

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE AND TRANSPORTATION
ENGINEERING

ŠIKMÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

INCLINED CONVEYOR BELT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MIROSLAV FRANČ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2010

Annotation

The topic of my bachelordiploma thesis was to design Inclined conveyor belt for transporting of crushed limestone with maximal granularity of 30 mm. The main tasks were to design main dimensions of conveyor belt, its drive, to make strength calculation of driven drum, draw drawings of assembly of conveyor belt, drawing of welded tensing station, drawing of welded main leg of conveyor belt.

Key words:

Inclined conveyor belt, crushed limestone, main leg, tensing station.

Anotace

Tématem mé bakalářské práce bylo navrhnout šikmý pásový dopravník pro dopravu drceného vápence s maximální granulitou 30 mm. Hlavními úkoly bylo navrhnout hlavní rozměry dopravníku, jeho pohon, provést pevnostní výpočet hnaného bubnu. Dále nakreslit sestavný výkres dopravníku, výkres svarku napínací stanice a svarku stojiny.

Klíčová slova:

Šikmý pásový dopravník, drcený vápenec, stojina, napínací stanice.

Bibliografická citace

FRANC, M: Šikmý pásový dopravník pro dopravu drceného vápence. Brno: Vysoké Učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 36 stran. Vedoucí práce: Doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce panu Doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D., panu Doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a mým kolegům ve firmě TC Inter-Informatcs, a.s. za cenné informace a pomoc při vypracovávání bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu bez níž bych nebyl schopen studium dokončit.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci zpracoval sám s využitím rad vedoucího bakalářské práce Doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D a jeho kolegů z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství a svých kolegů ve firmě TC Inter-Informatics, a.s. a na základě uvedených pramenů v seznamu literatury v Praze.


FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

V Praze, 5.května 2010

Podpis

1 Obsah

1	Obsah	6
2	Úvod.....	7
3	Funkční výpočet dopravníku	9
3.1	Volba jmenovité rychlosti.....	9
3.2	Určení šířky pásu	9
3.2.1	Volba pásu	10
3.3	Největší dopravní výkon.....	11
3.3.1	Největší objemový výkon	11
3.3.2	Hmotnostní výkon.....	12
3.4	Výpočet Odporů.....	12
3.4.1	Hlavní odpory O_H	13
3.4.2	Vedlejší odpory O_V	16
3.4.3	Přídavné odpory O_P	19
3.4.4	Odpor k překonání dopravní výšky	20
4	Výkon motoru	20
5	Síly v pásu.....	21
5.1	Maximální obvodová síla.....	21
5.1.1	Tahová síla v pásu pro přenos obvodové síly	21
5.1.2	Minimální tahová síla pro horní větev	22
5.1.3	Minimální tahová síla pro dolní větev	22
5.1.4	Největší tahová síla v pásu.....	22
5.2	Napínací zařízení	23
6	Pevnostní výpočty	24
6.1	Hnaný buben	24
6.2	Hnaný hřídel	28
6.2.1	Předběžný návrh průměru hnaného hřídele	28
6.2.2	Volba velikosti pera	28
7	Výsledky	30
8	Závěr	31
9	Přílohy.....	32
10	Seznam použité literatury	33
10.1	Použité normy	33
10.2	Odkazy	33
10.3	Katalogy.....	33
10.4	Zdroje obrázků a tabulek	34
11	Označení a jednotky.....	35

2 Úvod

Pásový dopravník je strojní zařízení pro kontinuální dopravu sypkých materiálů a polotekutých látek. Pásový dopravník lze využít ve velkém rozsahu dopravních výkonů, vzdáleností a převýšení. Mezi jeho hlavní přednosti patří snadná obsluha a servis, možnost naložení materiálu v jakémkoliv místě dopravníku a malá spotřeba energie na provoz.

Pásový dopravník se skládá z těchto prvků:

- Dopravní pás,
- Poháněcí a vratná stanice,
- Napínací zařízení,
- Válečkové stolice,
- Nosná konstrukce,
- Příslušenství.

Dopravní pás

Dopravní pás je jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku. Jeho vlastnosti musí být co nejlepší, aby splňoval požadavky na vysokou odolnost proti opotřebení otěrem, vysokou životnost, podélnou tuhost, minimální navlhavost, vysokou pevnost, nízkou hmotnost a schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání. Dopravní pásy u nás vyrábí nebo dováží např. firmy KSK-Belt, VVVmost, Reco s.r.o, Sava Trade.

Poháněcí a vratná stanice

Poháněcí stanice je složena z motoru, převodovky a hnacího bubnu. Jsou dvě možnosti pro umístění motoru s převodovkou. Jednou je umístit motor s převodovkou uvnitř bubnu, podobné motorizované bubny vyrábí např. firma Rulmeca. Druhou možností je umístit motor spolu s převodovkou vně bubnu na přídavné nosné konstrukci. K pohonu dopravníku se používají asynchronní elektromotory. Elektromotory vyrábí např. firma Siemens a převodovky firma TOS Znojmo a.s..

Hlavní součástí vratné stanice je hnaný buben. Hnaný buben je nalisován na hřídeli, který je uložen na ložiskách v ložiskových skříních. Skříně jsou přimontovány šrouby na podpěrnou ocelovou konstrukci.

Napínací zařízení

Napínací zařízení slouží k vyvolání dostatečně velikého tření mezi bubnem a pásem, tak aby byla přenesena požadovaná tažná síla na pás. Proto je napínací zařízení nutnou součástí dopravníku. Je na něm závislé napnutí pásu, jeho životnost a hospodárnost. Dle druhu a způsobu vyvození napínací síly dělíme napínací zařízení na:

- Tuhá napínací zařízení (napínací šrouby, napínáky atd.),
- Samočinná napínací zařízení se závažím,
- Samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení.

Válečkové stolice

Válečky se montují do válečkových stolic, jejichž úkolem je podpora horní větve pásu s materiálem a spodní prázdnou vratnou větev. Pro horní větev je možno volit z různých typů válečkových stolic: s jedním válečkem, dvěma, třemi či více válečky. Průřez je buď rovný nebo korýtkový. Na českém trhu lze volit z výrobků firem Tranza, a.s., VVVmost spol. s.r.o., Strojírna Vašátko spol. s.r.o. atd..

Nosná konstrukce

Nosná konstrukce je jednou z nejdůležitějších částí dopravníku. Jejím hlavním úkolem je podpora dopravníku a přenos zatížení vzniklých od vlastní váhy dopravníku, vlastní konstrukce a dalších silových účinků vzniklých při provozu. Nosná konstrukce bývá svařená z U, L nebo I profilů. Stojiny většinou z I profilu.

Příslušenství

Mezi příslušenství dopravníku lze zařadit čističe pásu, kryty a další pomocná zařízení. Čističe pásu slouží k čištění od nalepeného materiálu. Existují Primární a sekundární čističe. Umisťují se za hnací stanici a před hnanou stanici. Jako příklad poslouží výrobek firmy Bulk Systems.

Kryty dopravníku slouží k překrytí pásu proti vnikání cizích předmětů do přepravovaného materiálu.

3 Funkční výpočet dopravníku

Funkční výpočet pásového dopravníku byl proveden dle normy ČSN 26 3102 – Pásové transportéry a skript [1]

Jsou dány tyto vstupní parametry:

Dopravní množství $Q = 130000 [kg \cdot h^{-1}]$,

Dopravní výška $H = 6,5 [m]$,

Osová vzdálenost přesypů $L = 30 [m]$,

Dopravovaný materiál: drcený vápenec,

Objemová hmotnost $\rho = 1500 [kg \cdot m^{-3}]$,

Zrnitost $0 \div 30 [mm]$,

Sypný úhel $\alpha = 30^\circ$.

3.1 Volba jmenovité rychlosti

Jmenovitou dopravní rychlost volím vzhledem k dopravovanému materiálu, kterým je drcený vápenec, dle tab. 1 v normě ČSN 26 3102 na str. 4

$$v = 1,25 [m \cdot s^{-1}].$$

(1)

3.2 Určení šířky pásu

Šířku pásu jsem určil na základě vypočteného teoretického průřezu náplně materiálu dle vzorce:

$$S = \frac{Q}{3600 * \rho * v} [m^2] \quad (2)$$

Po dosazení do (2) vyšla velikost plochy

$$S = \frac{130000}{3600 * 1500 * 1,25} = 0,019 [m^2]$$

Šířku pásu volím dle tab. 4. v normě ČSN 26 3102. Pro nejbližší vyšší průřez materiálu $S = 0,026 [m^2]$ a sypný úhel $\alpha = 30^\circ$ volím $B = 500 [mm]$ a dvou-válečkovou stolicí.

Využitá ložná šířka pásu se určí dle vzorce

$$b = 0,9 * B - 0,05 = 0,9 * 0,5 - 0,05 = 0,4 [m]. \quad (3)$$

Dynamický sypný úhel se určí ze vztahu

$$\theta = 0,75 * \alpha [^\circ] \quad (4)$$

Po dosazení do vzorce (4) je dynamický sypný úhel:

$$\theta = 0,75 * 30^\circ = 22,5^\circ$$

Plocha průřezu horní části průřezu materiálu se vypočte dle vzorce:

$$S_1 = \frac{1}{6} * (b * \cos \beta)^2 * \operatorname{tg} \theta [m] \quad (5)$$

Po dosazení do vzorce (5) je

$$S_1 = \frac{1}{6} * (0,4 * \cos 20^\circ)^2 * \operatorname{tg} 22,5^\circ = 0,00975 [m^2].$$

Plocha průřezu dolní části průřezu materiálu se vypočte dle vzorce:

$$S_2 = \frac{1}{8} * b^2 * \sin 2\beta [m] \quad (6)$$

Po dosazení do vzorce (6) bude $S_2 = \frac{1}{8} * 0,5^2 * \sin 2 * 20^\circ = 0,020 [m^2]$.

Celková plocha průřezu materiálu dostaneme sečtením horní části průřezu materiálu a dolní části průřezu materiálu dle vztahu (7):

$$S = S_1 + S_2 [m^2] \quad (7)$$

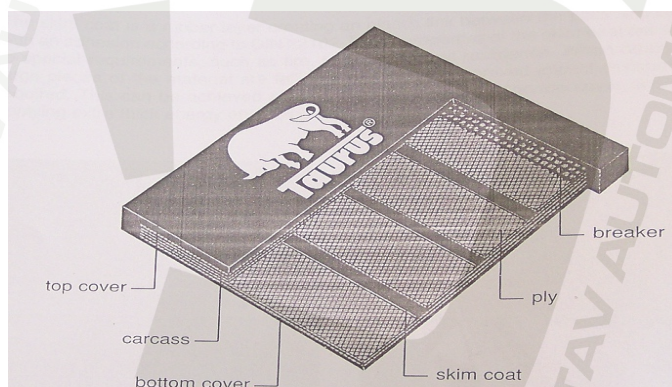
$$S = 0,00975 + 0,020 = 0,0298 [m^2].$$

3.2.1 Volba pásu

Volím pás TAURUS - výrobek firmy Conveyor Belt System Phoenix Ltd.
V Česku dodávaný firmou KSK – Belt, a.s..

Dle katalogu firmy volím pás TAURUS 500 EP – 3150/2+1 8/4 N.

Šířku pásu určím dle katalogu $s = 14 \text{ mm}$.



Obr. 1 Řez pásem značky TAURUS

3.3 Největší dopravní výkon

Porovnáním největšího hmotnostního výkonu I_m a dopravního množství Q zjistíme, zda je navržený dopravník schopen přepravovat plynule dané množství materiálu.

3.3.1 Největší objemový výkon

Největší objemový výkon se určí ze vzorce:

$$I_v = S \cdot v \cdot k \text{ [kg / h]} \quad (8)$$

$$S = 0,0298 \text{ m}^2, \\ v = 1,25 \text{ m/s.}$$

Součinitel sklonu k se určí ze vztahu:

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

$$S_1 = 0,00975 \text{ m}^2,$$

Součinitel k_1 se určí dle vztahu:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \varepsilon - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} [-] \quad (10)$$

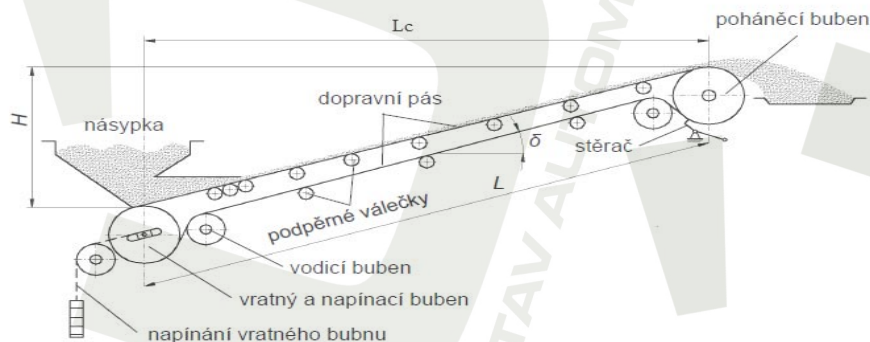
Sklon dopravníku

Sklon dopravníku určíme ze vztahu:

$$\sin \varepsilon = \frac{H}{L} [^\circ] \quad (11)$$

$$H = 6,5 \text{ [m]},$$

Délku dopravníku L určíme pomocí Pythagorovy věty dle obr.2.:



Obr. 2 Určení délky dopravníku

$$L^2 = L_c^2 + H^2 \quad (12)$$

Dosazením do (12) dostaneme $L = \sqrt{L_c^2 + H^2} = \sqrt{30^2 + 6,5^2} = 30,69[m]$. Hodnotu L_c dosadíme do vztahu (11) a dostaneme sklon dopravníku ε

$$\sin \varepsilon = \frac{6,5}{30,69} = 0,22 \Rightarrow \varepsilon = \sin^{-1} 0,22 = 12,22 = 12^\circ$$

Po dosazení do vztahu (10) dostaneme součinitel korekce vrchlíku náplně:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 12^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}} = \sqrt{\frac{0,956 - 0,854}{1 - 0,854}} = 0,8389.$$

Poté můžeme dle vztahu (9) vypočítat součinitel sklonu:

$$k = 1 - \frac{0,00975}{0,0298} * (1 - 0,8389) = 0,948.$$

Dále vypočítáme objemový výkon dle vztahu (8):

$$I_v = 0,0298 * 1,25 * 0,948 = 0,0353[kg/h].$$

3.3.2 Hmotnostní výkon

Největší hmotnostní výkon vypočteme dle vzorce

$$I_m = I_v * \rho * 3600[kg/h] \quad (13)$$

Dosazením do vztahu (13) dostaneme

$$I_m = 0,0353 * 1500 * 3600 = 190620[kg/h]$$

Vzhledem k tomu, že hmotnostní výkon je větší než dopravované množství ($I_m > Q$) je dopravník vyhovující.

3.4 Výpočet Odporů

Výsledný odpor v horní a dolní větvi dopravníku dostaneme sečtením hlavních, vedlejších a přidavných odporů a rovná se obvodové síle na poháněcím bubnu dopravníku. Výsledný odpor se určí dle vzorce:

$$F_U = O_H + O_V + O_P[N] \quad (14)$$

3.4.1 Hlavní odpory O_H

Hlavní opory se vypočtou dle vzorce

$$O_H = f * L * g [q_{RO} + q_{RU} + (2 * q_B + q_G) * \cos \varepsilon] [N] \quad (15)$$

$$L = 30,69 \text{ m.}$$

$$\varepsilon = 12^\circ.$$

f se vypočte dle vzorce

$$f = f_1 * k_2 [-] \quad (16)$$

f_1 se volí podle normy ČSN 26 3102 (str. 14): $f_1 = 0,023 \div 0,027 = 0,025 [-]$.

Dle diagramu 1 v ČSN 26 3102 je $k_2 = 1$.

Po určení f_1 a k_2 můžeme vypočítat globální součinitel tření dle (16)

$$f = 0,025 * 1 = 0,025 [-].$$

q_G hmotnost nákladu na 1 m délky pásu se určí dle vztahu:

$$q_G = \frac{I_V * \rho}{v} = \frac{0,0353 * 1500}{1,25} = 42,36 [kg / m] \quad (17),$$

q_{RO} hmotnost rotačních částí válečků na 1 m horní větve se určí dle vztahu:

$$q_{RO} = \frac{2 * m_{hv} * p_1}{L} [kg / m] \quad (18)$$

počet stolic v horní větvi se vypočte ze vzorce:

$$p_1 = \frac{L}{t_h} [-] \quad (19)$$

Po dosazení do vztahu (19) dostaneme počet stolic v horní větvi:

$$p_1 = \frac{30,69}{1,25} = 24,55$$

volím $p_1 = 25$.

Rozteč válečků v horní stolici volím dle skript [1] $t_h = 1,25$ m. Mezi posledním a předposledním válečkem bude menší vzdálenost než 1,25 m.

m_{hv} – hmotnost válečku v horní větvi. Dle katalogu výrobce je $m_{hv} = 2,4$ kg

po dosazení do vztahu (18) dostaneme:

$$q_{RO} = \frac{2 * 2,4 * 25}{30,69} = 3,75 [kg / m]$$

q_{RU} – hmotnost rotačních částí válečků na 1 m dolní větve určíme dle vztahu:

$$q_{RU} = \frac{2 * m_{dv} * p_2}{L} [kg / m] \quad (20)$$

Dle katalogu výrobce je hmotnost válečku v dolní větvi $m_{dv} = 2,4$ kg

p_2 – počet stolic v dolní větvi dopravníku určíme dle vztahu:

$$p_2 = \frac{L}{t_d} [-] \quad (21)$$

Dle skript [1] volím rozteč válečků v dolní větvi $t_d = 3$ m. Dosazením do vztahu (21) dostaneme počet stolic v dolní větvi:

$$p_2 = \frac{30,69}{3} = 10,23$$

Volím $p_2 = 11$.

Dosazením do vztahu (20) dostaneme hmotnost rotujících válečků v dolní větvi.

$$q_{RU} = \frac{2 * 2,4 * 11}{30,69} = 1,56 [kg / m]$$

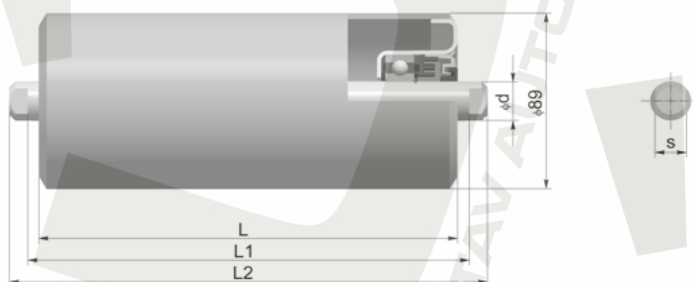
Dle výrobce pásu je $q_B = 6,2$ kg/m.

Dosazením do vztahu (15) dostaneme hlavní odpor

$$O_H = 0,025 * 30,69 * 9,81 [3,75 + 1,56 + (2 * 6,2 + 42,36) * \cos 12^\circ] = 443,12 N$$

3.4.1.1 Válečkové stolice

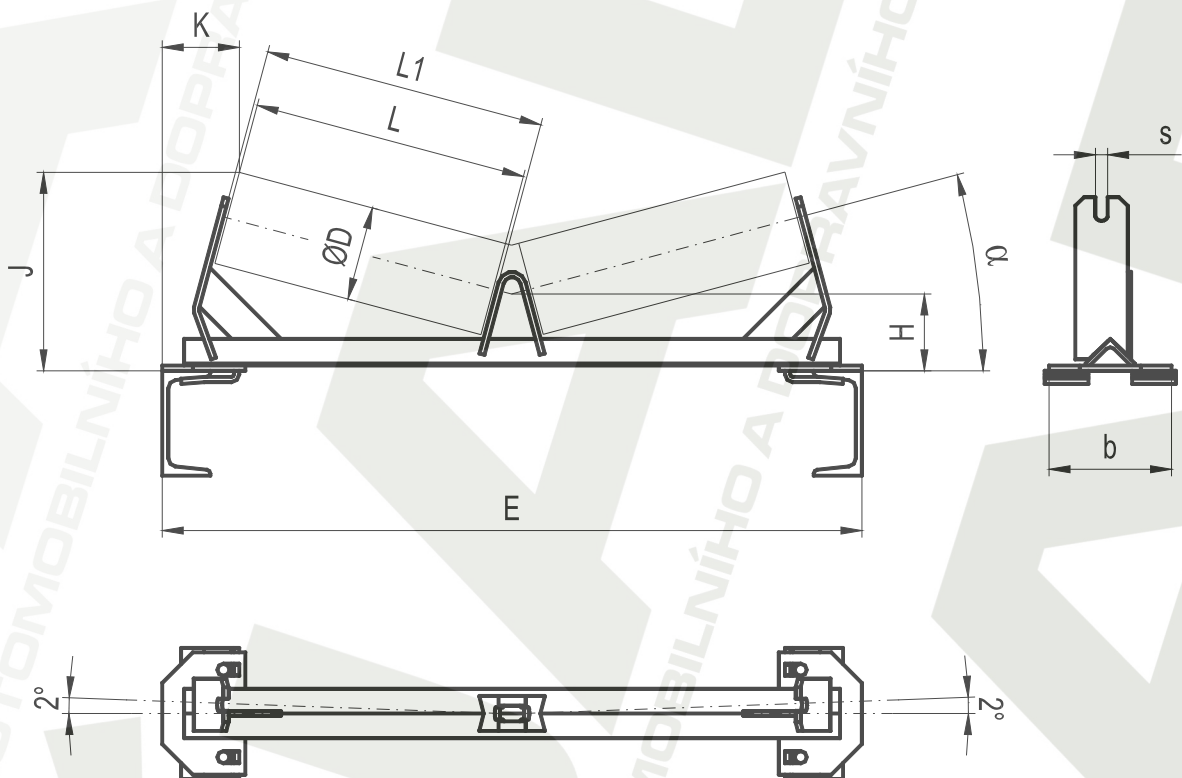
Válečky a válečkové stolice volím z nabídky katalogů firmy Tranza, a.s.. Na obrázcích 3. - 5. a tabulkách 1.-3. jsou uvedeny technické údaje válečků a stolic.



Obr.3. Váleček firmy Tranza, a.s.

Tab.1 Rozměry válečků

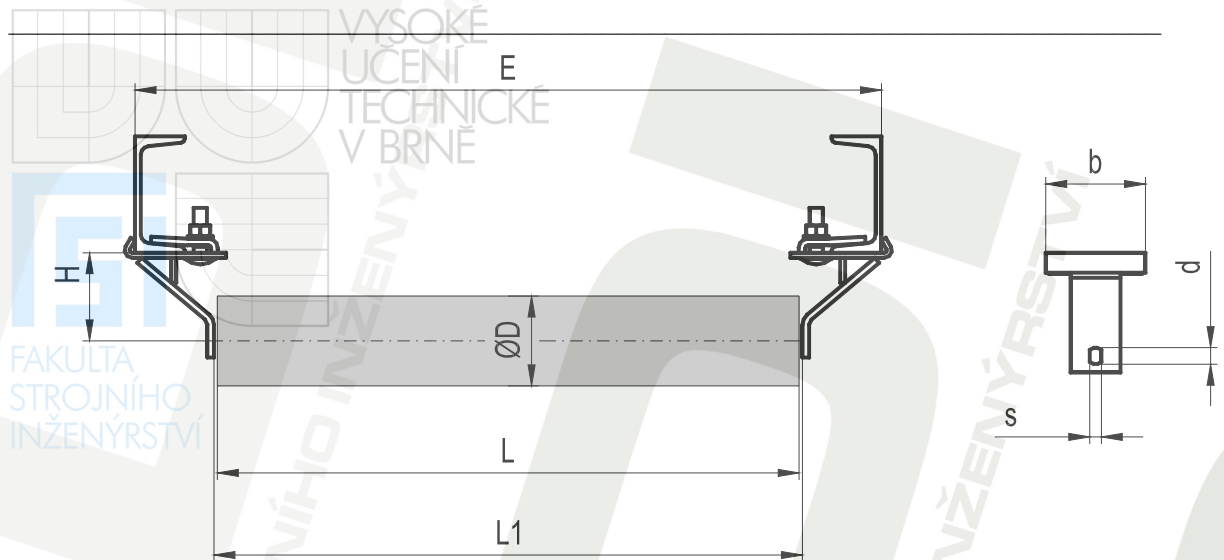
Použití pro typ stolice a šířku pásu B (mm)		Název - rozměr Vál. hl. 89xL/6204	Označení	Rozměry (mm)				Hmotnost (kg)		
				L 1	L 2	d	s	Rot. dílů	Celková	
	400	89x160/6204	3-20044-00454	168	186	20	12	1,65	2,1	
	500	89x200/6204	3-20044-00455	208	226	20	12	1,95	2,5	
400	650	89x250/6204	3-20044-00252	258	276	20	12	2,4	3,1	
	800	89x300/6204	3-20044-00251	308	326	20	12	2,6	3,4	
	500	800	89x315/6204	3-20044-00231	323	341	20	12	2,85	3,7
	650	89x380/6204	3-20044-00456	388	406	20	12	3,3	4,3	
400		89x500/6204	3-20044-00459	508	546	15	12	3,75	5,1	
500		89x600/6204	3-20044-00460	608	646	15	12	4,5	6,1	
650		89x750/6204	3-20044-00463	758	796	15	12	5,75	7,2	
800		89x900/6204	3-20044-00464	908	946	15	12	6,35	8,7	
800		89x950/6204	3-20044-00465	958	996	15	12	7,25	9,7	



Obr. 4. Horní válečková stolice

Tab. 2. Rozměry pro horní válečkovou stolici

B	E	Označení	Rozměry (mm)										Hmotnost (kg)
			D	L	L1	H	J	K	b	s	α	[
400	700	4-31406-00016	89	250	258	77	213	110	140	12	20°	10-14	5,0
500	800	4-31416-00011	89	315	323	77	230	100	140	12	20°	10-14	5,7
650	950	4-31426-00026	89	380	388	101	280	113	140	12	20°	10-14	6,3



Obr. 5. Dolní válečková stolice

Tab. 3. Rozměry pro dolní válečkovou stolici.

B	E	Označení	Rozměry (mm)								Hmotnost (kg)
			D	L	L1	H	b	d	s	[
400-800	700-1150	3-31306-00029	63,76,89,108	500-950	510-960	84	100	20	14	10-14	1,4
400-800	700-1150	3-31306-00022	133	500-950	500-960	110	100	20	14	10-14	1,7
1000-1400	1350-1800	3-31346-00001	133	1150-1600	1160-1610	106	120	20	14	12-16	2,35
1000-1400	1350-1800	3-31346-00017	108,133	1150-1600	1160-1610	106	120	25	14	12-16	2,35

3.4.2 Vedlejší odpory O_v

Vedlejší odpory zahrnují:

- odpory tření a setrvačných sil při urychlování dopravované hmoty v místě nakládání F_{bA} ,
- odpor tření o boční stěny násypky v místě nakládání F_f ,
- odpor ohybu pásu na bubnech F_o ,
- odpor ložisek bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu F_t

Odpor tření a setrvačných sil při urychlování dopravované hmoty v místě nakládání F_{bA} :

$$F_{bA} = I_v \rho (v - v_0) [N] \quad (22)$$

v_0 volím $v_0=0$ m/s, protože materiál padá kolmo na pás.

Po dosazení do vztahu (22) bude:

$$F_{bA} = 0,0353 * 7500(1,25 - 0) = 331 [N]$$

Odpor tření o boční stěny násypky v místě nakládání F_f :

$$F_f = \frac{\mu_2 * I_v^2 * \rho * g * l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 * b_1^2} [N] \quad (23)$$

Kde: $\mu_2=0,5-0,7$ je voleno dle normy ČSN ISO 5048 na str. 13, $\mu_2=0,6$.

$$I_v=0,0353 \text{ kg/h}$$

$$\rho=1500 \text{ kg/m}^3$$

$$g=9,81 \text{ m/s}^2$$

$$b_1 = b * \cos \beta [m] = 0,4 * \cos 20 = 0,376m$$

Urychlovací délka l_b se určí dle vzorce:

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 * g * \mu_1} [m] \quad (24)$$

Po dosazení do vztahu (24) dostaneme urychlovací délku l_b :

$$l_b = \frac{1,25^2 - 0^2}{2 * 9,81 * 0,7} = \frac{1,5625}{13,734} = 0,114[m]$$

Po získání všech veličin a jejich dosazením do vztahu (23) můžeme vypočítat velikost odporu tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením:

$$F_f = \frac{0,7 * 0,0353^2 * 1500 * 9,81 * 0,114}{\left(\frac{1,25 + 0}{2}\right)^2 * 0,376^2} = 128,4[N]$$

Odpor ohybu pásu na bubnech určíme dle vztahu:

$$F_l = 9 * B * \left(140 + 0,01 * \frac{F}{B}\right) * \frac{d}{D} [N] \quad (25)$$

$$d=0,014m,$$

$$F=5000 \text{ N},$$

$$B=0,5 \text{ m},$$

$$D=0,4 \text{ m}.$$

Po dosazení do vztahu (25) dostaneme

$$F_l = 9 * 0,5 * \left(140 + 0,01 * \frac{5000}{0,5}\right) * \frac{0,014}{0,4} = 4,5 * (240) * 0,035 = 37,8[N]$$

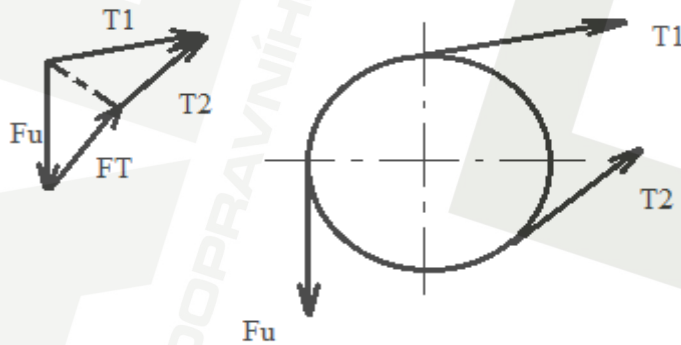
Odpor v ložiskách bubnu se určí dle vztahu:

$$F_t = 0,005 * \frac{d_0}{D} * F_T [N] \quad (26)$$

$$d_0 = 0,02 \text{ m,}$$
$$D = 0,4 \text{ m,}$$

F_T – vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu. Vektorový součet tahů v pásu se určí dle Obr. 6

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



Obr. 6. Síly v pásu

$$F_T = \sqrt{F_U^2 + T_1 + T_2} [N] \quad (27)$$

$$F_U = 4408,42 \text{ N,}$$
$$T_1 = 5955 \text{ N}$$
$$T_2 = 1824 \text{ N}$$

pod dosazení do vztahu (27) dostaneme velikost síly

$$F_T = \sqrt{4408,42^2 + 5955^2 + 1824^2} = 7630,7 [N]$$

Poté dosadíme do vztahu (26) a dostaneme

$$F_t = 0,005 * \frac{0,02}{0,4} * 7630,7 = 1,9 [N]$$

Celkové vedlejší odporů dostaneme sečtením všech vedlejších odporů:

$$O_V = 331 + 128,4 + 37,4 + 1,90 = 498,8 N$$

3.4.3 Přídavné odpory O_p

Přídavné odpory zahrnují:

- odpor vychýlených bočních válečků F_{gl} ,
- odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením,
- odpor čističů pásu,
- odpor shrnovače materiálu.

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením určíme dle vztahu:

$$F_{gl} = \frac{\mu_2 * I_v^2 * \rho * g * l}{v^2 * b_1^2} [N]$$

(28)

kde hodnoty veličin ve vztahu (28) jsou následující:

$\mu_2 = 0,5$ až $0,7$, volím $\mu_2 = 0,6$,

$I_v = 0,0353$ kg/h,

$\rho = 1500$ kg/m³,

$g = 9,81$ m/s²,

$l = 0,5$ m

$v = 1,25$ m/s

$b_1 = 0,375$ m.

Po dosazení do vztahu (29) dostaneme

$$F_{gl} = \frac{0,7 * 0,0353^2 * 1500 * 9,81 * 0,5}{1,25^2 * 0,375^2} = \frac{6,41}{0,212} = 29,1 [N]$$

Odpor čističe pásu dostaneme ze vztahu:

$$F_r = z_c * (0,2 \div 0,4) * B [N] \quad (29)$$

$z_c = 1$.

$B = 0,5$ m

Po dosazení do vztahu (29) dostaneme velikost odporu

$$F_r = 1 * (0,3) * 0,5 = 0,15 [N]$$

Odpor shrnovače materiálu určíme dle vztahu:

$$F_r = B * k_a [N] \quad (30)$$

$k_a = 1500$ N/m

Po dosazení do vztahu (30) dostaneme velikost odporu shrnovače:

$$F_r = 0,5 \cdot 1500 = 750 [N]$$

Celkové přídavné odpory jsou:

$$O_p = 29,1 + 0,150 + 750 = 779,25 N$$

3.4.4 Odpor k překonání dopravní výšky

Odpor k překonání dopravní výšky je způsoben zdviháním nebo klesáním dopravované hmoty. Určí se dle vztahu:

$$F_g = g * H * q_G [N] \quad (31)$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2, \\ H = 6,5 \text{ m}, \\ q_G = 42,36 \text{ kg/m}.$$

pod dosazení do vztahu (31) dostaneme velikost odporu k překonání výšky:

$$F_g = 9,81 * 6,5 * 42,36 = 2701 N$$

Celkový odpor dostaneme sečtením všech hlavních, vedlejších a přídavných odporů dle vztahu (14) :

$$F_U = 443,12 + 484,8 + 779,25 + 2701 = 4408,42 N$$

4 Výkon motoru

Výkon motoru je určen na základě velikosti Celkových odporů, které je nutno překonat aby dopravník správně plnil svoje transportní úkoly. Výkon motoru potřebný pro pohon pásového dopravníku se určí dle vztahu:

$$P_M = \frac{F_U * v}{\eta} [kW] \quad (32)$$

$$F_U = 4408,42 \text{ N}$$

$$v = 1,25 \text{ m/s}.$$

účinnost je dle ČSN ISO 5048 v rozmezí $\eta = 0,85 \div 0,95$, volím $\eta = 0,9$.

Po dosazení do vztahu (32) dostaneme výkon motoru:

$$P_M = \frac{4408,42 * 1,25}{0,9} = 6122,8 [W] = 6,12 [kW].$$

Volím pohon s převodovkou, které budou umístěny vedle hnacího bubnu na pomocné konstrukci. Dle katalogu [3] firmy TOS Znojmo volím motor:

Trojfázový asynchronní 1LA7 160L o výkonu motoru $P_M=7,5$ kW, otáčkách $n=1455$ 1/min.

K motoru volím čelní převodovku MTC 42 A od stejné firmy s těmito parametry: převodový poměr $i=4,8$, výstupní otáčky $n_2=299,6$ 1/min, výstupní moment $M=239,1$ Nm.

Skutečná rychlost se bude lišit o jedno procento oproti vypočtené teoretické hodnotě tj. 1,24 m/s.

5 Síly v pásu

5.1 Maximální obvodová síla

Maximální obvodová síla se určí dle vztahu:

$$F_{U,max} = F_U * \xi [N] \quad (33)$$

$$F_U=4408,42 \text{ N}$$

Dle normy ČSN ISO 5048 str. 10 volím $\xi=1,5$

Dosazením do vztahu (33) dostaneme max. obvodovou sílu

$$F_{U,max} = 4408,42 * 1,5 = 6612,63 \text{ N} .$$

5.1.1 Tahová síla v pásu pro přenos obvodové síly

Dle normy ČSN ISO 5048 se tahová síla v pásu určí dle vztahu

$$F_{2,min} = F_{U,max} \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} [N] \quad (34)$$

$$F_{U,max}=6612,63 \text{ N}$$

dle normy ČSN ISO 5048 volím $\mu=0,4$,
dále úhel opásání $\varphi=200^\circ$, po přepočtu na radiány je $\varphi=3,48$.

Dosazením do (34) dostaneme

$$F_{2,min} = 6612,63 * \frac{1}{2,718^{0,4*3,48} - 1} = 2189,6 [N]$$

5.1.2 Minimální tahová síla pro horní větev

Minimální tahová síla pro horní větev se určí dle vztahu:

$$F_{\min,H} = \frac{t_h (q_B + q_G) g}{8(h/a)_{adm}} [N] \quad (35)$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2,$$
$$(h/a)_{adm} = 0,0125$$
$$q_B = 6,2 \text{ kg/m},$$
$$q_G = 43,36 \text{ kg/m}.$$
$$t_h = 1,25 \text{ m}$$

Po dosazení do vztahu (35) dostaneme minimální tahovou sílu pro horní větev:

$$F_{\min,H} = \frac{1,25 * (6,2 + 43,36) * 9,81}{8 * 0,0125} = 5955 \text{ N} .$$

5.1.3 Minimální tahová síla pro dolní větev

Minimální tahová síla pro dolní větev se určí dle vztahu:

$$F_{\min,D} = \frac{t_d q_B g}{8(h/a)_{adm}} [N] \quad (36)$$

$$t_h = 3 \text{ m},$$
$$q_B = 6,2 \text{ kg/m}$$
$$g = 9,81 \text{ m/s}^2.$$

Po dosazení do vztahu (36) dostaneme velikost minimální tahové síly pro dolní větev:

$$F_{\min,D} = \frac{3 * 6,2 * 9,81}{8 * 0,0125} = 1824,6 [N]$$

5.1.4 Největší tahová síla v pásu

Největší tahová síla v pásu se určí dle vztahu:

$$F_{\max} = F_U \xi \left(\frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) [N] \quad (37)$$

$$F_U = 4408,42 \text{ N}$$

Součinitel ξ volím dle normy $\xi = 1,5$,
úhel opásání $\varphi = 3,48$,
součinitel tření volím $\mu = 0,4$.

Po dosazení do vztahu (37) dostaneme velikost největší tahové síly:

$$F_{\max} = 4408,42 * 1,5 * \left(\frac{1}{2,718^{0,4*3,48} - 1} + 1 \right) = 8802,24N$$

5.2 Napínací zařízení

Vzhledem k délce dopravníku a typu použitých pásů volím tuhé napínací zařízení. Potřebnou teoretickou velikost napínací síly Z_T určíme dle vztahu:

$$Z_T = 2 * (F_2 - q_2 * H) [N] \quad (38)$$

Síla F_2 se určí dle vztahu (39)

$$F_2 = F_U * \frac{1}{e^{\mu * \alpha} - 1} [N] \quad (39)$$

Pod dosazením do (39) vyjde

$$F_2 = 4408,42 * \frac{1}{2,718^{1,392} - 1} = 1459,7N$$

q_2 se určí dle vztahu:

$$q_2 = k * s + G_p [kg / m] \quad (40)$$

$k=1,2,$

$s=4 \text{ mm},$

$G_p = 3,3$ dle typu pásu (viz ČSN 263102)

Po dosazení do vztahu (39) dostaneme $q_2 = 8,5 [kg / m]$

Dále dosazením do vztahu (38) dostaneme teoretickou velikost napínací síly

$$Z_T = 2 * (1459,7 - 8,5 * 6,5) = 2808,9N$$

Aby bylo bezpečně zajištěno, že pás nebude prokluzovat zvětšíme napínací sílu o 10%.

$$Z = Z_T * 1,1 [N] \quad (41)$$

Po dosažení do vztahu (41) bude výsledná napínací síla

$$Z = 2808,9 * 1,1 = 3089,79N$$

6 Pevnostní výpočty

6.1 Hnaný buben

Materiál bubnu volím ocel 11373. Odtud výpočtem vychází maximální dovolené napětí $\sigma_D = 74 \text{ MPa}$.

Hnaný buben je zatížen ohybovým momentem od spojitého zatížení, které vzniká od naspaného materiálu na pás. Velikost síly F_q dostaneme sečtením sil F_1 a F_2 , které působí v pásech.

$$F_C = F_1 + F_2 = [N] \quad (42)$$

$$F_1 = 8802,24 \text{ N}$$

$$F_2 = 2189,6 \text{ N}$$

Dosazením do (42) nám vyjde:

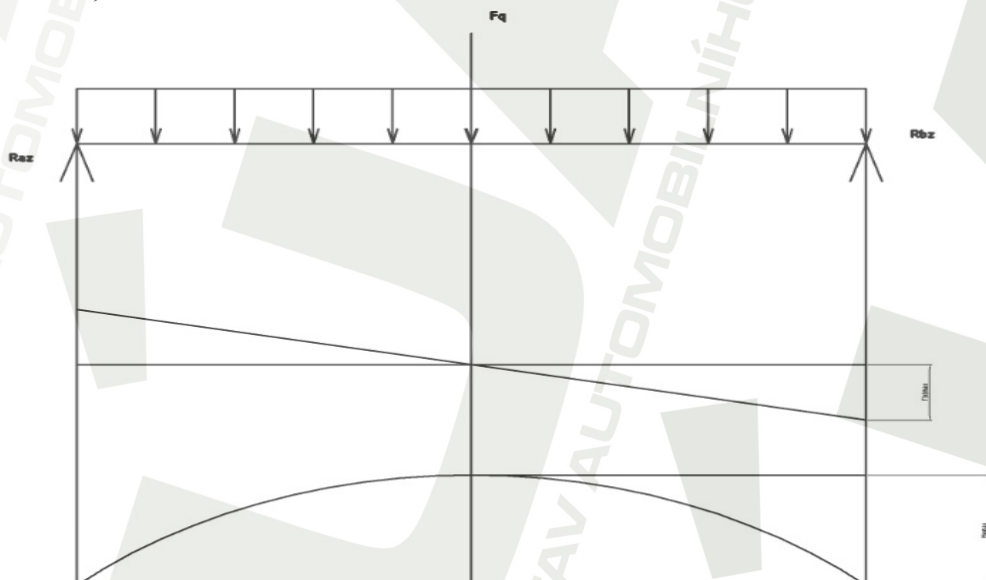
$$F_C = 2189,6 + 8802,24 = 10991,84 [N]$$

Velikost liniového zatížení q dostaneme dle vztahu (43)

$$q = \frac{F_c}{B} [N.m^{-1}] \quad (43)$$

Po dosazení do vztahu (43) bude liniové zatížení

$$q = \frac{10991,84}{0,5} = 21983,68 [N.m^{-1}]$$



Obr. 7. Náhrada a průběh VVÚ na bubnu.

Dle obr. 7. sestavíme statické rovnice rovnováhy:

$$F_Z : F_{az} + F_{bz} - F_Q = 0 \quad (44)$$

Momentová rovnice rovnováhy k bodu A

$$M_{oAZ} : F_{bz} * B - F_Q * \frac{B}{2} = 0 \quad (45)$$

Vyřešením rovnice (44) dostaneme velikost reakce F_{bz} :

$$F_{bz} = F_Q - F_{az} = \frac{F_Q}{2} \quad (46)$$

Spojitě liniové zatížení nahradíme silou působící uprostřed. Síla F_Q se určí dle (47)

$$F_Q = \int_0^l q dl \quad (47)$$

Vyřešením integrálu dostaneme velikost síly nahrazující liniové zatížení:

$$F_Q = q \cdot l = q \cdot B [N] \quad (48)$$

Velikosti reakcí F_{BZ} a F_{AUZ} dostaneme dosazením do rovnic (46) a (44):

$$F_Q = 21983,68 * 0,5 = 10991,84 N$$

$$F_{BZ} = \frac{F_Q}{2} = 5495,92 N$$

$$F_{az} = F_Q - F_{bz} = \frac{F_Q}{2} = 5495,92 N$$

Velikost maximálního momentu určíme dle vztahu (49)

$$M_{o\max} = F_{az} * \frac{B}{2} \quad (49)$$

Dosazením do vztahu (48) nám vyjde velikost ohybového momentu:

$$M_{o\max} = \frac{5495,92 * 0,5}{2} = 2747,9 N.m$$

Modul průřezu v ohybu pro buben určíme dle vztahu (50)

$$W_o = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{32 * D} [mm^3] \quad (50)$$

Dosazením do vztahu (50) dostaneme:

$$W_o = \frac{\pi * (400^4 - 386^4)}{32 * 400} = 720361,2 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu určíme dle vztahu

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} [\text{MPa}] \quad (51)$$

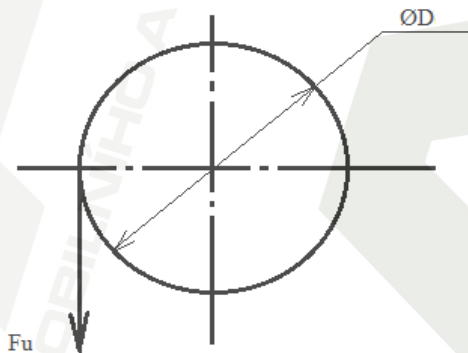
Dosazením do vztahu (51) dostaneme velikost napětí v krutu:

$$\sigma_o = \frac{2747960}{720361,2} = 3,81 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu dostaneme dle vztahu (52)

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} [\text{MPa}] \quad (52)$$

Velikost krouticího momentu na bubnu byla určena dle obrázku 8.



Obr. 8. Určení velikosti krouticího na bubnu

$$M_k = \frac{F_v * D}{2} [\text{Nm}] \quad (53)$$

Dosazením do vztahu (53) dostaneme velikost krouticího momentu:

$$M_k = \frac{4408,42 * 0,4}{2} = 881,684 \text{ Nm}$$

Pro výpočet napětí v krutu, potřebujeme určit průřezový modul v krutu. Ten určíme dle vztahu:

$$W_k = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{16 * D} [\text{mm}^3] \quad (54)$$

Dosazením do vztahu (54) dostaneme:

$$W_K = \frac{\pi * (400^4 - 386^4)}{16 * 400} = 1440722,3 \text{ mm}^3$$

Dosazením do vztahu (52) dostaneme velikost napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{881684}{1440722,3} = 0,61 \text{ MPa}$$

Porovnáním redukovaného napětí s dovoleným zjistíme zda námi navržený buben vyhovuje. Dle vztahu (53) určíme velikost redukovaného napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\alpha * \tau_K)^2} [\text{MPa}] \quad (55)$$

Dosazením do (55) nám vyjde velikost redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3,81^2 + (\sqrt{3} * 0,6)^2} = 3,95 \text{ MPa}$$

Porovnáním redukovaného napětí s dovoleným, dle rovnice (56) zjistíme zda hřídel vyhovuje:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D \quad (56)$$

Dosazením do vztahu (56) vidíme, že buben vyhovuje.

$$3,95 \leq 74$$

Bezpečnost určíme dle vztahu

$$k = \frac{\sigma_{Dov}}{\sigma_{red}} \quad (57)$$

Po dosazení do vzorce (57) dostaneme bezpečnost

$$k = \frac{74}{3,95} = 18,73$$

6.2 Hnaný hřídel

6.2.1 Předběžný návrh průměru hnaného hřídele

Podle velikosti krouticího momentu předběžně určíme průměr hnaného hřídele dle vztahu:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * M_k}{\pi * \tau_D}} [mm] \quad (58)$$

$$M_k = 881684 \text{ Nmm}$$

$$\tau_D = 25 \text{ MPa.}$$

Po dosazení do vzorce (58) nám vyjde přibližný průměr hřídele

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * 881684}{\pi * 25}} = 56,43 \text{ mm}$$

Dle výběru z norem [6] volím průměr hřídele $d_1 = 60 \text{ mm}$. Volba průměru hřídele vychází z normalizovaného vnitřního průměru ložisek (viz [6]).

Dle výběru z norem [6] volím ložiska řady 6212 s rozměry:
 $d_1 = 60 \text{ mm}$, $D_1 = 110 \text{ mm}$, $B_1 = 22 \text{ mm}$.

6.2.2 Volba velikosti pera

Průměr hřídele byl navýšen o $h_1 = 3,5 \text{ mm}$ na $d_H = 68 \text{ mm}$. Dle průměru hřídele volím dle normy ČSN 02 2507 pero 20x12.

Výpočet délky pera

Akční délka pera se určí dle vztahu:

$$l_a = \frac{4 * M_k}{d_H * h * p_D} [mm] \quad (59)$$

$$M_k = 881,684 \text{ Nm}$$

$$d_H = 68 \text{ mm}$$

$$h = 12 \text{ mm}$$

$$p_D = 110 \text{ MPa}$$

Po dosazení do (59) dostaneme

$$l_a = \frac{4 * 881684}{68 * 12 * 110} = 39,29 \text{ mm.}$$

celková délka pera se vypočte dle vztahu:

$$l = l_a + b_1 = 39,29 + 20 = 59,29 \text{ mm},$$

délku pera upravím na $l=60$ mm. Odtud bude akční délka pera $l_a = 60 - 20 = 40 \text{ mm}$.

Kontrola pera na stříh

Kontrolu pera na stříh provedeme dle vzorce:

$$\tau = \frac{4 * M_k}{d_H * b * l_a} \leq \tau_D = (60 \div 80) [MPa] \quad (60)$$

Dosazením do (60) dostaneme

$$\tau = \frac{4 * 881684}{68 * 20 * 40} = 64,82 \text{ MPa}$$

což dle rovnice (60) vyhovuje.

7 Výsledky

Dle uvedených norem v seznamu literatury bylo zvoleno

rychlost dopravníku na $v=1,25$ m/s,
rozteč válečků v horní větvi na $t_h=1,25$ m,
rozteč válečků v dolní větvi na $t_d=3$ m.

Dle výkonu motoru byla vybrána převodovka od firmy TOS Znojmo a.s.:
typu MTC 42A s těmito parametry:
převodovým poměrem $i=4,8$,
výstupními otáčkami $n=299,6$ 1/min,
výstupním momentem $M=239,1$ Nm.

Dále byly vypočteny tyto hlavní rozměry:

Šířka pásu $B=500$ mm,
Průměr hnaného bubnu $D=400$ mm,
Délka dopravníku $L=30,69$ m,
Sklon dopravníku (teoretický) $\varepsilon=12,23^\circ$,
Výkon motoru $P_M=7,5$ kW,
otáčky motoru $n=1455$ 1/min,
počet válečkových stolic v horní větvi $p_1=25$ ks,
počet válečkových stolic v dolní větvi $p_2=11$ ks.

8 Závěr

Dle zadaných vstupních parametrů a norem ČSN 26 3102 a ČSN ISO 5048, byl proveden funkční výpočet šikmého pásového dopravníku, který bude dopravovat drcený vápenec. Dle stejných norem byly vypočteny hlavní rozměry dopravníku a výkon motoru na 7,5 kW. Dle katalogů firem Tranza a.s., TOS Znojmo a.s., K.S. Belt byly vybrány příslušné komponenty. K technické zprávě jsou přiloženy sestavný výkres dopravníku, výkres svarku napínací stanice a výkres svarku stojiny.

9 Přílohy

- Sestavný výkres dopravníku – 2 listy formát A0, formát A2, kusovník
- Výkres svaru stojiny – 1 list formát A2, kusovník
- Výkres svaru napínací stanice – 1 list formát A2, kusovník.

10 Seznam použité literatury

- [1] Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skriptum VUT Brno 1988
- [2] Hosnedl, S., Krátky J.: Příručka strojního inženýra, Obecné strojní části 1 Computer Press, Brno 1999.
- [3] Jančík, L., Zýma, J.: Části a mechanismy strojů, skriptum FS ČVUT Praha 2004
- [4] Michalec, J, a kolektiv: Pružnost a Pevnost I, skriptum FS ČVUT 2001,
- [5] Florian, Z., Ondráček, E, Přikryl, K: Mechanika Těles – Statika, Skriptum VUT Brno 2007,
- [6] Svoboda, P, Brandejs, J, Prokeš, F: Výběry z norem pro konstrukční cvičení, skriptum VUT Brno CERM Brno 2007
- [7] Macek, K, Zuna, P a kolektiv: Nauka o Materiálu, Skriptum ČVUT Praha 1999
- [8] Svoboda, P, Brandejs, J, Prokeš, F: Základy konstruování, Skriptum VUT Brno CERM Brno 2007
- [9] Zelený, J: Stavba Strojů, strojní součásti, Computer Press Brno 2007,
- [10] Doc. Ing. Michalec, J, CSc, a kolektiv: Pružnost a Pevnost II skriptum FS ČVUT 2001,
- [11] Doc. Ing. Švec, V.: Části a mechanismy strojů - příklady, skriptum FS ČVUT Praha 2003

10.1 Použité normy

- ČSN 26 3102 – Pásové transportéry
ČSN ISO 5048 – Zařízení pro plynulou dopravu. Pásové dopravníky s nosnými válečky
– výpočet výkonu a tahových sil.

10.2 Odkazy

- [1] www.tranza.cz/cs
- [2] <http://www.tprom.cz/tabulky/tabulka4.html>
- [3] http://www.tos-znojmo.cz/produkce/ktm/cz/tab_19.htm
- [4] http://www.tos-znojmo.cz/produkce/ktm/cz/tab_43.htm
- [5] <http://www.chedo.cz/kat/111-AGROHEL-EMAIL-TYP-S-2029-JEDNOVRSTVY-255/>
- [6] <http://www.chedo.cz/kat/21-AGROHEL-ZAKLADNI-BARVA-ES-206/>
- [7] <http://www.chedo.cz/kat/42-REZISTOL-EMAIL-A-221/>

10.3 Katalogy

- [1] Katalog firmy Tranza, a.s.,
- [2] Katalog firmy Conveyor Belt Systems Phoenix Ltd.
- [3] Bulk systems

10.4 Zdroje obrázků a tabulek

Obr. 1. Katalog firmy Conveyor Belt Systems Phoenix Ltd. (K.S. Belt),

Obr. 2. http://www.informatorium.cz/data/stavba_stroju.pdf

Obr. 3. – 5. – Katalog firmy Tranza a.s.,

Tab. 1. – 3. – Katalog firmy Tranza a.s.,

Obr. 6-8. Vytvořeno autorem bakalářské práce.

11 Označení a jednotky

Označení	Název	Jednotka
b	Využitá ložná šířka pásu	mm
b_1	Šířka pera	mm
d	Vnitřní průměr haného bubnu	mm
d_1	Průměr hnaného hřídele	mm
d_H	Průměr hřídele pod perem	mm
e	Základ přirozených logaritmů	-
f	Globální součinitel tření	-
f_1	Součinitel tření	-
g	Tíhové zrychlení	m/s^2
h	Výška pera	mm
k	Součinitel sklonu	-
k_1	Součinitel korekce vrchlíku	-
l	Celková délka pera	mm
l_a	Akční délka pera	mm
m_{dv}	Hmotnost válečku v dolní větvi	kg
m_{hv}	Hmotnost válečku v horní větvi	kg
p_1	Počet stolic v horní větvi	-
p_2	Počet stolic v dolní větvi	-
p_D	Dovolený tlak na pero	MPa
q_2	Tíha pásu na 1 m	kg/m
q_G	Hmotnost nákladu na 1 m pásu	kg/m
q_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku	kg/m
q_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku	kg/m
s	tloušťka pásu	mm
t_H	Rozteč válečkových stolic v horní větvi	mm
t_d	Rozteč válečkových stolic v dolní větvi	mm
v	Rychlost pásu	m/s
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	m/s
$(h/a)_{adm}$	Dovolený relativní průvės pásu mezi válečkovými stolicemi	-
z_c	Počet čisticů pásu	ks
B	Šířka pásu	mm
B_1	Šířka ložiska	mm
D	Vnější průměr bubnu	mm
D_1	Vnější průměr ložiska	mm
F_U	Potřebná obvodová síla na poháněném bubnu	N
H	Dopravní výška	m
I_m	Největší hmotností výkon	kg/h
I_v	Největší objemový výkon	Kg/h
L	Osová vzdálenost přesypů	m
L_C	Délka dopravníku	m
O_H	Hlavní odpory	N
O_V	Vedlejší odpory	N
O_P	Přídavné odpory	N
Q	Dpravované množství	kg/h

S	Plocha průřezu náplně materiálu	m^2
S_1	Plocha průřezu horní části náplně materiálu	m^2
S_2	Plocha průřezu dolní části náplně materiálu	m^2
S_3	Plocha průřezu pásu	mm^2
α	Sypný úhel	$^\circ$
β	Úhel sklonu válečků	$^\circ$
ε	Sklon dopravníku	$^\circ$
η	účinnost	-
θ	Dynamický sypný úhel	$^\circ$
μ	Globální součinitel tření	-
μ_1	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotnou a pásem	-
μ_2	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi	-
ξ	Součinitel rozběhu	-
ρ	Hustota materiálu	kg/m^3
σ_D	Dovolené napětí	MPa
σ_O	Dovolené napětí v tahu	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
τ	Napětí v krutu	MPa