

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 ŠIKMÝ DOPRAVNÍK OBILÍ

INCLINED BELT CONVEYOR OF CORN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ALEŠ HANZLÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.

BRNO 2008

Anotace závěrečné práce:

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh šikmého pásového dopravníku, umístěného na podpěrné ocelové konstrukci. První část bakalářské práce se zabývá funkčním výpočtem a stanovením hlavních rozměrů pásového dopravníku. V další fázi je práce zaměřena na návrh pohonu, napínacího zařízení a na návrh nosné konstrukce.

Anotace závěrečné práce ENG:

A bachelor thesis objective is engineering design of oblique belt conveyer placed on steel cradle. First part of the thesis concentrates on functional analysis and sizing principal dimensions of belt conveyer. Next intent of the thesis is systems design of conveyer drive, tensioning device and supporting structure.

Klíčová slova:

Pásový dopravník, napínání pásu, rychlost pásu (dopravníku), tah pásu, tah v pásu při rozběhu, válečková stolice

Klíčová slova ENG:

Belt conveyer, belt tensioning, belt speed, belt tension, starting belt tension, idler,

Bibliografická citace mé práce:

HANZLÍK, A. *Pásový šikmý dopravník obilí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 26 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím uvedené literatury.

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování bakalářské práce tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi CSc. Dále chci poděkovat své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

Obsah

1 Úvod.....	4
2 Předběžný výpočet pásového dopravníku.....	5
2.1 Zadané parametry , zvolené parametry	5
2.2 Parametry dopravovaného materiálu.....	5
2.3 Stanovení šířky dopravního pásu.....	6
2.4 Volba válečků.....	9
2.5 Hmotnost nákladu na 1m dopravníku.....	9
2.6 Volba pásu.....	9
2.7 Hlavní odpory.....	10
2.8 Vedlejší a přídavné odpory.....	10
2.9 Odpor k překonání dopravní výšky.....	12
2.10 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu.....	12
2.11Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku.....	12
2.12 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu.....	12
2.13 Napínací síla pro pohon na přepádávacím konci dopravníku.....	14
3 Kontrolní výpočty.....	15
3.1 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu.....	15
3.2 Kontrola pevnosti pásu.....	15
4 Návrh napínací stanice.....	15
5 Návrh poháněcí stanice.....	16
6 Nosný rám dopravníku.....	21
6.1 Zjednodušený výpočet zatížení nosné konstrukce.....	23
7 Závěr.....	24
8 Literatura.....	24
9 Seznam použitých symbolů.....	25
10 Seznam příloh.....	27

1 Úvod

Pásové dopravníky jsou pro svůj široký rozsah dopravních výkonů a vzdáleností nejpoužívanější prostředek kontinuální dopravy sypkých látek. Mezi další přednosti pásových dopravníků patří mimo jiné: velká dopravní rychlost, malá spotřeba energie, jednoduchá konstrukce, možnost plynulé regulace dopravovaného množství.

V této práci se zabývám pásovým dopravníkem, který lze zařadit dle rozdělení pásových dopravníků dle **ČSN 26 0001** – „Dopravní zařízení, názvosloví a rozdělení“:

Podle tažného elementu (druhu pásu): dopravník s gumovým pásem (nebo pásem z PVC).

Podle provedení nosné konstrukce : stabilní, jejichž nosná ocelová konstrukce je pevně spojena se základem.

Podle oborového zařazení se pásový dopravník na přepravu obilného zrna používá převážně v zemědělských provozech, v provozech čištění a skladování obilí, provozech zpracování obilného zrna na krmení, obilných mlýnech a v ostatních provozech potravinářského průmyslu. Z těchto důvodů je dopravní pás navrhován z materiálu PVC, který je schválen pro přímý styk s potravinami.

Pracovní prostředí ve kterém má navrhovaný pásový dopravník pracovat je převážně suché a prašné-je-li dopravník provozován krytých provozech, pokud je dopravník instalovaný na venkovním prostranství (nakládací dopravníky) je nutné provedení dopravníku tomuto prostředí přizpůsobit (krytování po celé délce dopravníku).

V případě venkovního provedení je nutné také přizpůsobit povrchovou úpravu jak rámu nosných stolic, tak i celé nosné konstrukce dopravníku (vyhovující nátěr nebo povrchová úprava žárovým zinkováním).

Pásové dopravníky s pásem z PVC

Hlavní části jsou (viz. obr. 1) dány ČSN 26 0360 - Názvosloví dopravních pásů:

Dopravní pás,

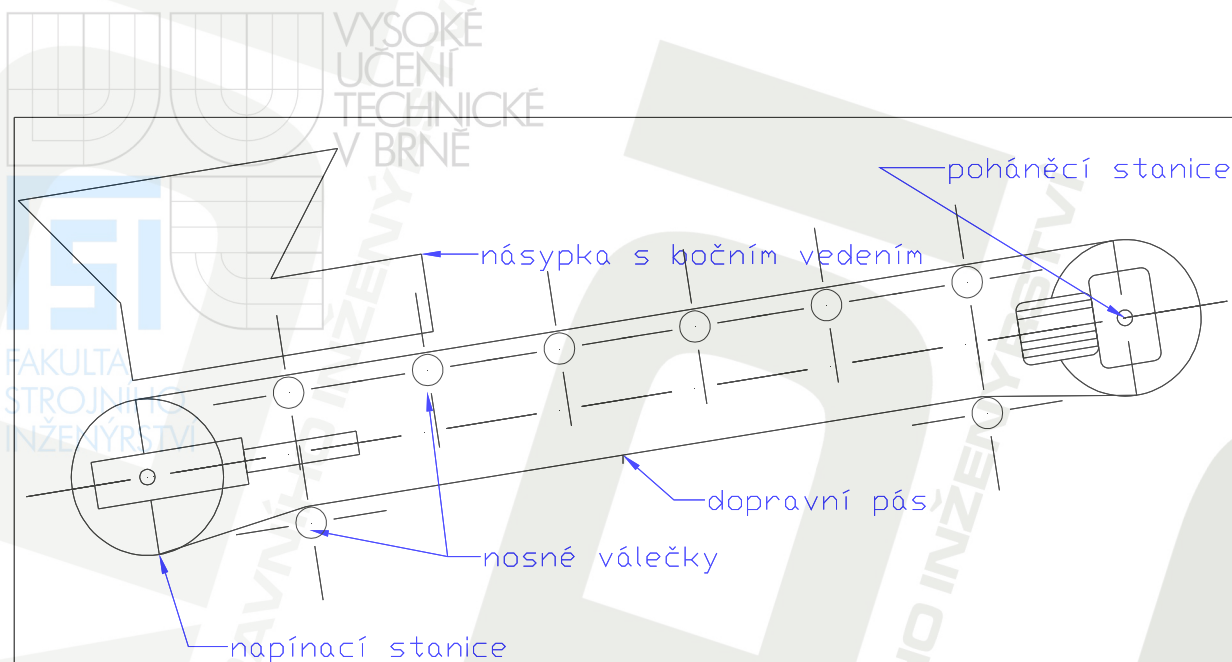
stolice s válečky ,horní nosná,dolní vratná

poháněcí stanice

napínací stanice

a příslušenství dopravníku- násypka s bočním vedením,čističe pásu a bezpečnostní zařízení

V této práci se zaměřuji na pásový dopravník s pohonem na přepadávacím konci a napínáním pásu na nakládacím konci.



Obr.1 Schéma pásového dopravníku

2. Předběžný výpočet pásového dopravníku

2.1 Zadané parametry

Dopravní výkon	Q	180 t h^{-1}
Dopravní výška	H	5m
Dopravní délka	L	32m
Úhel sklonu dopravníku	δ	9°
Dpravovaný materiál		obilné zrno
Zvolené parametry:		

Rychlost pásu	v	3 m s^{-1}
---------------	-----	----------------------

2.2 Parametry dopravovaného materiálu

Dynamický sypný úhel	θ	20°
Objemová hmotnost	ρ	$400-800 \text{ kg m}^{-3}$

Vzhledem k zadanému dopravnímu výkonu vycházím v dalších výpočtech z nejmenší objemové hmotnosti materiálu (400 kg m^{-3}), aby dopravní pás splňoval svými

parametry zadání, tj. aby byl splněn požadovaný dopravní výkon 180 t h^{-1} i při minimální vlhkosti obilného zrna.

2.3 Stanovení šířky dopravního pásu B

Plocha průřezu náplně pásu S

$$S' = \frac{Q}{3600 \times \rho \times v} \quad (1)$$

$$S' = \frac{180}{3600 \times 0.4 \times 3} = 0.0417 \text{ m}^2$$

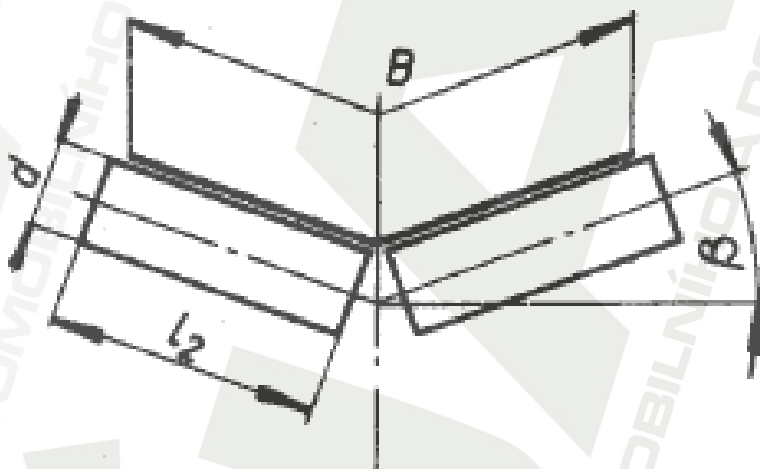
Korekce plochy průřezu náplně pásu dle sklonu dopravního pásu

$$k=0.97 \quad S = k \times S' \quad (2)$$

$$S = 0.97 \times 0.0417$$

$$S = 0.0404 \text{ m}^2$$

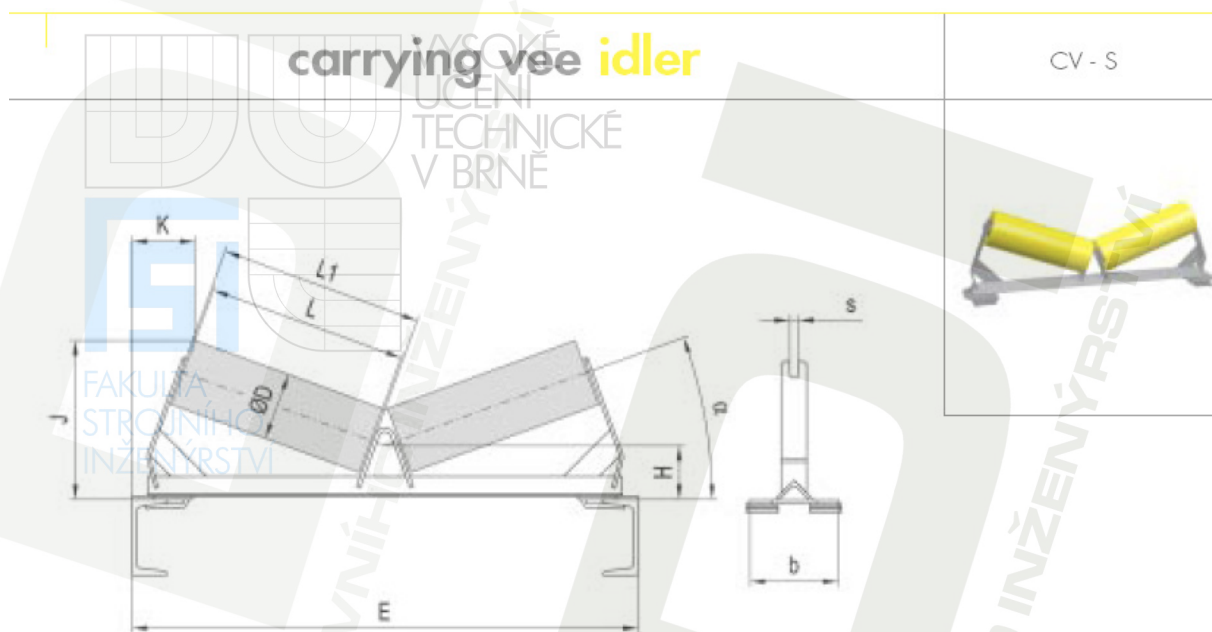
Pro daný případ vyhovuje šířka pásu $B = 650 \text{ mm}$, pás korýtkový, dvouválečková stolice (viz obr.2), se sklonem válečků $\beta = 20^\circ$. Toto uspořádání válečkové stolice umožňuje v mém projektu použít standardně vyráběné nosné pražce i oponenty vratné větve dopravníku.



Obr. 2 dvouválečková stolice

2.4 Volba válečků

Použité parametry válečků vycházejí z nabídky výrobce Tranza a.s. Břeclav. Při návrhu dopravníku předpokládám dodávku kompletních válečkových stolic, tj. nosných válečků osazených v rámu stolice, a to jak horní nosné větve, tak i dolní vratné větve.



Belt width (mm)	α	Dimensions (mm)										Weight (kg)
		E	D	L	L1	H	J	K	b	s	[	
400	20°	700	63, 76, 89	250	258	88	223	110	140	14	10 – 14	5,0
500	20°	800	63, 76, 89	315	323	88	242	100	140	14	10 – 14	5,7
650	20°	950	63, 76, 89	380	388	113	290	113	160	14	10 – 14	8,3
800	20°	1150	108, 133	465	473	130	329	135	160	14	10 – 14	10,4
1000	20°	1350	108, 133	600	608	130	410	116	220	18	12 – 16	18,5



obr.3

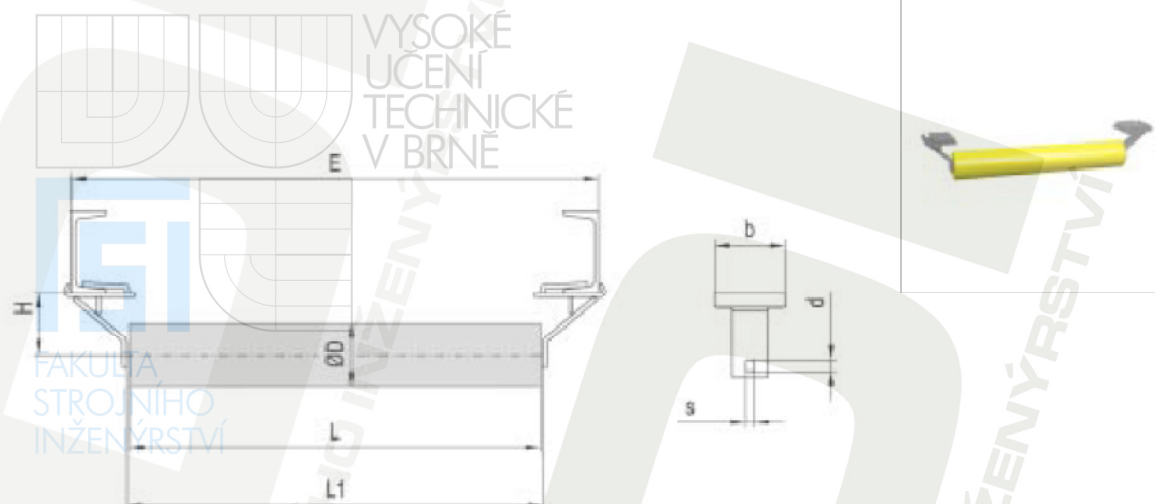
Základní parametry vybraného typu a provedení válečků :

Horní větev: Typ F-076 xL 6204

Délka : $2 \times 380 \text{ mm}$

Hmotnost rotujících částí $g_r \quad 2 \times 2,3 \text{ kg} = 4,6 \text{ kg}$

Hmotnost celková $2 \times 3,4 = 6,8 \text{ kg}$



Belt width (mm)	Dimensions (mm)									Weight (kg)
	E	D	L	L1	H	b	d	s	l	
400 – 800	700 – 1150	63, 76, 89, 108	500 – 950	508 – 958	84	100	20	14	10 – 14	1,4
400 – 800	700 – 1150	133	500 – 950	508 – 958	110	100	20	14	10 – 14	1,7
1000 – 1400	1350 – 1800	108, 133	1150 – 1600	1158 – 1608	106	120	20	14	12 – 16	2,35



obr.4

Dolní větev : typ F-076x L 6204

Hmotnost rotujících částí g_r 3.8kg

Hmotnost celková 6.0kg

Rozteče válečkových stolic

Horní větev $a_o = 1\text{ m}$ ($t_h=0.5\text{m}$ -v místě nákládání)

Dolní větev $a_u = 2\text{ m}$

Hmotnost rotujících částí na 1m délky dopravníku

Horní větev q_{ro}

$$q_{ro} = \frac{G_r \times n_h}{t_h} \quad (3)$$

$$q_{ro} = \frac{4.6 \times 1}{1} = 4.6 \text{ kgm}^{-1}$$

Dolní větev q_{ru}

$$q_{ru} = \frac{G_r \times n_d}{t_d} \quad (4)$$

$$q_{ru} = \frac{3.8 \times 0.5}{2} = 0.95 \text{ kgm}^{-1}$$

2.5 Hmotnost nákladu na 1m délky dopravníku q_G

$$q_G = \frac{I_v \times \rho}{v} \quad (5)$$

I_v -objemový dopravní výkon $I_v \times \rho = Q$

Q-dopravní výkon $Q = 180 \text{ th}^{-1} = 50 \text{ kgs}^{-1}$

$$q_G = \frac{50}{3} = 16,67 \text{ kgm}^{-1}$$

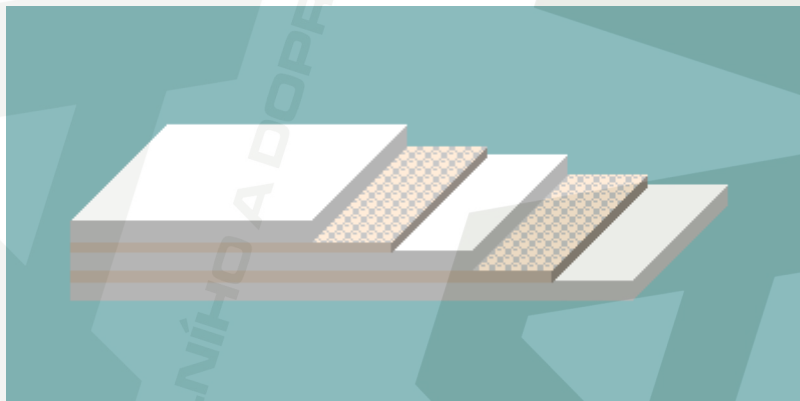
2.6 Volba pásu

Navržený pás vychází z parametrů výrobce: Techplasty s.r.o. Žilina Slovenská republika. Tento pás s antistatickým (ISO 284) FDA PVC horním i dolním povrchem odolným vůči rostlinným a živočišným olejům a tukům, je vhodný pro dopravu sypké obilniny a jiné potravinářské produkty jako cukr, ryby, sol, olivy, maso, hnojiva, v horizontálních dopravnících na rovných válečcích nebo válečcích ve tvaru žlabu.

Typ :ESPOT 20CC

Vrchní krycí vrstva :	Krycí materiál	PVC
	Krycí barva	bílá 00
	Tloušťka	1mm
	Povrchová krycí vrstva	hladká
Spodní krycí vrstva:	Krycí materiál	PVC
	Krycí barva	bílá 00
	Tloušťka d	4.10mm
Pás :	Hmotnost	5.00kgm ²
	Max. výrobní šířka	2000mm

Textilní vložka:	Počet vrstev	2
	Ohebnost	ohebný
Minimální průměr válce:	Ohyb	150mm
	zpětný ohyb	150mm
Pevnost:	mez pevnosti	200Nmm ⁻¹
	pracovní zatížení při 1%prodloužení	20Nmm ⁻¹
	pracovní zatížení při 1.5%prodloužení	28Nmm ⁻¹
Teplota:	min.	-15
	Max.	80
Hmotnost 1m pásu při šířce 0.65m:	q _B	3.25kgm ⁻¹



Obr.5 Struktura pásu ESPOT 20CC

2.7 Hlavní odpory F_H :

$$F_H = f \times L \times g \times [q_{ro} + q_{ru} + (2 \times q_B + q_G) \times \cos \delta] \quad (6)$$

$$F_H = 0.02 \times 32 \times 9.81 \times [4.6 + 0.95 + (2 \times 3.25 + 16.67) \times 0.988]$$

$$F_H = 6.28 \times (5.55 + 22.89)$$

$$F_H = 178.6 \text{ N}$$

2.8 Vedlejší a přídatné odpory:

Odpory setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování F_{bA}

$$F_{bA} = I_V \times \rho \times (v - v_0) \quad (7)$$

$$F_{bA} = 50 \times (3 - 0)$$

$$F_{bA} = 150 \text{ N}$$

Odporů tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování: F_f

Boční vedení v místě nakládání jsem předběžně zvolil:

Délka vedení : l 3m

Šířka vedení : b_1 1m

$$F_f = \frac{\mu_2 \times l_v^2 \times \rho \times g \times l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \times b_1^2} \quad (8)$$

Dle ČSN ISO 5048-tabulka 2 vztahy pro výpočet vedlejších odporů

$$\mu_2 = 0.5 - 0.7$$

$$l_{b,min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \times g \mu_1} \quad (9)$$

$$\mu_1 = 0.5 - 0.7$$

$$l_{b,min} = \frac{9}{2 \times 9.81 \times 0.6}$$

$$l_b = 0.764$$

$$F_f = \frac{0.6 \times 0.01 \times 400 \times 9.81 \times 0.764}{2.25 \times 1}$$

$$F_f = 7.2 \text{ N}$$

Odpor ohybu pásu na bubnech F_o

Při předběžném výpočtu volím 150N na jeden buben.

$$F_o = 300 \text{ N}$$

Odpor v ložiskách nepoháněných bubnů F_t

Při předběžném výpočtu volím mezi 50-150N

$$F_t = 100 \text{ N}$$

Vedlejší odpory celkem:

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_o + F_t \quad (10)$$

$$F_N = 150 + 7.2 + 300 + 100$$

$$F_N = 557.2 \text{ N}$$

Přídavné odpory při předběžném výpočtu zanedbám.

2.9 Odpor k překonání dopravní výšky F_{st}

$$F_{st} = q_g \times H \times g \quad (11)$$

$$F_{st} = 16.67 \times 5 \times 9.81$$

$$F_{st}=817.7\text{N}$$

2.10 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu F_u

$$F_u = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (12)$$

$$F_u = 178.6 + 557.2 + 817.7$$

$$F_u=1553.5\text{N}$$

K danému výsledku potřebné obvodové síly přičítám koeficient bezpečnosti ve výši 10% F_u

$$F_u=1708.8\text{N}$$

2.11 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku P_A

$$P_A = F_u \times v$$

$$P_A = 1708.8 \times 3$$

$$P_A=5126.4\text{W}=5.13\text{ kW}$$

Potřebný provozní výkon poháněcího motoru (PM) se určí ze vztahu(13)ve kterém se uvažuje účinnost převodů:

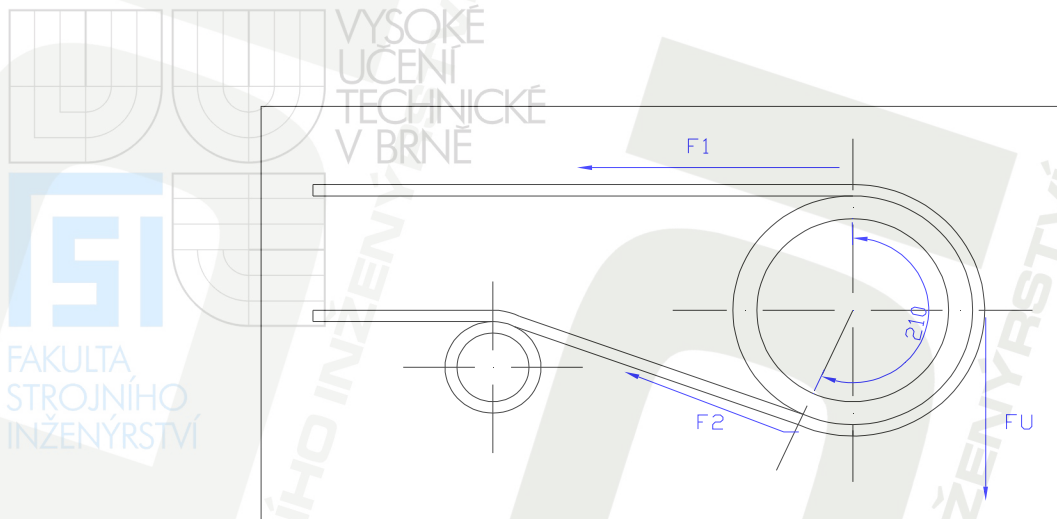
$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (13)$$
$$\eta_1=0.85-0.95$$

$$P_M = \frac{5.13}{0.9}$$

$$P_M=5.7\text{kW}$$

2.12 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu

ČSN ISO 5048 :Pro přenos síly , F_u ,z poháněcího bubnu na pás ,jak znázorňuje obr.4 ,je zapotřebí udržovat tahovou sílu F_2 ve sbíhající větvi na hodnotě vypočtené dle vztahu (14).



Obr.6 přenos obvodové síly.

$$F_{2,min} \geq F_{u,max} \times \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (14)$$

φ -úhel opásání bubnu, volím $210^\circ = 3.66 \text{ rad}$

μ -součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem dle ČSN ISO 5048 tab.4 pro stykové plochy suché a buben s keramickým obložením, drážky:

$$\mu = 0.40$$

$$\varphi = 210^\circ, \mu = 0.40$$

$$\frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} = 0.3 \quad (15)$$

$$e^{\mu\varphi} = 4.332 \quad (16)$$

$$F_1 = F_u \times \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1}\right) \quad (17)$$

$$F_1 = 1708.8 \times (1 + 0.3)$$

$$F_1 = 2221.4 \text{ N}$$

$$F_2 = F_u \times \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (18)$$

$$F_2 = 1708.8 \times 0.3$$

$$F_2 = 512.6 \text{ N}$$

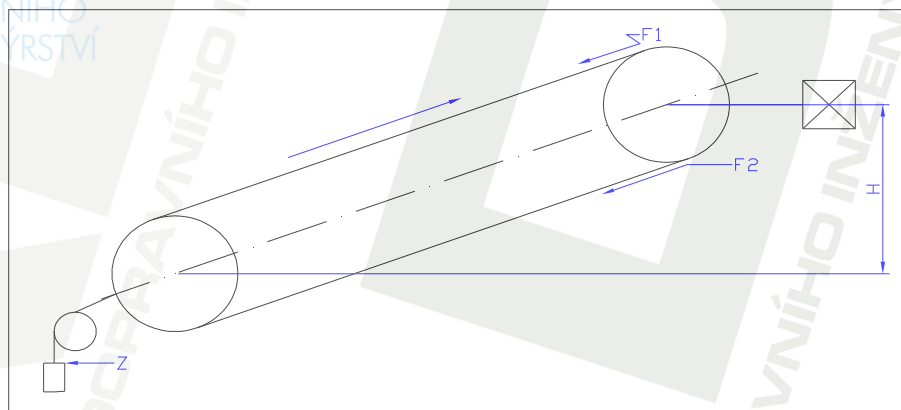
2.13 Napínací síla pro pohon na přepádacím konci

Z tahu v pásu určí velikost napínací síly Z (dle obr.5).

$$Z = 2 \times (F_2 - q_B \times g \times H) \quad (19)$$

$$Z = 2 \times (512.6 - 3.25 \times 9.81 \times 5)$$

$$Z = 706.3 \text{ N}$$



Obr.7

Aby bylo bezpečně zajištěno, že pás nebude prokluzovat, zvětšuji napínací sílu o 10%. Z této zvětšené napínací síly zpětně určí velikosti tahů v pásu dle vzorců (20) a (21)

$$Z = 706.3 + 70.6 \quad Z = 776.9 \text{ N}$$

$$F_1 = \frac{Z}{2} + F_u + q_B \times g \times H \quad (20)$$

$$F_1 = \frac{776.9}{2} + 1708.8 + 3.25 \times 9.81 \times 5$$

$$F_1 = 2256.6 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{Z}{2} + q_B \times g \times H \quad (21)$$

$$F_2 = \frac{776.9}{2} + 3.25 \times 9.81 \times 5$$

$$F_2 = 547.8 \text{ N}$$

3.Kontrolní výpočty

3.1Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu dle vzorce (14).

$$F_{2,min} \geq F_{u,max} \times \frac{1}{e^{\mu\phi} - 1}$$

$$547.8 \geq 1708.8 \times 0.3$$

$$547.8N \geq 512.6N$$

3.2 kontrola pevnosti pásu

Pás ESPOT 20CC má pracovní zatížení při 1% prodloužení $20Nmm^{-1}$

při 1.5% prodloužení $28 Nmm^{-1}$

šířka pásu je 650mm

$$13000N \gg 2468.8$$

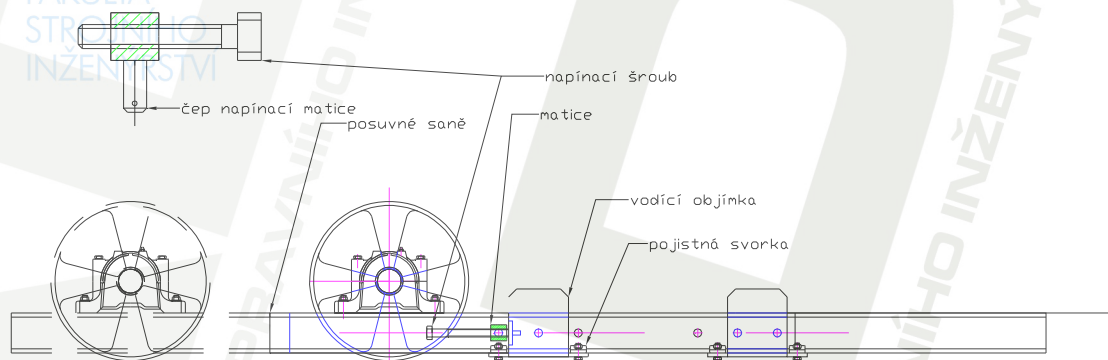
Pás vyhovuje.

4 .Návrh napínací stanice

Délky napínací dráhy volím s ohledem na údaje ČSN 26 0381 a ČSN26 0382 v hodnotě 2% délky transportéru, délka napínací dráhy činí 0.65m.Délka napínací dráhy je volena s ohledem na možné prodloužení dopravního pásu během jeho provozu vlivem stálého napětí od napínacího zařízení a zatížení dopravovaným materiálem. Vzhledem k nutnosti udržovat tahovou sílu F_2 ve sbíhající větví na hodnotě vypočtené dle vztahu (14),musí mít pásový dopravník napínací systém, kterým lze prodloužení pásu během jeho životnosti kompenzovat tak, aby napínací síla F_2 ve sbíhající větví zůstala na odpovídající hodnotě.

Napínací buben je uložen pomocí stojanových ložiskových těles na posuvných saních, jejichž posuvný pohyb v podélné ose dopravníku umožňují masivní objímky přivařené k základnímu rámu dopravníku. Posuvné saně jsou během provozu a v případě přestavování napínacích šroubů zajištěny utažením pojistných svorek, které posuvné saně přitáhnou k základnímu rámu. Napínání je realizováno pomocí dvou šroubů Ø20mm, které se čelem opírají o rám dopravníku, těleso matice je pevně přivařeno k čepu jenž je zasunut a zajištěn v otvoru posuvných saních (viz.obr.6). Délka závitové části napínacího šroubu je 150mm, rozteč děr, ve kterých je zasunut a zajištěn čep napínací matice je 100mm, jestliže je napínací šroub zašroubován v napínací matici téměř na konci závitu, lze posuvné saně zajistit svorkami a čep s maticí přesunout do následujícího otvoru. Dostatečný počet děr v posuvných saních zajistí potřebnou délku napínací dráhy, tj. 0.65m. Pojistné svorky (4 na každé

straně rámu) zabrání během provozu samovolnému pohybu posuvných saní i v případě roztržení pásu.



Obr.8 Návrh napínací stanice.

Uložení napínacího bubnu je řešeno pomocí ložiskových těles upevněných k posuvným saním šrouby. Ložisková tělesa jako i ložiska jsou identická s uložením poháněcího bubnu (viz. kap. Návrh poháněcí stanice). Vlastní napínací buben je také identický s provedením bubnu poháněcí stanice, liší se jen délkou hřídele (u poháněcího bubnu je delší kvůli spojení a přenosu krotícího momentu od převodovky) a povrchovou úpravou o obvodu bubnu. U provedení bubnu pro napínací stanici není potřeba pogumování, nebo keramické obložení pro zvýšení součinitele tření. V obou případech (jak buben napínací stanice, tak provedení pro poháněcí stanici) v tomto projektu předpokládám jejich nákup od stejného dodavatele jako v případě válečkových pražců, tj. Tranza a.s. Břeclav.

5 Návrh poháněcí stanice

Poháněcí stanice je umístěna na přepádacím konci dopravníku. Je tvořena poháněcím bubnem, který má po obvodu keramické obložení pro zvýšení součinitele tření (obr.7).

Rozměry bubnu: Šířka bubnu: 780mm

Øbubnu D : 400mm



Obr.9 Poháněcí buben s keramickým obložením.

Buben je uložen v ložiskových tělesech SKF (obr8), které jsou šrouby upevněny k rámu dopravníku. Buben poháněcí stanice je na jedné straně vybaven hřídelí s drážkou pro pero pro spojení s kuželočelní převodovkou, na opačné straně krátkou hřídelí pro uložení v ložiskových tělesech. Ložiska poháněcí stanice jsou za provozu zatížena silou odpovídající střední síle tahů v pásu: $F = \frac{F_1 + F_2}{2}$

$$F_1 = 2468.82 \text{ N}$$

$$F_2 = 603 \text{ N}$$

$$F_{st} = 1535.9 \text{ N}$$

Dále jsou ložiska namáhána krátkodobě (rozběh, brzdění pásu) maximální tahovou silou F_{max}

$$F_{max} = F_u \times \xi \times \left(1 + \frac{1}{e^{\varphi\mu - 1}}\right) \quad (22)$$

$$\xi = 1.3 - 2 \quad (\text{dle ČSN ISO 5048})$$

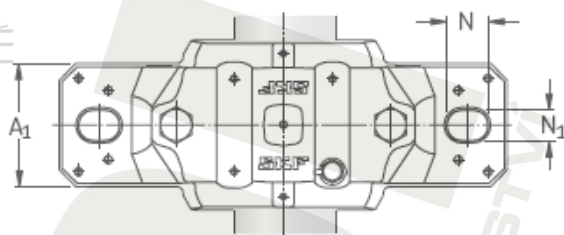
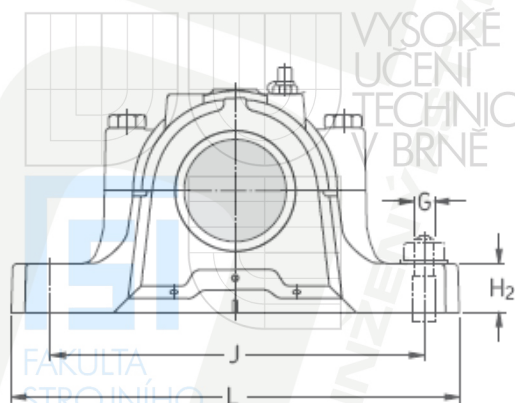
$$F_{max} = 1875.68 \times 2 \times (1.3)$$

$$F_{max} = 4876.8 \text{ N}$$

Vzhledem k předpokládané životnosti ložisek a proměnlivému charakteru zatěžování dopravníku během provozu volím ložiska se statickou únosností vyšší jak 15 000N.

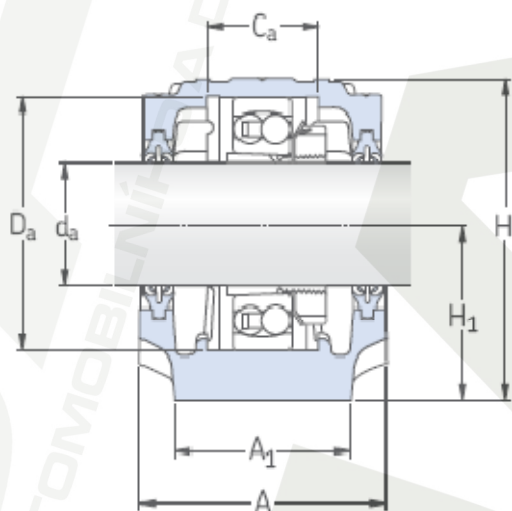
Ložisková tělesa jsou osazena naklápěcími kuličkovými ložisky 1213EK s válcovou dírou ČSN 02 4650.

Základní únosnost: dynamická C 23 600N
statická C₀ 17 000N



Hřídel Těleso
Rozměry

d _a	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G	Hmot- nost	Označení Těleso úplné se dvěma těsněními	Díly Těleso	Těsnění	Koncové víko
mm	mm										kg	–			
60	110	80	150	80	30	230	275	24	18	16	6,50	SNL 513 TL SNL 513 TA SNL 513 TS SNL 513 TND	SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611	TSN 513 L TSN 513 A TSN 513 S TSN 513 ND	ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611



Těsnění se čtyřmi břity
Provedení L

Hřídel	Díra tělesa		Šířka včetně těsnění		Odpovídající ložiska a související díly						Naklápečí kuličkové ložisko	Upínací pouzdro	Axiální vodící kroužky 2 na těleso
d _a	C _a	D _a	A ₂	A ₃	Naklápečí kuličkové ložisko	Upínací pouzdro	Axiální vodící kroužky 2 na těleso	Naklápečí kuličkové ložisko	Soudečkové ložisko	Ložisko CARB			
mm	mm	mm	mm	mm									
60	51	120	122	180	1213 EK	H 213	FRB 14/120	2213 EK			H 313	FRB 10/120	
								22213 EK			H 313	FRB 10/120	
								C 2213 K			H 313 E	FRB 10/120	
	58	140	138	180	1313 EK	H 313	FRB 12.5/140	2313 K			H 2313	FRB 5/140	
					21313 EK	H 313	FRB 12.5/140	22313 EK			H 2313	FRB 5/140	

Obr.10 Ložiskové těleso SKF s montážními rozměry a rozměry ložiska

Pohon stanice tvoří asynchronní motor s kuželočelní převodovkou (obr.8) vyráběnou v TOS. Znojmo. Parametry převodovky a motoru vycházejí z nabídky tohoto výrobce. Při výběru vhodného motoru a převodovky vycházím z maximálních hodnot přenášejících sil pásem a vypočteným potřebným výkonem motoru ze vztahu(13).

$$P_M=5.7\text{kW}$$

Aby byl zajištěn provoz pásového dopravníku i v podmínkách částečného přetížení, častého rozběhu a nestandardních klimatických podmínek, volím motor 132M s výkonem 7.5kW. Motor je součástí dodávky současně s kuželočelní převodovkou.

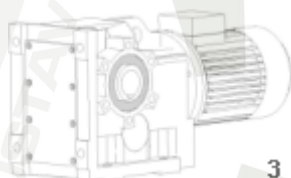
Motor:

velikost

4 pólové, synchronní otáčky 1500 min⁻¹

132M

výkon	otáčky	jmenovitý proud A	jmenovitý moment	účinník	účinnost	poměr	J	hmotnost
kW	min ⁻¹	400 V	Nm	cos	ní2%	Ik/In	MZ/Mn	kg x m2
7,5	1455	15,1	49	0,82	87,5	6,7	3,2	0,024
								56



3

Obr.11 Kuželočelní převodovka TOS Znojmo s asynchronním motorem Siemens

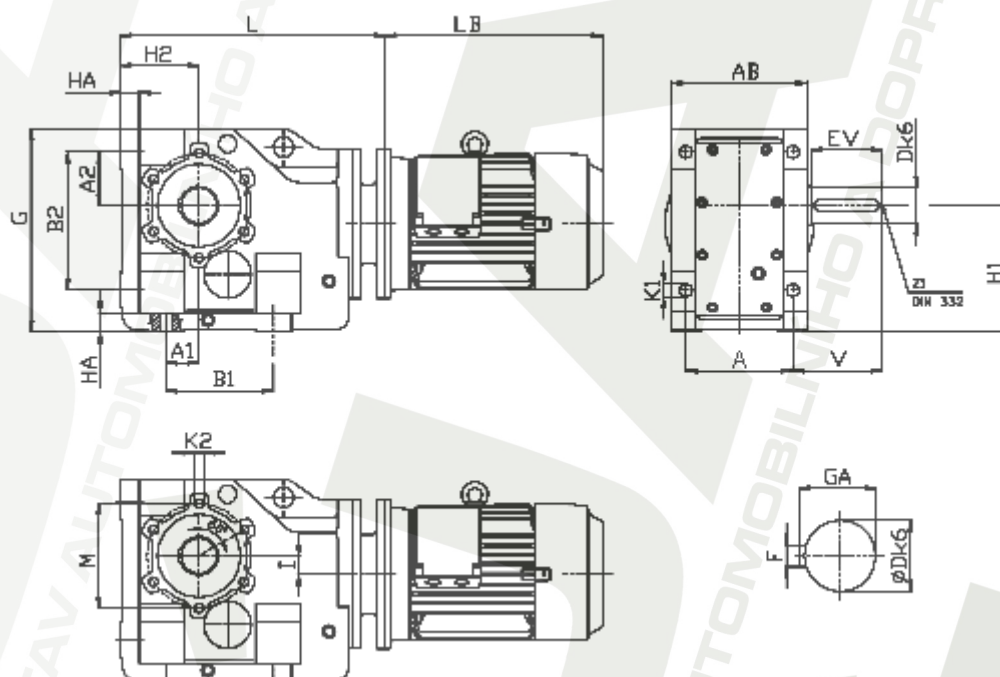
Převodovka:

KTM 63			
Převod	Max.výstupní	Výstupní	Max.
i	kroučící	otáčky	výkon
	moment	n2	na vstupu
	Mk2max [Nm]	[1/min]	P1[kW]
	7,7	800	184
			15

Výstupní hřídele převodovky je dutý $\varnothing 60\text{mm}$ a je nasunut na hřídel poháněcího bubnu, zajištěn perem proti otočení. Celá pohonná jednotka je upevněna jen na hřídeli poháněcího bubnu dle montážních parametrů udaných výrobcem (obr.9).

Pro zachycení reakce od pohonu vznikající při maximálním zatížení dopravníku, je pohonná jednotka zajištěna reakční pákou.

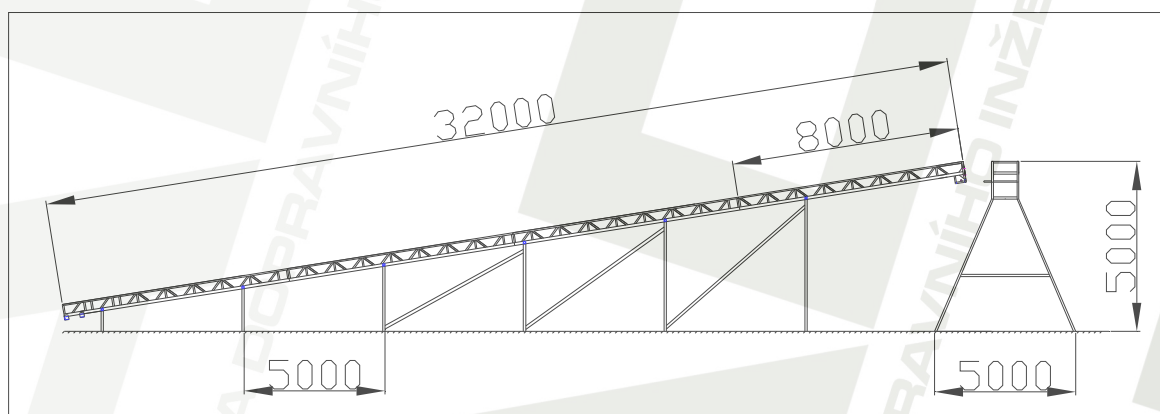
	A1	B1	A2	B2	H1	H2	HA	L*		I	G	m[kg]
KTM												
6	55	180	90	232	212	132	32	444(469)		30,42	340	105
	AB	A	Dk6	K1	K2	K1	M	F	GA	C1	C2	C
KTM												
6	230	180	30	60	22	M16	175	18	64,2	80	210	240



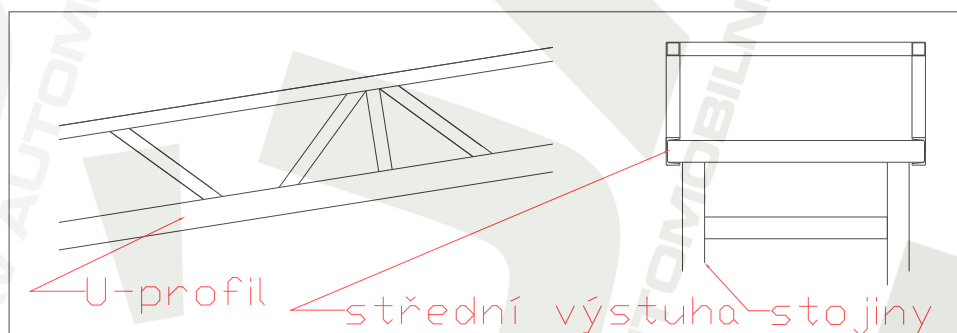
Obr.12 připojovací rozměry kuželočelní převodovky

6 Nosný rám dopravníku

Nosný rám pásového dopravníku tvoří příhradová konstrukce svařená z materiálu: trubka ocelová bezešvá čtvercová (ČSN42 5720) 11 353 50×50, 80×80 80×60, dále: U 100. Celková délka nosného rámu dopravníku činí 32m, která se skládá ze čtyř částí, které jsou v průběhu montáže svařeny v jeden celek. Hlavní nosný rám podepírají stojiny vzdálené od sebe 5m. Pro vyšší stabilitu celku mají stojiny u základu rozevření až 5m (obr.10).



Obr.13 situační náčrtek nosného rámu dopravníku.



Obr.14 Profil příhradové konstrukce

Příhradová konstrukce je navržena tak, aby byla umožněna jednoduchá montáž, popřípadě demontáž jednotlivých pražců, které jsou montovány vlastními závěsy na „U“ profil ve spodní části konstrukce. V příčném směru jsou mezi spodní „U“ profily přivařeny střední vyztužení, na které jsou přivařeny stojiny. Mezi stojiny 3 až 6 jsou přivařeny šikmé vyztuhy pro zvýšení stability konstrukce.

6.1 Zjednodušený výpočet zatížení nosné konstrukce

Použitý materiál konstrukce:

Tab.1

Typ materiálu	Hmotnost na 1m délky(kg)	Celková délka (m)	Hmotnost (kg)
50×50 t 4.0	5.45	203.76	1110.5
80×80 t 6.0	13.54	72	974.88
80×60 t 6.0	11.65	5.68	65.8
U 100	10.6	64	678.4
Hmotnost celkem:			2829.58

Do celkové hmotnosti pásového dopravníku nezapočítávám hmotnosti svarů, šroubových spojů, příslušenství, elektrického vedení, popřípadě bezpečnostních prvků, protože jejich hmotnost je vůči celkové hmotnosti rámu a zatížení dopravníku zanedbatelná. Dále hmotnost poháněcí stanice a napínací stanice je odhadnuta na přibližnou hodnotu, která se může nepatrně lišit od skutečnosti.

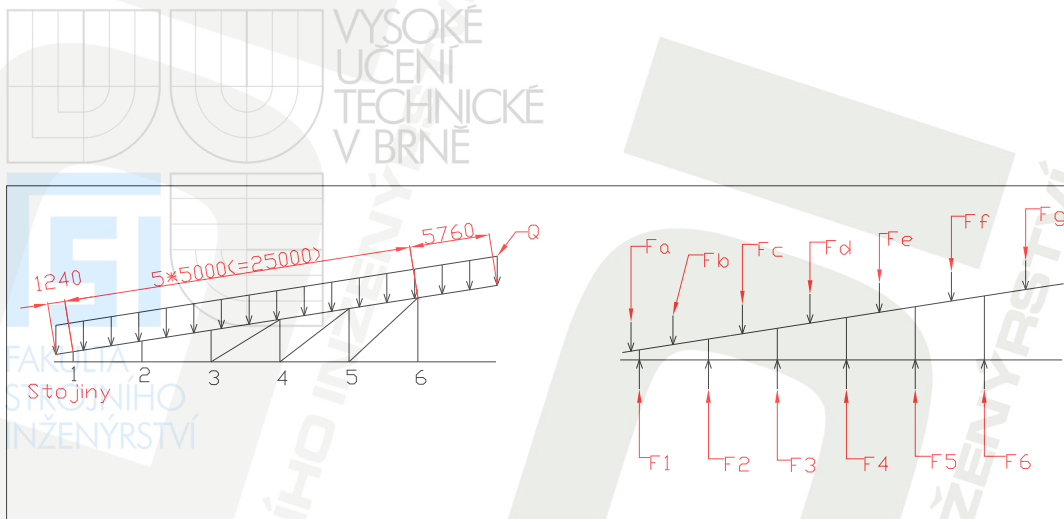
Zatížení konstrukce:

Tab.2

Zátěž	Hmotnost 1m délky(kg)/jednoho kusu	Délka(m)/Počet (ks)	Hmotnost (kg)
Poháněcí stanice	Odhadovaná hmotnost		140
Napínací stanice	Odhadovaná hmotnost		120
Nosné prahce s válečky	15.25	34	518.5
Vratná větev	7,4	16	118.4
pás	3.25	66.4	215.8
Dopravovaný materiál	16.67	32	533.44
Zátěž celkem :			1646.14

Celková hmotnost : $m_{\text{cel}} = 2829.58 + 1646.14$

$$m_{\text{cel}} = 4475.72 \text{ kg}$$



Obr.15 Grafický rozbor zatížení

Celkovou hmotnost pásového dopravníku převádím pro zjednodušený výpočet na lineární zatížení spojitě rozložené po celé délce nosné konstrukce, které následně rozdělují na jednotlivé úseky odpovídající vzdálenosti mezi podpěrami. V dalším výpočtu stanovím zatížení, kterým budou jednotlivé stojiny zatíženy (viz. obr. 12).

$$\text{Lineární zatížení : } Q_l = \frac{m_{cel}}{L} = \frac{4475.72}{32}$$

$$Q_l = 137.2 \text{ Nm}^{-1}$$

$$\text{Ekvivalentní zatížení: } F_a = Q_l \times 1.24 \text{ m}$$

$$F_a = 1702.52 \text{ N}$$

$$\text{Předpoklad: } F_b = F_c = F_d = F_e = F_f = Q_l \times 5 \text{ m}$$

$$F_b = F_c = F_d = F_e = F_f = 6860 \text{ N}$$

$$F_g = Q_l \times 5.76 \text{ m}$$

$$F_g = 7902.72 \text{ N}$$

Zatížení jednotlivých stojin 1 až 6

$$F_1 = 3417.52 \text{ N}$$

$$F_2 = F_3 = F_4 = F_5 = 7717.5 \text{ N}$$

$$F_6 = 9617.7 \text{ N}$$

7 Závěr

Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším prostředkům kontinuální dopravy materiálu a zboží a proto je současně době na trhu velké množství výrobců jak kompletních pásových dopravníků, tak i specializovaných výrobců jednotlivých komponentů mezi kterými jsou značné rozdíly jak v ceně tak i v kvalitě. Z nepřeberného množství nabízených komponent na současném trhu mi byla hlavním vodítkem cena výrobku. Mým cílem této práce je využít v co možná největší míře produkty domácích výrobců ve snaze docílit nejmenších možných nákladů na realizaci projektu a současně zajistit dostatečnou životnost zařízení.

8 Seznam použité literatury

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P.: Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
3. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988

Další zdroje na Internetu

<http://www.tranza.cz>

<http://www.tos-znojmo.cz>

<http://www.skf.com>.

<http://www.techplasty.sk>

9 Seznam použitých symbolů

a_o	Rozteč horních válečkových stolic	[m]
a_u	Rozteč dolních válečkových stolic	[m]
b_1	Světla šířka bočního vedení	[m]
B	Šířka dopravního pásu	[m]
d	Tloušťka pásu	[m]
D	Průměr bubnu	[m]
e	Základ přirozených logaritmů	[-]
f	Globální součinitel tření	[-]
F	Průměrný tah pásu na bubnu	[N]
F_{bA}	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování	[N]
F_f	Odpory tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	[N]
F_1	Tah v pásu ve větvi nabíhající na buben	[N]
F_2	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	[N]
F_H	Hlavní odpory	[N]
F_{max}	Největší tah v pásu	[N]
F_{min}	Nejmenší tah v pásu	[N]
F_N	Vedlejší odpory	[N]
F_O	Odpor ohybu pásu na bubnech	[N]
F_S	Přídavné odpory	[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 nepoháněných bubnů	[N]
F_U	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	[N]
g	Tíhové zrychlení	[ms ⁻²]

H	Dopravní výška	[m]
I_v	Objemový dopravní výkon	$[m^3 s^{-1}]$
k	Součinitel sklonu	[-]
l	Délka bočního vedení	[m]
l_b	Urychlovací délka	[m]
L	Délka dopravníku	[m]
P_A	Provozní výkon na poháněcím bubnu	[W]
Q	Dopravní výkon	$[kg s^{-1}]$
P_M	Provozní výkon poháněcího motoru	[W]
q_B	Hmotnost 1m dopravního pásu	$[kg m^{-1}]$
q_G	Hmotnost nákladu na 1m délky	$[kg m^{-1}]$
q_{Ro}	Hmotnost rotujících částí válečku na 1m horní větve dopravníku	$[kg m^{-1}]$
q_{Ru}	Hmotnost rotujících částí válečku na 1m dolní větve dopravníku	$[kg m^{-1}]$
S	Průřez náplně pásu	$[m^2]$
v	Rychlost pásu	$[m s^{-1}]$
α	Sypný úhel	[stupně]
δ	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	[stupně]
η	Účinnost	[-]
θ	Dynamický sypný úhel	[stupně]
λ	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic	[stupně]
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 bočnicemi	[-]
ξ	Součinitel rozběhu	[-]
ρ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	$[kg m^{-3}]$
φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	[radiany]

11 Seznam příloh

A04S-Celková sestava

B04M1-podsestava napínací stanice

B04M2-podsestava poháněcí stanice

B04M3-podsestava nosná konstrukce

D04M4-podsestava válečková stolice

STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ