahová síla v pásu v horní větvi s omezením na průvěsu pásu	N
F_N	Vedlejší odpor	N
F_O	Odpor ohybu pásu na bubnech	N
F_r	Odpor stěrače pásu	N
F_{S1}	Přídavný hlavní odpor	N
F_{S2}	Přídavný vedlejší odpor	N
F_{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	N
F_t	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	N
F_T	Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	N
F_U	Zvětšená obvodová síla na poháněcím bubnu	N
$F_{U_{\max}}$	Maximální obvodová hnací síla	N
F_{Up}	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	N
F_e	Odpor vychýlených bočních válečků	N
g	Tíhové zrychlení	$m.s^{-2}$
H	Dopravní výška	m
I_m	Hmotnostní dopravní výkon	$kg.h^{-1}$
I_v	Objemový dopravní výkon	$m^3.s^{-1}$
k	Součinitel sklonu	-
k_1	Součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně	-
L	Délka dopravníku	m
l_b	Urychlovací délka	m
$l_{b \min}$	Minimální urychlovací délka	m
L_e	Délka dopravníku s vychýlenými válečky	m
p	Tlak mezi čističem pásu a pásem	$N.m^{-2}$
p_1	Počet válečkových stolic v horní větvi	-
p_2	Počet válečkových stolic v dolní větvi	-
P_A	Provozní výkon na poháněcím bubnu	W
P_M	Provozní výkon poháněcího motoru	W
Q	Dopravní výkon	$kg.h^{-1}$



q_1	Hmotnost rotujících částí jednoho válečku v horní větvi	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$
q_2	Hmotnost rotujících částí jednoho válečku v dolní větvi	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$
q_B	Hmotnost 1 m dopravního pásu	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$
q_G	Hmotnost nákladu na 1 m dopravního pásu	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$
q_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$
q_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$
R_m	Pevnost pásu na 1 mm šířky	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
S	Plocha průřezu náplně pásu	m^2
S_1	Průřez náplně vrchlíku	m^2
S_2	Průřez náplně v korytku	m^2
S_K	Skutečná plocha průřezu náplně pásu	m^2
S_T	Teoretický průřez náplně	m^2
t_c	Tloušťka stěrače pásu	m
v	Rychlost pásu	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pásu	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
α	Sypný úhel dopravovaného materiálu	$^\circ$
δ	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu pásu	$^\circ$
ε	Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu	$^\circ$
η	Účinnost asynchronního motoru	-
Θ	Dynamický sypný úhel	$^\circ$
λ	Úhel sklonu bočních válečků korytkových válečkových stolic	$^\circ$
ξ	Součinitel rozběhu	-
ρ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
σ_{dov}	Dovolené ohybové napětí materiálu	MPa
φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	rad



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

- 0-PD-01 pásový dopravník
- 0-PD-01 pásový dopravník - kusovník
- 2-PD-01/1 rám napínací stanice
- 2-PD-01/1 rám napínací stanice - kusovník