

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU STAVEBNÍ DRTI

BELT CONVEYOR FOR TRANSPORT OF BUILDING CHIPPINGS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

LUKÁŠ MUŽÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2012



Anotace

Cílem této bakalářské práce je provést návrh pásového dopravníku pro přepravu stavební drti. Práce obsahuje konstrukční řešení jednotlivých uzlů, popis použitých komponentů, funkční výpočet dopravníku, návrh pohonu a některé pevnostní výpočty.

Klíčová slova

Pásový dopravník, stavební drť, dopravní pás, pohon dopravníku, napínací zařízení.

Annotation

The aim of this bachelor thesis is to design an inclined belt conveyor for transport of building crushed material. The bachelor thesis contains a design of individual nodes, description of the components, functional calculation conveyor, proposal of conveyor traction and some of the strength calculations.

Key words

Belt feeder, conveyer belt, transport output, belt speed, engine power, building crushed material, pension system.



Bibliografická citace

MUŽÍK, L. Pásový dopravník pro dopravu stavební drti. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 45 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný Ph.D.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma pásový dopravník pro dopravu stavební drti vypracoval samostatně s využitím rad a pokynů vedoucího bakalářské práce pana Ing. Přemysla Pokorného Ph.D. a pomocí podkladů uvedených v seznamu použité literatury.

Lukáš Mužík

V Brně, 25. května 2012

.....



Poděkování

Tímto děkuji všem za potřebné rady a informace k vypracování mé bakalářské práce, zejména panu Ing. Přemyslu Pokornému Ph.D., a také své rodině za podporu při studiu.



Obsah

1 Úvod	2
2 Konstrukce pásového dopravník	2
3 Návrh konstrukčního řešení	3
3.1 Dopravní pás a spojka pásu.....	3
3.2 Pražce nosné větve.....	4
3.3 Válečky nosné větve.....	4
3.4 Pražce vratné větve.....	5
3.5 Válečky vratné větve.....	5
3.6 Stěrač pásu.....	6
3.7 Poháněcí stanice.....	7
3.8 Hnaný buben.....	8
3.9 Napínací stanice	9
3.10 Rám.....	10
4 Výpočtová část	11
4.1 Výpočet úhlu sklonu pásového dopravníku.....	11
4.2 Volba jmenovité dopravní rychlosti.....	11
4.3 Volba stolice.....	11
4.4 Výpočet odporů.....	14
5 Volba pohonu	18
6 Síly v pásu	19
6.1 Omezení podle průvěsu pásu.....	19
6.2 Pevnostní kontrola dopravního pásu.....	20
6.3 Eulerův vztah – kontrola.....	20
7 Pevnostní výpočet	21
7.1 Pevnostní výpočet pláště hnaného bubnu.....	21
7.2 Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu.....	24
8 Kontrola životnosti ložisek hnaného bubnu	27
9 Kontrola závitové tyče na vzpěr	28
10 Návrh pružiny	31
11 Závěr	35
12 Seznam použitých zdrojů	36
13 Seznam použitých symbolů	37
14 Seznam příloh	40

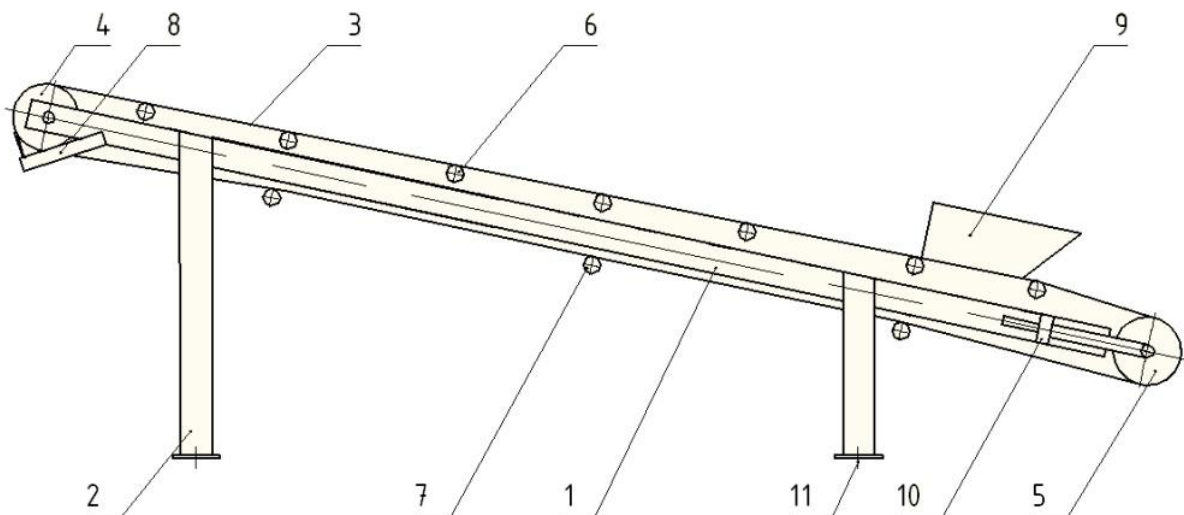


1 Úvod

Pásové dopravníky jsou jedny z nejrozšířenějších zařízení k přepravě sypkých materiálů i kusových součástí, a to jak ve vodorovném tak i mírně šikmém směru. Dopravní pás slouží jako tažný, ale i nosný segment pro přepravovaný materiál. Hlavní předností pásového dopravníku je vysoký dopravní výkon, schopnost dopravy na velké vzdálenosti, vysoká dopravní rychlost, jednoduchá údržba a malá spotřeba energie.

2 Konstrukce pásového dopravníku

Konstrukce pásového dopravníku se skládá z nosného rámu, dopravního pásu, násypky, hnaného a hnacího bubnu, válečků, stěrače pásu, napínacího zařízení a stojin konstrukce.



Obr.1 Schéma pásového dopravníku

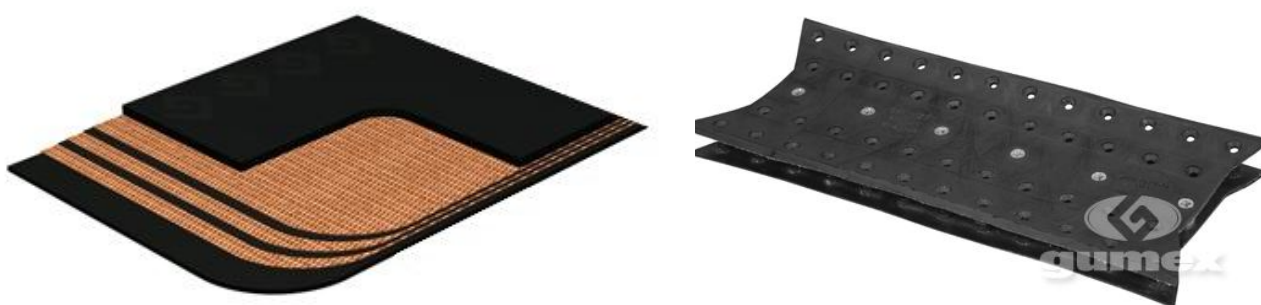
- | | | |
|-----------------|-------------------------|-----------------------|
| 1. Nosný rám | 5. Hnaný buben | 8. Stěrač pásu |
| 2. Stojina | 6. Válečky nosné větve | 9. Násypka |
| 3. Dopravní pás | 7. Válečky vratné větve | 10. Napínací zařízení |
| 4. Hnací buben | | 11. Kotevní šroub |



3 Návrh konstrukčního řešení

3.1 Dopravní pás a spojka pásu

Základním konstrukčním prvkem pásového dopravníku je dopravní pás. Na dopravní pás jsou kladeny vysoké požadavky, kterými jsou vysoká odolnost proti otěru, vysoká podélná tuhost, pevnost a vlastnost odolávat střídavému namáhání. Dopravní pás je tvořen textilní kostrou a krycími ochrannými vrstvami. Dle vypočtených hodnot jsem zvolil pás a spojku pásu podle katalogu [5] od firmy GUMEX, s. r. o.



Obr.2 ,Pryžový pás a spojka pásu [5]

Dopravní pás

- pracovní teplota: -60 °C/+60 °C
- počet vložek: 3
- pevnost: 400 N/mm
- síla krycích vrstev: obvykle 4+2 mm
- okraje řezané nebo balené

Spojka pásu

- je určena pro velké namáhání
- vhodná i pro sypké materiály nebo stírané pásy
- materiál: pryž se zalisovanými ocelovými destičkami
- upevnění pomocí samořezných šroubů
- jednoduchá montáž bez užití speciálních přípravků
- rychlé spojení s minimální odstávkou zařízení

Tab.1 parametry pásu [5]

typ / počet vložek	Šířka (mm)/krycí vrstvy (mm) / kategorie	tloušťka (mm)	min. průměr hnacího bubnu (mm)	Hmotnost (kg/m)
EP 400/3	650/4+2/AA	9	315	7,87

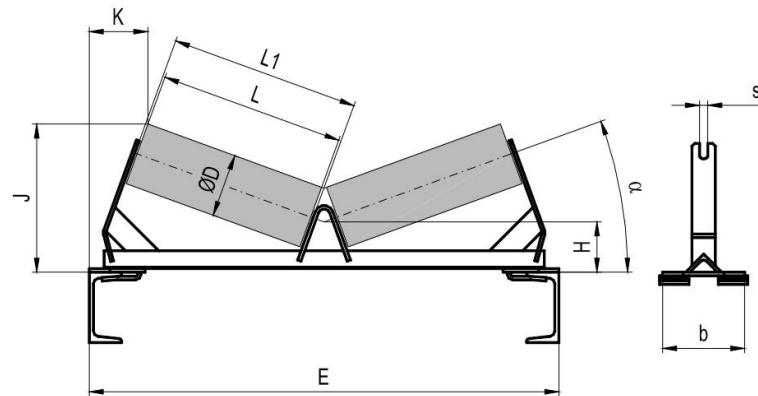
Tab.2 parametry spojky pásu [5]

typ	Určeno pro dopravníkové pásy tloušťky (mm)	Pevnost (N/mm)	min. průměr hnacího bubnu (mm)	Hmotnost (kg/m)
SCREW SS80	5-15	800	315	3



3.2 Pražce nosné větve

Pražce nosné větve slouží k podpírání naložené části pásu mezi hnacím a hnaným bubnem. Jsou k ocelové konstrukci dopravníku připevněny pomocí držáku bez vrtání do konstrukce. Rozteč horních pražců je 1 m. Pražce jsou použity od firmy TRANSROLL s. r. o. dle katalogu [6].



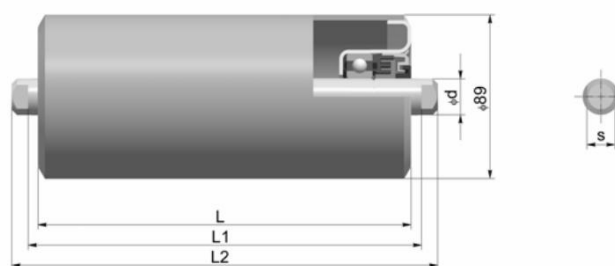
obr. 3 Pražce nosné větve [6]

Tab. 3 parametry nosných pražců [6]

Šířka pásu(mm)	Rozměry (mm)										Hmotnost (kg)
	E	L	L1	H	J	K	b	s	α	D	
650	950	380	388	113	290	113	160	14	20°	89	8,3

3.3 Válečky nosné větve

Do nosné větve byly zvoleny válečky od firmy TRANSROLL s. r. o. [6].



Obr. 4 Nosné válečky [6]

Označení válečků: F – 089 x 380 – 6204

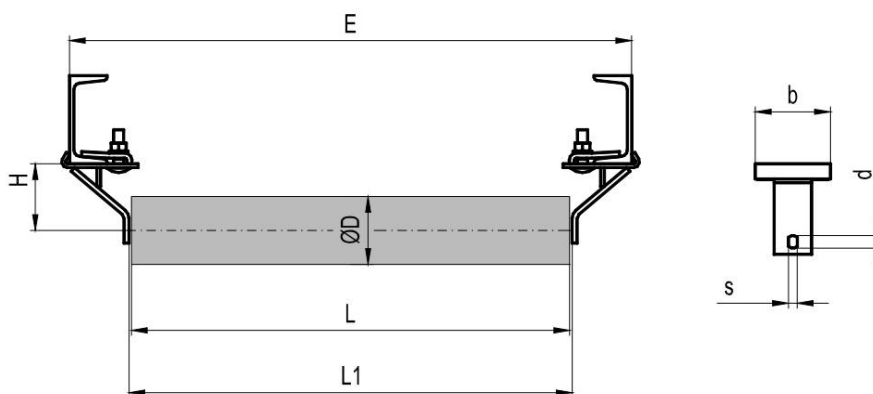
Tab.4 parametry nosných válečků [6]

Rozměry (mm)			Hmotnost (kg)		Šířka pásu (mm)
L	L1	L2	Rot. dílů	Celková	
380	388	406	2,6	3,7	650



3.4 Pražce vratné větve

Tyto pražce slouží k podpírání pásu vracejícího se z výkladky, která se nachází ve spodní části dopravníku. Ve vratné větvi se používají pražce rovné s jedním válečkem. Konstrukce a upevnění je podobné jako u nosných pražců. Pražce jsou použity od firmy TRANSROLL s. r. o. dle katalogu [6].

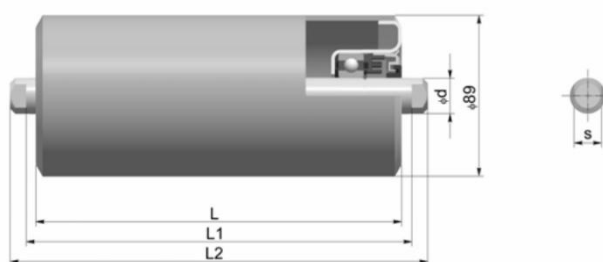


obr. 5 Pražce vratné větve [6]

Tab. 5 parametry vratných pražců [6]

Šířka pásu(mm)	Rozměry (mm)							Hmotnost (kg)
	E	L	L1	H	b	s	D	
650	950			84	100	12	89	1,3

3.5 Válečky vratné větve



obr. 6 Vratné válečky [6]

Označení válečků: F – 089 x 750 – 6204

Tab.6 parametry vratných válečků [6]

Rozměry (mm)			Hmotnost (kg)		Šířka pásu (mm)
L	L1	L2	Rot. dílů	Celková	
750	758	802	5,8	9,2	650



3.6 Stěrač pásu

Stěrač pásu se používá ke stírání sypkých a lepidých materiálů. Zajišťuje čistotu dopravního pásu a zabraňuje opotřebení pásu a válečků ve vratné větvi. Zabraňuje také narůstání odporů. Stěrač je od firmy AB TECHNOLOGY s. r. o. [7].



Obr. 7 Stěrač pásu [7]

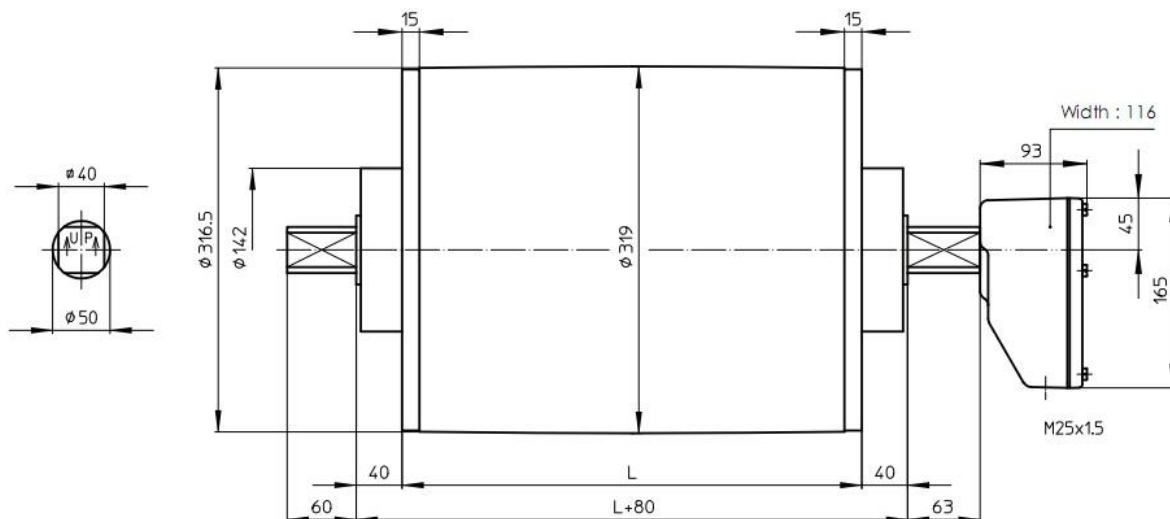
Označení použitého stěrače: čelní stěrač typ CJ 1.1

- jednoduchá konstrukce zaručuje kvalitu stírání
- umístění na čelo vynášecího válce cca 15–20 °C pod osu dopravníku
- veškerý přítlak tvrdokovu vůči pásu zabezpečuje tělo segmentu vyrobené z pružného polyuretanu, šetřený materiál tak nepřichází do styku s žádnými mechanicky pohyblivými díly stěrače
- je vhodný do těžkých provozů s vysoce abrazivním materiálem



3.7 Poháněcí stanice

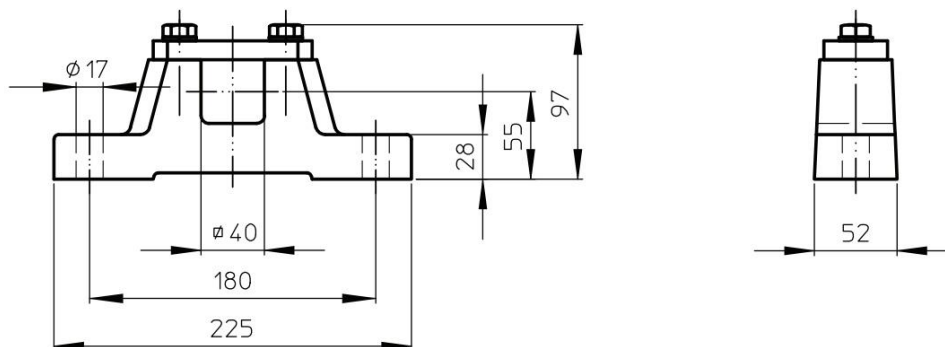
Jako pohon pásového dopravníku jsem zvolil elektrobuben od firmy VAN DER GRAAF [8]. Použitím elektrobubnu odpadá nutnost užití převodové skříně s elektromotorem. Také uchycení elektrobubnu k rámu pásového dopravníku je jednodušší.



Obr. 8 Elektrobuben [8]

Označení elektrobubnu: TM 315A50, ϕ bubnu 315 mm, výkon 7,5 kW, délky L = 750 mm

Uchycení elektrobubnu k nosnému rámu:

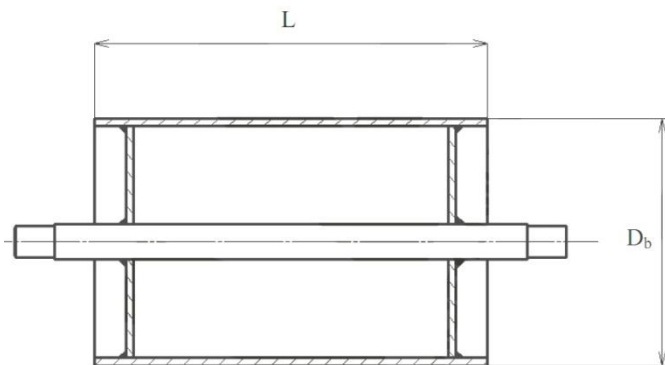


Obr. 9 Uchycení elektrobubnu k nosnému rámu [8]



3.8 Hnaný buben

V daném konstrukčním řešení je hnaný buben zároveň bubnem napínacím. Buben je umístěn na straně násypu materiálu na pás. Je složen ze dvou čel, pláště a osy. Průměr hnaného bubnu je 320mm a šířka 750mm. Plášť bubnu má tloušťku 15mm. Průměr osy bubnu je 90mm.

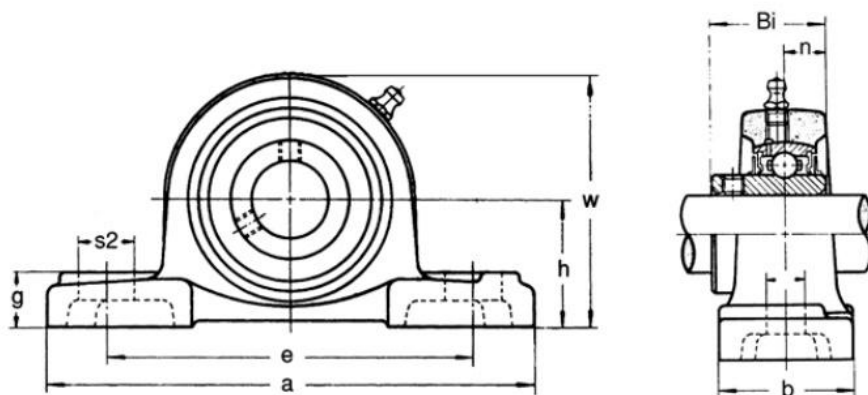


Obr.10 Hnaný buben

Tab.7 rozměry bubnu

Rozměry (mm)		Hmotnost (kg)
L	D_b	m_b
750	320	80,5

Uložení hnaného bubnu:



Obr.11 Patkové uchycení hnaného bubnu [9]

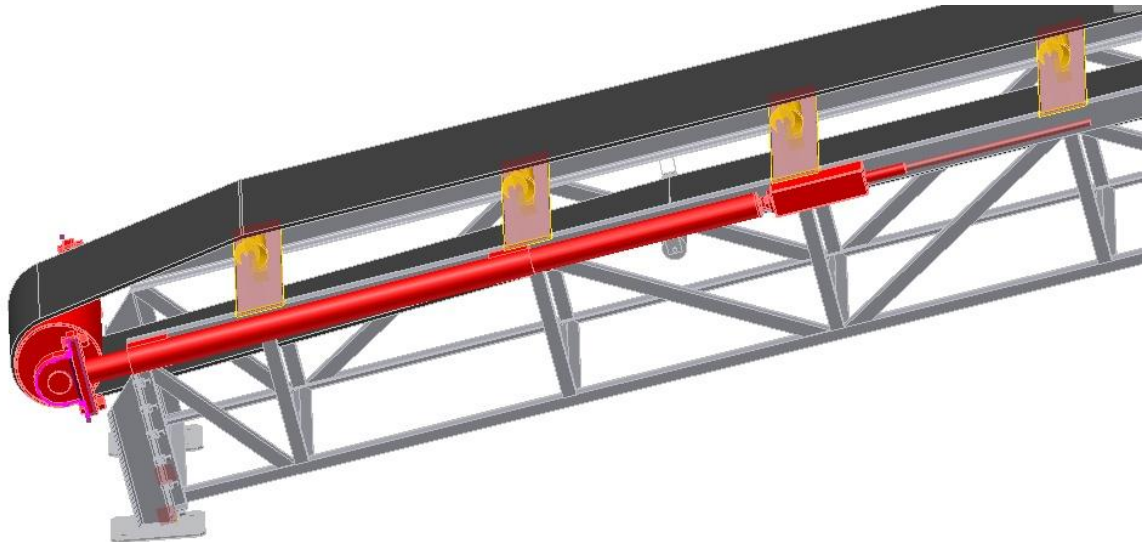
Tab.7 parametry patkového uchycení a ložiska [9]

Typ	Ø Hřídel (mm)	Rozměry (mm)										Velikost šroubu (mm)	Ložisko	Krytka	Hmot. (kg)	Zatížení (kN)	
		a	h	e	b	s1	s2	g	w	Bi	n					Dyn.	Stat.
UCP 217	85	310	95,2	247	83	25	31	32	187	85,7	30,2	20	UC217	P217	12,2	59	42



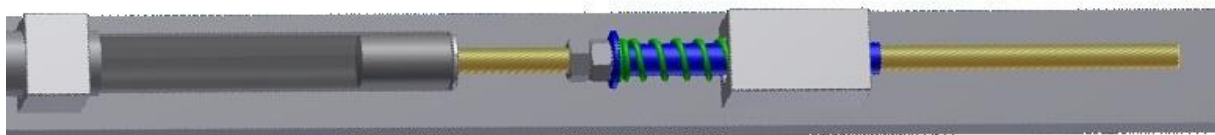
3.9 Napínací stanice

Pro správné napnutí pásu je zapotřebí napínací stanice. Zaručuje přenos tažné síly z hnacího bubnu na pás, kterého je dosaženo napínací silou vyvinutou napínací stanicí. U tohoto dopravníku jsem zvolil napínání pomocí šroubů.



Obr. 12 Napínací zařízení s měřičem napínací síly

Kontrola správného napnutí pásu:



Obr. 13 Napínací zařízení se špatně napnutým pásem



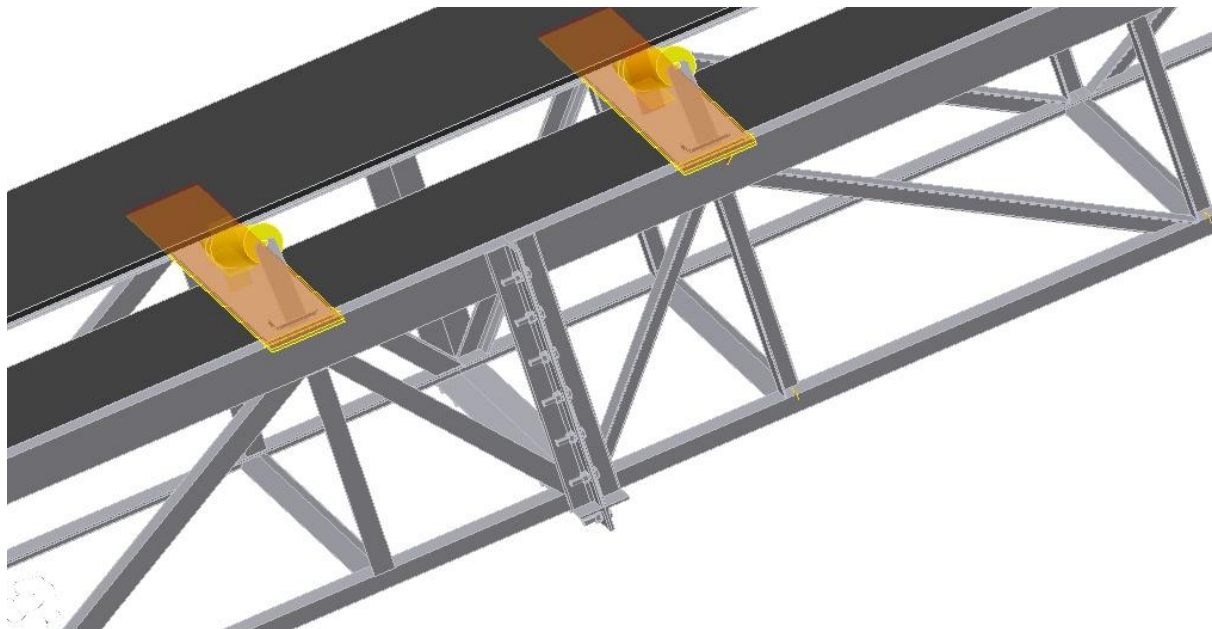
Obr. 14 Napínací zařízení se správně napnutým pásem

Napínací stanice obsahuje i kontrolní zařízení. Kontrola pracuje na jednoduchém principu stačování pružiny nasazené na trnu, který je zasouván do pouzdra. Pás napnutý správnou silou vidíme na obr. 14. - pružina je celá schovaná v pouzdře a trn dosedá na pouzdro. Naopak málo napnutý pás vidíme na obr. 13.

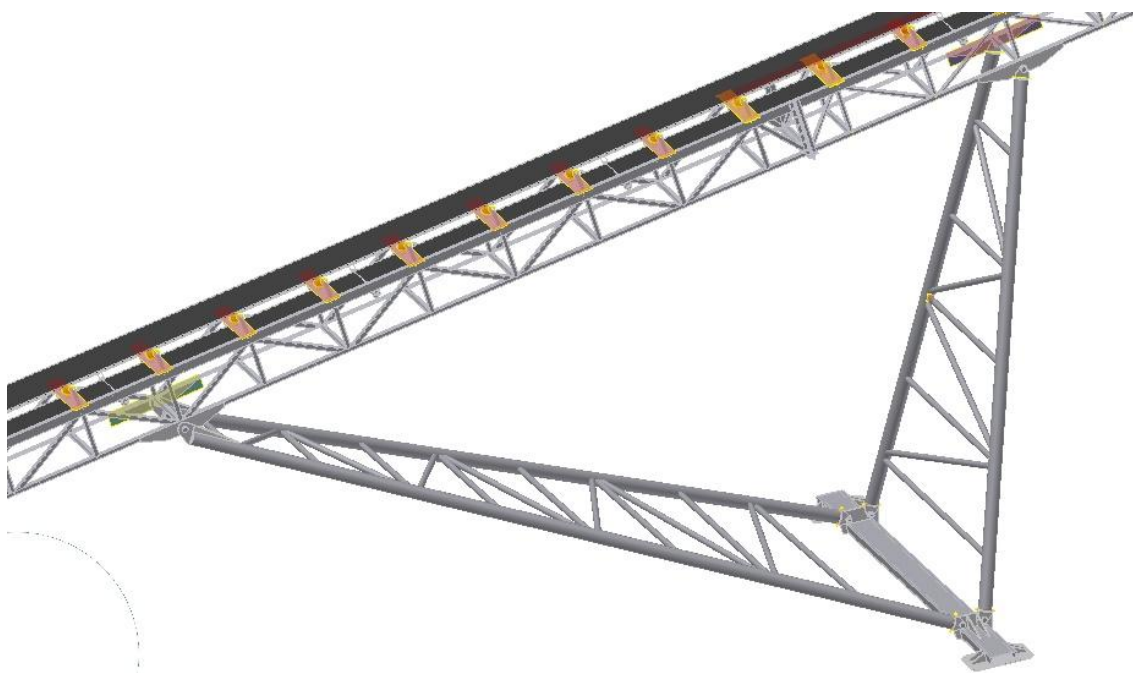


3.10 Rám

Rám pásového dopravníku je složený ze čtyř segmentů, které se skládají z normalizovaných profilů U 100 ČSN 42 5570 a profilů L 50 x 50 x 5 ČSN 425541. Profily jsou navzájem svařeny a tvoří příhradový nosník. Segmenty jsou navzájem spojeny šroubovým spojem.



Obr. 14.1 Spoj příhradových nosníků



Obr. 14.2 Stojina rámu



4 Výpočtová část (dle normy ČSN ISO 5048)

4.1 Výpočet úhlu sklonu pásového dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L} \quad (2)$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L} \quad H = 7 \text{ m} \quad \text{zadáno (1)}$$

$$\delta = \arcsin \frac{7}{39} \quad L = 39 \text{ m} \quad \text{zadáno (1)}$$

$$\delta = 10^{\circ}20'$$

4.2 Volba jmenovité dopravní rychlosti

Dopravovaný materiál je stavební dř, proto volím rychlost dle [1] str.148, tab. 8.3

$$v = 1,25 \div 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

4.3 Volba stolice

Teoretický průřez náplně materiálu

Dle [1] str.151, tab. 8.5 volím objemovou sypanou hmotnost $\rho = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (4)

$$Q = 3600 \cdot \rho \cdot S_T \cdot v \Rightarrow S_T = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v} \quad (5)$$

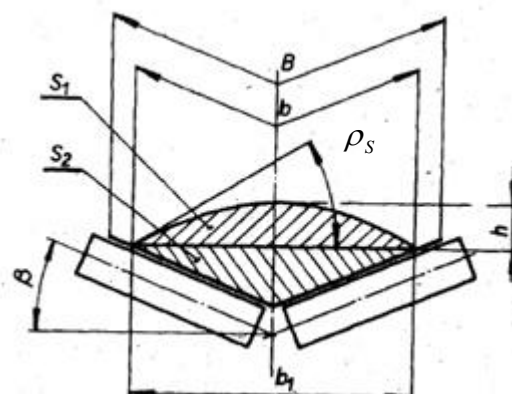
$$S_T = \frac{105000}{3600 \cdot 800 \cdot 1,6} \quad Q = 105000 \text{ kg/h} \quad \text{zadáno (1)}$$

$$\rho = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad \text{dáno (4)}$$

$$v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{dáno (3)}$$

$$S_T = 0,0228 \text{ m}^2$$

Vzhledem k vypočtenému teoretickému průřezu náplně materiálu a možnému sesypání materiálu z pásu jsem volil korýtkový ložný profil $\beta = 20^{\circ}$



obr. 15 zdroj [1]



Šířka pásu

Z vypočteného $S_T = 0,0228 m^2$ volím dle [1] str.149, tab. 8.4. šířku pásu $B = 650 mm$ (6)

Ložná šířka pásu

$$\begin{aligned}
 b_1 &= 0,9 \cdot B - 50 \\
 b_1 &= 0,9 \cdot 650 - 50 \\
 b_1 &= 535 mm
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Průřez náplně materiálu

$$\begin{aligned}
 S &= S_1 + S_2 && (8) \\
 S &= 0,0174 + 0,023 && S_1 = 0,0174 m^2 \text{ vypočteno (9)} \\
 S &= 0,0404 m^2 && S_2 = 0,023 m^2 \text{ vypočteno (10)}
 \end{aligned}$$

Plocha S_1

$$\begin{aligned}
 S_1 &= (b_1 \cdot \cos \beta)^2 \cdot \frac{tg \theta}{6} && (9) \\
 S_1 &= (0,535 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{tg 22,5^\circ}{6} && b_1 = m \text{ vypočteno (7)} \\
 S_1 &= 0,0174 m^2 && \theta = 22,5^\circ \text{ vypočteno (11)} \\
 &&& \beta = 20^\circ \text{ dáno dle konstrukce}
 \end{aligned}$$

Plocha S_2

$$\begin{aligned}
 S_2 &= \left(\frac{b_1}{2} \cdot \cos \beta \right) \cdot \left(\frac{b_1}{2} \cdot \sin \beta \right) && (10) \\
 S_2 &= \left(\frac{0,535}{2} \cdot \cos 20^\circ \right) \cdot \left(\frac{0,535}{2} \cdot \sin 20^\circ \right) && b_1 = 0,535 m \text{ vypočteno (7)} \\
 S_2 &= 0,023 m^2 && \beta = 20^\circ \text{ dáno dle konstrukce}
 \end{aligned}$$

Dynamický sypaný úhel

Podle přepravovaného materiálu volím dle[1] str.151, tab. 8.5. sypaný úhel $\alpha = 30^\circ$ (11)

$$\begin{aligned}
 \theta &= 0,75 \cdot \alpha \\
 \theta &= 0,75 \cdot 30 \\
 \theta &= 22,5^\circ
 \end{aligned}$$

Skutečná plocha průřezu náplně

$$\begin{aligned}
 S_K &= S \cdot k && (12) \\
 S_K &= 0,0404 \cdot 0,949 && S = 0,0404 m^2 \text{ vypočteno (8)} \\
 S_K &= 0,038 m^2 && k = 0,949 \text{ vypočteno (13)}
 \end{aligned}$$



Součinitel sklonu

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (13)$$

$$k = 1 - \frac{0,0174}{0,0404} \cdot (1 - 0,883)$$

$$k = 0,949$$

$S_1 = 0,0174m^2$	vypočteno (9)
$S = 0,0404m^2$	vypočteno (8)
$k_1 = 0,883$	vypočteno (14)

Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (14)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 10,34 - \cos^2 22,5}{1 - \cos^2 22,5}}$$

$$k_1 = 0,883$$

$\delta = 10,34^\circ$	vypočteno (2)
$\theta = 22,5^\circ$	vypočteno (11)

Objemový dopravní výkon

$$I_V = S \cdot v \cdot k \quad (15)$$

$$I_V = 0,0404 \cdot 1,6 \cdot 0,949$$

$$I_V = 0,061 m^3 \cdot s^{-1}$$

$S = 0,0404m^2$	vypočteno (8)
$v = 1,6m \cdot s^{-1}$	dáno (3)
$k = 0,949$	vypočteno (13)

Hmotnostní dopravní výkon skutečný

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho \quad (16)$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,061 \cdot 800$$

$$I_m = 176668kg \cdot h^{-1}$$

$I_V = 0,061m^3 \cdot s^{-1}$	vypočteno (15)
$\rho = 800 kg \cdot m^{-3}$	dáno (4)

Podmínka

$$I_m \geq Q$$

$$176668kg \cdot h^{-1} \geq 105000kg \cdot h^{-1}$$

Podmínka **VYHOVUJE**.



4.4 Výpočet odporů

Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu

$$F_U = F_H + F_N + F_{st} + F_P \quad (17)$$

$$F_U = 457,798 + 607,784 + 2094,435 + 413,912 \quad \begin{array}{l} F_H = 457,798N \text{ vypočteno (18)} \\ F_N = 607,784N \text{ vypočteno (23)} \\ F_{st} = 2094,435 N \text{ vypočteno (24)} \\ F_P = 413,912 N \text{ vypočteno (24)} \end{array}$$

$$F_U = 3573,932 N$$

Hlavní odpory

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [(q_G + 2 \cdot q_B) \cdot \cos \delta + q_{R_N} + q_{R_V}] \quad (18)$$

$$F_H = 0,023 \cdot 39 \cdot g \cdot [(30,5 + 2 \cdot 7,87) \cdot \cos 10,34 + 4,9 + 1,636]$$

$$F_H = 457,798 N$$

$f = 0,023$	vypočteno (18)
$L = 39m$	zadáno (1)
$q_G = 30,5 \text{ kg} \cdot m^{-1}$	vypočteno (22)
$q_B = 7,87 \text{ kg} \cdot m^{-1}$	dáno dle Tab.1
$\delta = 10,34^\circ$	vypočteno (2)
$q_{R_N} = 4,9 \text{ kg} \cdot m^{-1}$	vypočteno (20)
$q_{R_V} = 1,636 \text{ kg} \cdot m^{-1}$	vypočteno (21)
$g = 9,81m \cdot s^{-1}$	dáno

Globální součinitel

Dle [1] str.152 volím teplotní součinitel při teplotě

$$20 \text{ }^\circ\text{C} \quad k_2 = 1$$

Dle [1] str.152 volím globální součinitel tření při teplotě

$$20 \text{ }^\circ\text{C} \quad f_1 = 0,023$$

$$f = f_1 \cdot k_2$$

$$f = 0,023 \cdot 1$$

$$f = 0,023$$

(19)



Hmotnost rotujících částí nosných válečků na 1 metr délky dopravníku

$$q_{R_N} = \frac{2 \cdot m_{R_N} \cdot n_N}{L} \quad (20)$$

$$q_{R_N} = \frac{2 \cdot 2,6 \cdot 37}{39}$$

$$q_{R_N} = 4,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

$m_{R_N} = 2,6 \text{ kg}$ dáno Tab. 4
 $n_N = 37$ dle konstrukce
 $L = 39 \text{ m}$ zadáno (1)

Hmotnost rotujících částí vratných válečků na 1 metr délky dopravníku

$$q_{R_V} = \frac{m_{R_V} \cdot n_V}{L} \quad (21)$$

$$q_{R_V} = \frac{5,8 \cdot 11}{39}$$

$$q_{R_V} = 1,636 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

$m_{R_V} = 5,8 \text{ kg}$ dáno Tab. 5
 $n_V = 11$ dle konstrukce
 $L = 39 \text{ m}$ zadáno (1)

Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky pásu

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (22)$$

$$q_G = \frac{0,061 \cdot 800}{1,6}$$

$$q_G = 30,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

$I_V = 0,061 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ vypočteno (15)
 $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dáno (3)
 $\rho = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ dáno (4)

Odpor k překonání dopravní výšky

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (24)$$

$$F_{St} = 30,5 \cdot 7 \cdot g$$

$$F_{St} = 2094,435 \text{ N}$$

$q_G = 30,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ vypočteno (22)
 $H = 7 \text{ m}$ zadáno (1)
 $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ dáno

Vedlejší odpory

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (23)$$

$$F_N = 78,08 + 29,704 + 400 + 100$$

$$F_N = 607,784 \text{ N}$$

$F_{bA} = 78,08 \text{ N}$ vypočteno (25)
 $F_f = 29,704 \text{ N}$ vypočteno (25)
 $F_l = 400 \text{ N}$ vypočteno (28)
 $F_t = 100 \text{ N}$ vypočteno (29)



Odpor setrvačních sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

$$\begin{aligned}
 F_{bA} &= I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) & I_V &= 0,061 m^3 \cdot s^{-1} & \text{vypočteno (15)} & & (25) \\
 F_{bA} &= 0,061 \cdot 800 \cdot (1,6 - 0) & \rho &= 800 kg \cdot m^{-3} & \text{dáno (4)} & & \\
 F_{bA} &= 78,08 N & v &= 1,6 m \cdot s^{-1} & \text{dáno (3)} & &
 \end{aligned}$$

Odpor třením mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování

Dle [3] volím součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem $\mu_1 = 0,6$

Světlou šířku bočního vedení volím $b_1 = 0,52 m$

Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi volím $\mu_2 = 0,6$

$$\begin{aligned}
 F_f &= \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right) \cdot b_1^2} & I_V &= 0,061 m^3 \cdot s^{-1} & \text{vypočteno (15)} & & (26) \\
 F_f &= \frac{0,6 \cdot 0,061^2 \cdot 800 \cdot g \cdot 0,217}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right) \cdot 0,535^2} & \rho &= 800 kg \cdot m^{-3} & \text{dáno (4)} & & \\
 & & g &= 9,81 m \cdot s^{-2} & \text{dáno} & & \\
 F_f &= 16,605 N & l_b &= 0,217 m & \text{vypočteno (27)} & & \\
 & & v_0 &= 0 m \cdot s^{-1} & \text{dáno} & & \\
 & & v &= 1,6 m \cdot s^{-1} & \text{dáno (3)} & & \\
 & & b_1 &= 0,535 m & \text{vypočteno (7)} & &
 \end{aligned}$$

Minimální urychlovací délka

$$\begin{aligned}
 l_b &= \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} & & & & & (27) \\
 l_b &= \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot g \cdot 0,6} \\
 l_b &= 0,217 m
 \end{aligned}$$



Odpor ohybu pásu v bubnech

Dle [1], str. 154 pro dopravníky kratší než 70m je odpor ohybu pásu v bubnu $O_V = (100 \div 250)N$

Odpor - pro jeden buben $O_V = 200N$

- pro dva bubny $F_l = 200 \cdot 2$

$$F_l = 400N \quad (28)$$

Odpor v ložiskách bubnu

Dle [1], str. 154 pro dopravníky kratší než 70m se odpor v ložiskách volí $F_t = (50 \div 150)N$

$$F_t = 100N \quad (29)$$

Přídavné vedlejší odpory

$$F_p = F_r + F_{gl} \quad (30)$$

$$F_p = 360 + 23,912$$

$$F_p = 413,912N$$

$$F_r = 390N \quad \text{vypočteno (31)}$$

$$F_{gl} = 23,912N \quad \text{vypočteno (32)}$$

Odpor stěrače pásu

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

$$F_r = 0,013 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0,6$$

$$F_r = 390N$$

$$A = 0,013m^2 \quad \text{dáno dle konstrukce stěrače}$$

$$p = (3 \cdot 10^4 \div 10 \cdot 10^4)N \cdot m^{-2} \Rightarrow \text{volím: } p = 5 \cdot 10^4 N \cdot m^{-2}$$

$$\text{Dle [3] tabulka 3 } \mu_3 = 0,6 \quad \text{dáno dle [4], str.34}$$

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

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

$$F_{gl} = \frac{0,6 \cdot 0,061^2 \cdot 800 \cdot g \cdot 1}{1,6^2 \cdot 0,535^2}$$

$$F_{gl} = 23,912 N$$

$$I_V = 0,061m^3 \cdot s^{-1} \quad \text{vypočteno (15)}$$

$$\rho = 800kg \cdot m^{-3} \quad \text{dáno (4)}$$

$$g = 9,81m \cdot s^{-1} \quad \text{dáno}$$

$$l = 1m \quad \text{dle konstrukce}$$

$$v = 1,6m \cdot s^{-1} \quad \text{dáno (3)}$$

$$b_1 = 0,535 m \quad \text{vypočteno (7)}$$

(32)



5 Volba pohonu

Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

(33)

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 3573,932 \cdot 1,6$$

$$P_A = 5718,291 \text{ W} = 5,7 \text{ kW}$$

$$v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

dáno (3)

$$F_U = 3573,932 \text{ N}$$

vypočteno (17)

Potřebný provozní výkon poháněcího motoru

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1}$$

$$P_M = \frac{5,7}{0,9}$$

$$P_M = 6,333 \text{ kW}$$

(34)

$$P_A = 5,7 \text{ kW}$$

vypočteno (33)

$$\eta = 0,9$$

dáno dle [1] str. 155

$$\eta = (0,7 \div 0,9)$$



6 Síly v pásu

Maximální obvodová síla

$$\begin{aligned}
 F_{U \max} &= \xi \cdot F_U & (35) \\
 F_{U \max} &= 1,8 \cdot 3573,932 & F_U = 3573,932 N \quad \text{vypočteno (17)} \\
 F_{U \max} &= 6433,078 N & \xi = 1,8 \quad \text{dáno dle [3], } \xi = (1,3 \div 2)
 \end{aligned}$$

Přenos obvodové síly z poháněcího bubnu na pás

$$\begin{aligned}
 F_{2, \min} &\geq F_{U \max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} & (36) \\
 F_{2, \min} &\geq 6433,078 \cdot \frac{1}{e^{0,43 \cdot 3,1} - 1} & F_{U \max} = 6433,078 N \quad \text{vypočteno (35)} \\
 F_{2, \min} &\geq 2303,778 N & \mu = 0,43 \quad \text{dáno dle [3], tab.4 } \mu = (0,4 \div 0,45) \\
 & & \varphi = 3,1 \quad \text{dáno dle [3], } \varphi = (2,8 \div 4,2)
 \end{aligned}$$

6.1 Omezení podle průvěsu pásu

Nosná větev

$$\begin{aligned}
 F_{\min_N} &\geq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} & (37) \\
 F_{\min_N} &\geq \frac{1 \cdot (7,87 + 30,5) \cdot g}{8 \cdot 0,015} & g = 9,81 \quad \text{dáno} \\
 F_{\min_N} &\geq 3136,748 N & a_o = 1m \quad \text{dle konstrukce} \\
 & & q_G = 30,5 \text{ kg} \cdot m^{-1} \quad \text{vypočteno (22)} \\
 & & q_B = 7,87 \text{ kg} \cdot m^{-1} \quad \text{dáno dle výrobce, tab. 1} \\
 & & (h/a)_{adm} = 0,015 \quad \text{dáno dle [3],} \\
 & & (h/a)_{adm} = (0,005 \div 0,02)
 \end{aligned}$$

Vratná větev

$$\begin{aligned}
 F_{\min_V} &\geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} & (38) \\
 F_{\min_V} &\geq \frac{3 \cdot 7,87 \cdot g}{8 \cdot 0,015} & g = 9,81 \quad \text{dáno} \\
 F_{\min_V} &\geq 1930,118 N & a_u = 3m \quad \text{dle konstrukce} \\
 & & q_B = 7,87 \text{ kg} \cdot m^{-1} \quad \text{dáno dle výrobce, tab. 1} \\
 & & (h/a)_{adm} = 0,015 \quad \text{dáno dle [3],} \\
 & & (h/a)_{adm} = (0,005 \div 0,02)
 \end{aligned}$$



Největší tahová síla v pásu

(39)

$$F_{\max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right)$$
$$F_{\max} \approx 3573,932 \cdot 1,8 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,43 \cdot 3,1} - 1} + 1 \right)$$
$$F_{\max} \approx 8736,856 N$$

$F_U = 3573,932 N$ vypočteno (17)
 $\xi = 1,8$ dáno dle [3], $\xi = (1,3 \div 2)$
 $\mu = 0,43$ dáno dle [3], tab.4 $\mu = (0,4 \div 0,45)$
 $\varphi = 3,1$ dáno dle [3], $\varphi = (2,8 \div 4,2)$

6.2 Pevnostní kontrola dopravního pásu

(40)

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B$$
$$F_{dov} = 50 \cdot 650$$
$$F_{dov} = 32500 N$$
$$F_{dov} \geq F_{\max} \rightarrow \text{navržený pás VYHOVUJE}$$

6.3 Eulerův vztah – kontrola

(41)

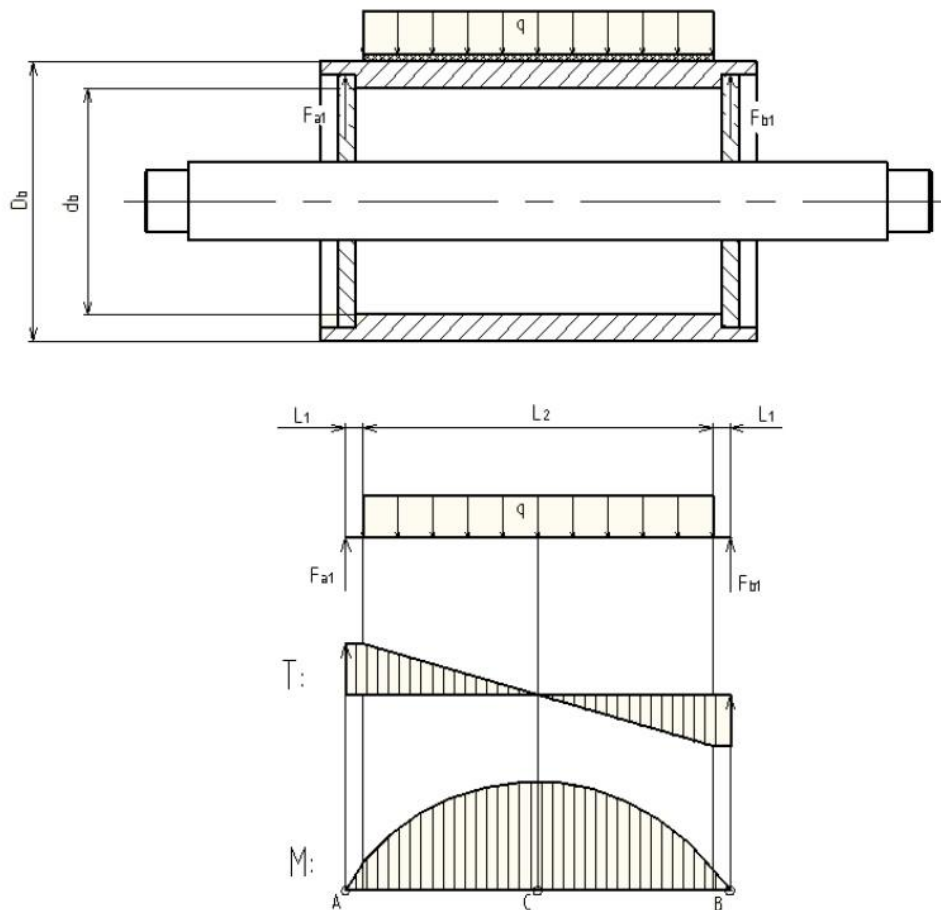
$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu \cdot \varphi}$$
$$\frac{87363856}{2303,778} \leq e^{0,43 \cdot 3,1}$$
$$3,792 \leq 3,792 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$F_1 = 8736,856 N$ vypočteno (39)
 $F_2 = 2303,778 N$ vypočteno (36)
 $\mu = 0,43$ dáno dle [3], tab.4 $\mu = (0,4 \div 0,45)$
 $\varphi = 3,1$ dáno dle [3], $\varphi = (2,8 \div 4,2)$



7 Pevnostní výpočet

7.1 Pevnostní výpočet pláště hnaného bubnu



Obr.16 Zatížení bubnu s průběhem VVÚ

Rozměry: $L_1 = 20\text{mm}$ $D_o = 320\text{mm}$
 $L_2 = 650\text{mm}$ $d_o = 290$

Materiál: 11343

Namáhání: prostý ohyb, míjivý

Dovolené napětí v ohybu: $\sigma_{D0} = (85 \div 115)$ dle [4]

Celková síla působící na buben

$$\begin{aligned} F &= F_1 + F_2 && (42) \\ F &= 8763,856 + 2303,778 && F_1 = 8736,856N \quad \text{vypočteno (39)} \\ F &= 11067,634N && F_2 = 2303,778N \quad \text{vypočteno (36)} \end{aligned}$$



Určení spojitého zatížení na bubnu

$$q = \frac{F}{L_2} \quad F = 11067,634N \quad \text{vypočteno (42)} \quad (43)$$
$$q = \frac{11067,634}{650} \quad L_2 = 650mm \quad \text{dáno dle obr. 16}$$
$$q = 17,027N \cdot mm^{-1}$$

Výpočet silových reakcí

Momentová podmínka k bodu A

$$\sum M_{oA} = 0 \quad (44)$$

$$F_{b1} \cdot (2 \cdot L_1 + L_2) - q \cdot L_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_1 \right) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{b1} = \frac{q \cdot L_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_1 \right)}{2 \cdot L_1 \cdot L_2} \quad (45)$$

$$F_{b1} = \frac{17,027 \cdot 650 \cdot \left(\frac{650}{2} + 20 \right)}{2 \cdot 20 + 650}$$

$$F_{b1} = 5533,775N$$

$$q = 17,027N \cdot mm^{-1} \quad \text{vypočteno (43)}$$

$$L_1 = 20mm \quad \text{dáno dle obr.16}$$

$$L_2 = 650mm \quad \text{dáno dle obr.16}$$

Silová podmínka

$$\sum F = 0 \quad (46)$$

$$F_{a1} + F_{b1} - q \cdot L_2 = 0 \quad (47)$$

$$F_{a1} = q \cdot L_2 - F_{b1}$$

$$F_{a1} = 17,027 \cdot 650 - 5533,775$$

$$F_{a1} = 5533,775N$$

$$q = 17,027N \cdot mm^{-1} \quad \text{vypočteno (43)}$$

$$L_2 = 650mm \quad \text{dáno dle obr.16}$$

$$F_{b1} = 5533,775N \quad \text{vypočteno (45)}$$



Maximální ohybový moment na bubnu

Z VVU \Rightarrow že maximální ohybový moment je v místě C

$$M_{O_{\max}} = F_{b1} \left(\frac{L_2}{2} + L_1 \right) - q \cdot \frac{L_2}{4} \cdot \frac{L_2}{2} \quad (48)$$

$$M_{O_{\max}} = 5533,775 \cdot \left(\frac{650}{2} + 20 \right) - 17,027 \cdot \frac{650}{4} \cdot \frac{650}{2}$$

$$M_{O_{\max}} = 1009913,938 \text{ Nmm} \Rightarrow 1009,913 \text{ Nm}$$

$$F_{b1} = 5533,775 \text{ N} \quad \text{vypočteno (45)}$$

$$q = 17,027 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad \text{vypočteno (43)}$$

$$L_1 = 20 \text{ mm} \quad \text{dáno dle obr.16}$$

$$L_2 = 650 \text{ mm} \quad \text{dáno dle obr.16}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{OB} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_b^4 - d_b^4}{D_b} \quad (49)$$

$$W_{OB} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{320^4 - 290^4}{320}$$

$$W_{OB} = 1047079,946 \text{ mm}^3 \Rightarrow 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$D_b = 320 \text{ mm} \quad \text{dáno dle obr.16}$$

$$d_b = 290 \text{ mm} \quad \text{dáno dle obr.16}$$

Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{O_{\max}}}{W_{OB}} \quad (50)$$

$$\sigma_o = \frac{1003,913}{1,05 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_o = 956107,619 \text{ Pa} \Rightarrow 0,956 \text{ MPa}$$

$$M_{O_{\max}} = 1009,913 \text{ Nm} \quad \text{vypočteno (48)}$$

$$W_{OB} = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad \text{vypočteno (49)}$$

Bezpečnost pláště bubnu vzhledem k ohybu

$$k_B = \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_o} \quad (51)$$

$$k_B = \frac{85}{0,956}$$

$$k_B = 88$$

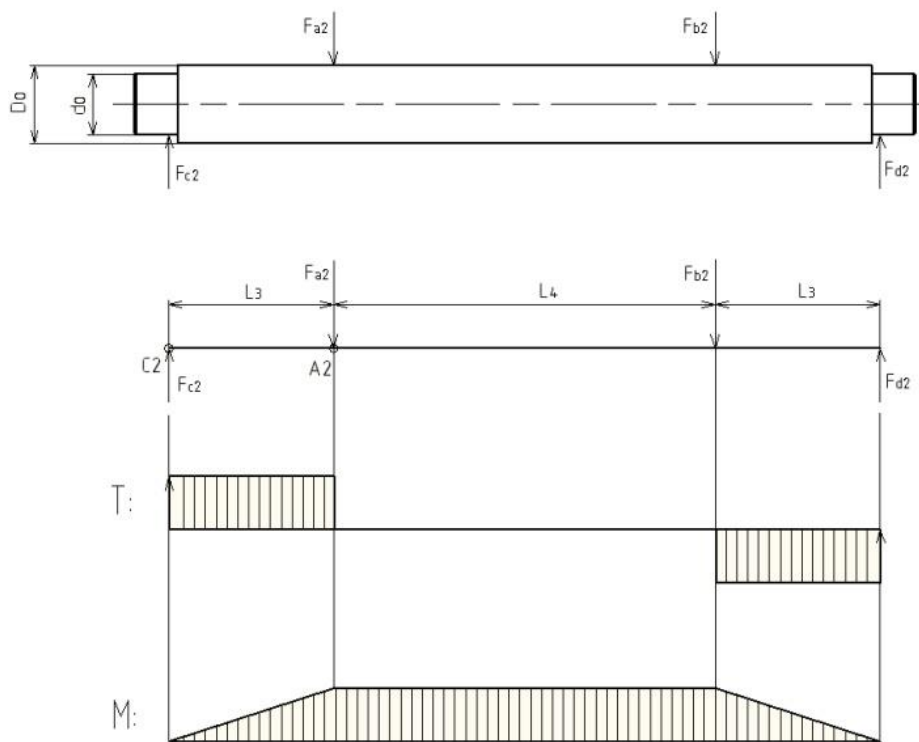
$$\sigma_{DO} = 85 \text{ MPa} \quad \text{dáno dle [4]}$$

$$\sigma_o = 0,956 \text{ MPa} \quad \text{vypočteno (50)}$$

Tloušťka pláště bubnu namáhaná ohybovým napětím **VYHOVUJE**.



7.2 Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu



Obr.17 Zatížení hřídele s průběhem VVÚ

Rozměry: $L_3 = 90\text{mm}$ $D_{OH} = 90\text{mm}$
 $L_4 = 690\text{mm}$ $d_{OH} = 85\text{mm}$

Materiál: 11343

Namáhání: mijivý ohyb

Dovolené napětí v ohybu: $\sigma_{DO} = (85 \div 115)$ dle [4]

Výpočet silových reakcí

$$F_{a2} = F_{a1} \quad (52)$$

$$F_{a2} = 5533,775\text{N}$$

$$F_{a1} = 5533,775\text{N} \quad \text{vypočteno (47)}$$

$$F_{b1} = 5533,775\text{N} \quad \text{vypočteno (45)}$$

$$F_{b2} = F_{b1}$$

$$F_{b2} = 5533,775\text{N}$$



Výpočet silových reakcí

Momentová podmínka k bodu C

$$\sum M_{OC} = 0 \quad (53)$$

$$F_{d2} \cdot (2 \cdot L_3 + L_4) - F_{b2} \cdot (L_3 + L_4) - F_{a2} \cdot L_3 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{d2} = \frac{F_{a2} \cdot L_3 + F_{b2} \cdot (L_3 + L_4)}{2 \cdot L_3 + L_4} \quad (54)$$

$$F_{d2} = \frac{5533,775 \cdot 90 + 5533,775 \cdot (90 + 690)}{2 \cdot 90 + 690}$$

$$F_{d2} = 5533,775N$$

$$F_{a2} = 5533,775N \quad \text{vypočteno (52)}$$

$$F_{b2} = 5533,775N \quad \text{vypočteno (52)}$$

$$L_3 = 90mm \quad \text{dáno dle obr.12}$$

$$L_4 = 690mm \quad \text{dáno dle obr.12}$$

Silová podmínka

$$\sum T = 0 \quad (55)$$

$$F_{c2} - F_{a2} - F_{b2} + F_{d2} = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{c2} = F_{a2} + F_{b2} - F_{d2}$$

$$\underline{F_{c2} = 5533,775 + 5533,775 - 5533,775}$$

$$\underline{F_{c2} = 5533,775N}$$

$$F_{a2} = 5533,775N \quad \text{vypočteno (52)}$$

$$F_{b2} = 5533,775N \quad \text{vypočteno (52)}$$

$$F_{d2} = 5533,775N \quad \text{vypočteno (54)}$$

Maximální ohybový moment na hřídeli

Z VVU \Rightarrow že maximální ohybový moment je v místě C

$$M_{O_{\max A}} = F_{c2} \cdot L_3 \quad (56)$$

$$M_{O_{\max A}} = 5533,775 \cdot 90$$

$$M_{O_{\max A}} = 498039,75Nmm \Rightarrow 498,038Nm$$

$$F_{c2} = 5533,775N \quad \text{vypočteno (54)}$$

$$L_3 = 90mm \quad \text{dáno dle obr.17}$$

Modul průřezu v ohybu na hřídeli

$$W_{OD} = \frac{\pi \cdot D_{OH}^3}{32} \quad (57)$$

$$W_{OD} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32}$$

$$W_{OD} = 71569,407mm^3 \Rightarrow 7,16 \cdot 10^{-5}m^3$$

$$D_{OH} = 90mm \quad \text{dáno dle obr.17}$$



Maximální ohybové napětí na hřídeli

$$\sigma_{OD} = \frac{M_{O_{\max A}}}{W_{OD}} \quad M_{O_{\max A}} = 498,038 Nm \quad \text{vypočteno (56)} \quad (58)$$
$$\sigma_{OD} = \frac{498,038}{7,16 \cdot 10^{-5}} \quad W_{OD} = 7,16 \cdot 10^{-5} m^3 \quad \text{vypočteno (57)}$$
$$\sigma_{OD} = 6955837,989 Pa \Rightarrow 6,956 MPa$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_D = \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_{OD}} \quad \sigma_{OD} = 6,956 MPa \quad \text{vypočteno (57)} \quad (59)$$
$$k_D = \frac{85}{6,956} \quad \sigma_{DO} = 85 MPa \quad \text{dáno dle [5]}$$
$$k_D = 12,219$$

Navržený průměr hřídele bubnu **VYHOVUJE**.



8 Kontrola životnosti ložisek hnaného bubnu

Je použito ložisko UC 217 z katalogu [9] od firmy MATIS s. r. o.

$$C = 80000N \quad \text{dáno dle [9]}$$

$$C_0 = 61000N \quad \text{dáno dle [9]}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P_E = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (60)$$

$$P_E = 1 \cdot 5533,757 + 0 \cdot 0 \quad X = 1 \quad \text{dáno dle [4], str. 504}$$

$$P_E = 5533,757N \quad Y = 0 \quad \text{dáno dle [4], str. 504}$$

$$F_r = F_{c2} = 5533,757 \quad \text{vypočteno (55)}$$

$$F_a = 0 \quad \text{dle konstrukce}$$

Otáčky hřídele hnaného bubnu

$$n_h = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_o} \quad (61)$$

$$n_h = \frac{60 \cdot 1,6}{\pi \cdot 0,32} \quad v = 1,6m \cdot s^{-1} \quad \text{dáno dle (3)}$$

$$D_o = 0,32m \quad \text{dáno dle obr.11}$$

$$n_h = 95,492ot \cdot \text{min}^{-1}$$

Základní trvanlivost ložiska

$$L_h = \left(\frac{C}{P_E} \right)^3 \cdot \frac{10^5}{60 \cdot n} \quad (62)$$

$$C = 80000N \quad \text{dáno dle [9]}$$

$$P_E = 5533,757 \quad \text{vypočteno (60)}$$

$$n = 95,492ot \cdot \text{min}^{-1} \quad \text{vypočteno (61)}$$

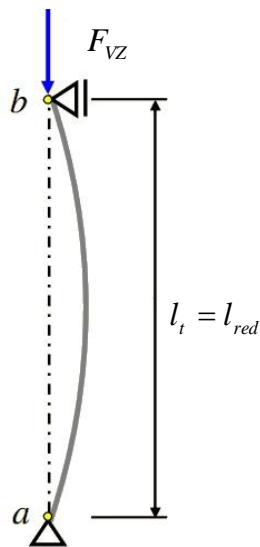
$$L_h = \left(\frac{59000}{5533,757} \right)^3 \cdot \frac{10^5}{60 \cdot 95,492}$$

$$L_h = 82734,091hod$$

Ložisko je dostatečně dimenzované a **VYHOVUJE**.



9 Kontrola závitové tyče na vzpěr



Obr.18 Způsob uložení závitové tyče [12]

Materiál: 11 373

Závit: $M25 \Rightarrow d_z = 22,546\text{mm}$ dle [4]

Délky: $l_t = 800\text{mm}$

Síla plně zatížená závitová tyč: $F_{VZ} = F_{a1} = 5533,757\text{N}$

Dle uložení prutu $\Rightarrow \alpha_t = \pi$

$$l_t = l_{red}$$

Redukovaná délka tyče

$$l_{red} = l_t \tag{63}$$

$$l_{red} = 800$$

$$l_t = 800\text{mm} \quad \text{dle konstrukce}$$

Kvadratický moment průřezu

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

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot 22,546^4}{64}$$

$$d_z = 22,546 \quad \text{dáno dle [4, str.351]}$$

$$J_{\min} = 12683,757\text{mm}^4$$



Plocha nejmenšího průřezu zavitové tyče

$$S_{\min Z} = \frac{\pi \cdot d_Z^2}{4} \quad d_Z = 22,546 \quad \text{dáno dle [4, str.351]} \quad (65)$$

$$S_{\min Z} = \frac{\pi \cdot 22,546^2}{4}$$

$$S_{\min Z} = 399,235 \text{ mm}^2$$

Poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S_{\min Z}}} \quad J_{\min} = 12683,757 \text{ mm}^4 \quad \text{vypočteno (64)} \quad (66)$$

$$i = \sqrt{\frac{12683,757}{399,235}} \quad S_{\min Z} = 399,235 \text{ mm}^2 \quad \text{vypočteno (65)}$$

$$i = 5,637 \text{ mm}$$

Štíhlost

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad l_{red} = 800 \text{ mm} \quad \text{vypočteno (63)} \quad (67)$$

$$\lambda = \frac{800}{5,637} \quad i = 5,637 \text{ mm} \quad \text{vypočteno (66)}$$

$$\lambda = 141,919$$

Mezní štíhlost

$$\lambda_M = \alpha_t \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_Z}} \quad E = 2,1 \cdot 10^5 \quad \text{dle materiálu} \quad (68)$$

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{490}} \quad \sigma_Z = 490 \quad \text{dle materiálu}$$

$$\lambda_M = 65 \quad \alpha_t = \pi \quad \text{dáno dle obr.13}$$

$\lambda > \lambda_M \Rightarrow$ výpočet dle **Eulerovy rovnice**
Tyč je v oblasti elastické dle [6].



Kritická síla

$$F_{krZ} = \frac{\alpha_t^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_{red}^2} \quad (69)$$
$$F_{krZ} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12683,757}{800^2}$$
$$F_{krZ} = 41075,889N$$

$J_{\min} = 12683,757mm^4$ vypočteno (64)
 $\alpha_t = \pi$ dáno dle obr.13
 $E = 2,1 \cdot 10^5$ dle materiálu
 $l_{red} = 800mm$ vypočteno (63)

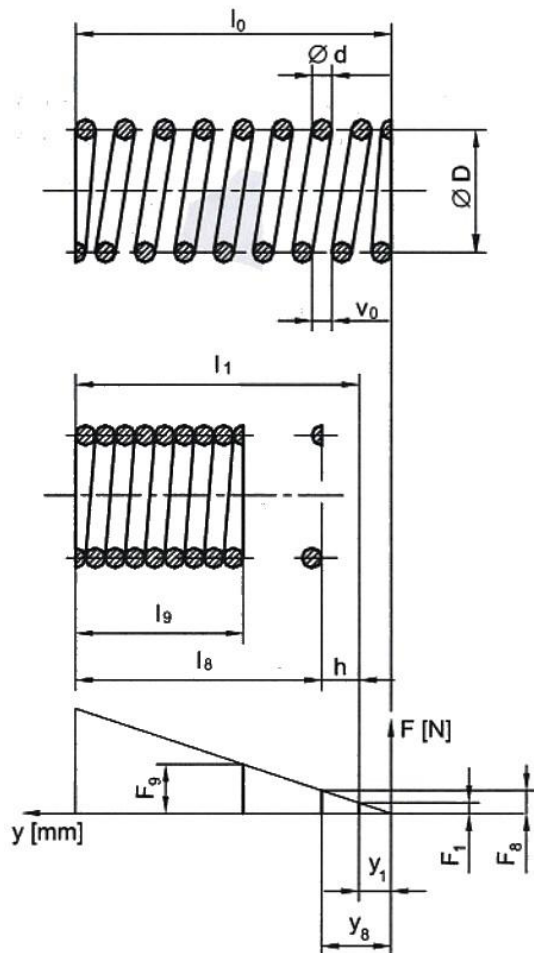
Bezpečnost zavítové tyče na vzpěr

$$k_z = \frac{F_{krZ}}{F_{VZ}} \quad (70)$$
$$k_z = \frac{41075,889}{5533,757}$$
$$k_z \cong 7$$

$F_{krZ} = 41075,889N$ vypočteno (69)
 $F_{VZ} = 5533,757N$ vypočteno (45)

Zavítová tyč je dostatečně dimenzována proti vzpěru a **VYHOVUJE**.

10 Návrh pružiny



Obr.19 Pracovní diagram tlačné pružiny[2]

Materiál pružiny: 12 090

$$R_m = 1450 \text{ MPa}$$

$$G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Poměr vinutí: $i = 6$

Střední průměr pružiny: $D_p = 50 \text{ mm}$

Pracovní zdvih: $h_p = 50 \text{ mm}$

Síla plně zatížené pružiny: $F_{p8} = 5533,757 \text{ N}$

Stlačení při předpružení

$$y_1 = (2 \div 5) \cdot h_p$$

$$y_1 = 2,5 \cdot 50$$

$$y_1 = 125 \text{ mm}$$

$$h_p = 50 \text{ mm} \quad \text{dle konstrukce}$$

(72)



Stlačení plně zatížená pružina

$$y_8 = y_1 + h_p$$

$$y_8 = 125 + 50$$

$$y_8 = 175 \text{ mm}$$

$$y_1 = 125 \text{ mm} \quad \text{vypočteno (72)}$$

$$h_p = 50 \text{ mm} \quad \text{dle konstrukce}$$

(73)

Síla předpružení

$$\frac{F_{p1}}{y_1} = \frac{F_{p8}}{y_2} \Rightarrow F_{p1} = F_{p8} \cdot \frac{y_1}{y_8}$$

$$F_{p1} = 5533,757 \cdot \frac{125}{175}$$

$$F_{p1} = 3952,684 \text{ N}$$

$$F_{p8} = 5533,757 \text{ N} \quad \text{vypočteno (45)}$$

$$y_1 = 125 \text{ mm} \quad \text{vypočteno (72)}$$

$$y_8 = 175 \text{ mm} \quad \text{vypočteno (73)}$$

(74)

Průměr drátu pružiny

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{DOK}$$

$$M_k = F_{p8} \cdot \frac{D_p}{2}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_p^3}{16}$$

Po dosazení

$$\frac{F_{p8} \cdot \frac{D_p}{2}}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{16}} \leq \tau_{DOK} \Rightarrow d_p$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{p8} \cdot D_p \cdot K_K}{\pi \cdot \tau_{DOK}}}$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 5533,757 \cdot 50 \cdot 1,24}{\pi \cdot 870}}$$

$$d_p \geq 10 \text{ mm}$$

$$F_{p8} = 5533,757 \text{ N} \quad \text{vypočteno (45)}$$

$$D_p = 50 \text{ mm} \quad \text{dle konstrukce}$$

$$K_K = 1,24 \quad \text{vypočteno (78)}$$

$$\tau_{DOK} = 870 \text{ MPa} \quad \text{vypočteno (77)}$$

(76)

Průměr drátu je 10mm.



Mez pevnosti v krutu

$$\begin{aligned} \tau_{DOK} &= 0,6 \cdot Rm & Rm &= 1450MPa \quad \text{dle materiálu} \\ \tau_{DOK} &= 0,6 \cdot 1450 \\ \tau_{DOK} &= 870MPa \end{aligned} \quad (77)$$

Korekční součinitel

$$\begin{aligned} K_K &= \frac{i+0,2}{i-1} & i &= 6 \quad \text{dle } D_p / d_p \\ K_K &= \frac{6+0,2}{6-1} \\ K_K &= 1,24 \end{aligned} \quad (78)$$

Potřebný počet činných zavitů

$$\begin{aligned} n_p &= \frac{y_8 \cdot G \cdot d_p^4}{8 \cdot F_{p8} \cdot D_p^3} & y_8 &= 175mm \quad \text{vypočteno (73)} \\ & & G &= 7,85 \cdot 10^4 MPa \quad \text{dle materiálu} \\ & & d_p &= 10mm \quad \text{vypočteno (76)} \\ & & F_{p8} &= 5533,757N \quad \text{vypočteno (45)} \\ & & D_p &= 50mm \quad \text{dle konstrukce} \\ n_p &= \frac{175 \cdot 7,85 \cdot 10^4 \cdot 10^4}{8 \cdot 5533,757 \cdot 50^3} \\ n_p &= 24,825 \end{aligned} \quad (79)$$

Počet činných zavitů volím 25 zavitů.

Celkový počet zavitů

$$\begin{aligned} z_p &= n_p + n_z & n_p &= 25 \quad \text{vypočteno (79)} \\ z_p &= 25 + 2 & n_z &= 2 \quad \text{dle konstrukce} \\ z_p &= 27 \text{ zavitů} \end{aligned} \quad (80)$$

Vůle mezi závitů

$$\begin{aligned} v_{pO} &= 0,3 \cdot d_p & d_p &= 10mm \quad \text{vypočteno (76)} \\ v_{pO} &= 0,3 \cdot 10 \\ v_{pO} &= 3mm \\ v_{p\min} &= 0,1 \cdot d_p \\ v_{p\min} &= 0,1 \cdot 10 \quad (82) \\ v_{p\min} &= 1mm \end{aligned} \quad (81)$$



Délka stlačené pružiny

$$\begin{aligned} l_{p9} &= z_p \cdot d_p & z_p &= 27 & \text{vypočteno (80)} \\ l_{p9} &= 27 \cdot 10 & d_p &= 10\text{mm} & \text{vypočteno (76)} \\ l_{p9} &= 270\text{mm} \end{aligned} \tag{83}$$

Délka plně zatížené pružiny

$$\begin{aligned} l_{p8} &= l_{p9} + (z_p - 1) \cdot v_{p\min} & l_{p9} &= 270\text{mm} & \text{vypočteno (60)} \\ l_{p8} &= 270 + (27 - 1) \cdot 1 & z_p &= 27 & \text{vypočteno (80)} \\ l_{p8} &= 296\text{mm} & v_{p\min} &= 1\text{mm} & \text{vypočteno (82)} \end{aligned} \tag{84}$$

Délka volné pružiny

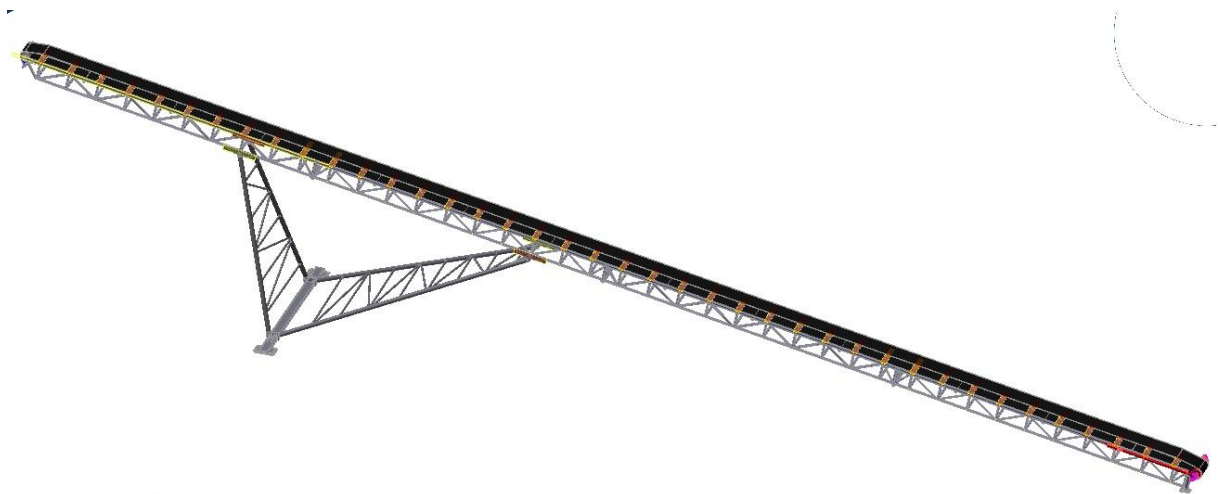
$$\begin{aligned} l_{p0} &= l_{p8} + h_p + y_1 & l_{p8} &= 296\text{mm} & \text{vypočteno (84)} \\ l_{p0} &= 296 + 50 + 125 & h_p &= 50\text{mm} & \text{dle konstrukce} \\ l_{p0} &= 471\text{mm} & y_1 &= 125\text{mm} & \text{vypočteno (72)} \end{aligned} \tag{85}$$



11 Závěr

Dle zadaných hodnot jsem navrhl pásový dopravník na přepravu stavební drtě. Provedl jsem funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048, pomocí kterého jsem určil hlavní rozměry pásového dopravníku a potřebný výkon pohonu. Jako pohon dopravníku jsem zvolil elektrobuben, který má jednodušší konstrukční upevnění k rámu. Dále byla provedena pevnostní kontrola hnaného bubnu a hřídele, následovala kontrola životnosti ložisek u hnaného bubnu a návrh napínacího zařízení. U napínacího zařízení jsem vyhotovil návrh kontrolní pružiny a kontrolu napínací tyče na vzpěr.

Komponenty dopravníku byly zvoleny z katalogů firem. Hlavní důraz jsem při tom kladl na jednoduchou montáž. Součástí práce je i výkresová dokumentace.



Obr.20, 3D model pásového dopravníku



12 Seznam použitých zdrojů

Použitá literatura

- [1] GAJDUŠEK, J., ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulčních zařízení, skrypta VUT Brno, 1988
- [2] ZELENÝ, J.: Stavba strojů - strojní součásti, Computer Press, 2003
- [3] Norma ČSN ISO 5048: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil, Český normalizační institut, 1993
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky , 2003
- [5] SVOBODA, P., BRANDEJS, J.: Základy konstruování, Brno, CERM, 2007
- [6] JANÍČEK, P., FRORIAN, Z.: Mechanika těles, Úlohy z pružnosti a pevnosti 1, Brno, 2002

Použité internetové zdroje

- [7] www.gumex.cz
- [8] www.transroll.cz
- [9] www.abtech-cz.cz
- [10] www.vandergraafpte.nl
- [11] www.matis.cz
- [12] www.fast10.vsb.cz



13 Seznam použitých symbolů

Označení	Název	Jednotka
A	Průřez napínacího šroubu	m ²
b	Využitelná ložná šířka pásu	m
b ₁	Světlá šířka bočního vedení	m
B	Šířka dopravního pásu	m
d	Velký průměr závitu napínacího šroubu	m
d ₂	Střední průměr závitu napínacího šroubu	m
d ₃	Malý průměr závitu napínacího šroubu	m
D	Průměr hnacího bubnu	m
D ₁	Malý průměr matice napínacího zařízení	m
f	Globální součinitel odporu	-
f ₁	Globální součinitel tření	-
F	Síla působící na napínací šroub	N
F _{2,min}	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	N
F _{bA}	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	N
F _{dov}	Dovolená tahová síla v pásu	N
F _f	Odpor třením mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	N
F _H	Hlavní odpory	N
F _I	Odpor ohybu pásu v bubnech	N
F _{max}	Největší tahová síla v pásu	N
F _{minN}	Omezení podle průvěsu pásu v nosné větvi	N
F _{minV}	Omezení podle průvěsu pásu ve vratné větvi	N
F _N	Vedlejší odpory	N
F _{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	N
F _t	Odpor v ložiskách bubnu	N
F _U	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	N
g	Gravitační zrychlení	m/s ²
(h/a) _{adm}	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi	-
H	Dopravní výška	m
i	Počet závitů matice napínacího zařízení	-
I _m	Hmotnostní dopravní výkon	kg/h
I _v	Objemový dopravní výkon	m ³ /s
k	Součinitel sklonu	-
k ₁	Součinitel korekce vrchlíku náplně	-



k_2	teplotní součinitel	-
$l_{b,min}$	Minimální urychlovací délka	m
L	Dopravní délka	m
L_B	Šířka hnacího bubnu	m
m_{SN}	Hmotnost nosné válečkové stolice	kg
m_{SV}	Hmotnost vratné válečkové stolice	kg
n_N	Počet nosných válečkových stolic	-
n_V	Počet vratných válečkových stolic	-
p	Tlak v závitech napínacího šroubu	MPa
p_D	Dovolený tlak v závitech napínacího šroubu	MPa
P	Výkon hnacího bubnu	kW
P_A	Potřebný provozní výkon pásového dopravníku	kW
P_M	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	kW
q_B	Hmotnost 1 metru pásu	kg/m
q_G	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky pásu	kg/m
q_{RN}	Hmotnost rotujících částí nosných válečků na 1 metr délky dopravníku	kg/m
q_{RV}	Hmotnost rotujících částí vratných válečků na 1 metr délky dopravníku	kg/m
Q	Požadovaný dopravní výkon	kg/hod
S	Skutečný průřez náplně pásu	m ²
S_1	Průřez vrchlíku náplně pásu	m ²
S_2	Průřez dolní náplně pásu	m ²
S_T	Teoretický průřez náplně pásu	m ²
t_N	Rozteč nosných válečkových stolic	m
t_V	Rozteč vratných válečkových stolic	m
v	Jmenovitá rychlost pásu	m/s
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	m/s
β	Úhel sklonu válečků	°
γ	Objemová sypná hmotnost	kg/m ³
δ	Sklon dopravníku	°
η_1	Účinnost převodů	-
θ	Dynamický sypný úhel	°
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	-
μ_3	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	-



ξ	Součinitel rozběhu	-
ρ	Sypný úhel	°
σ_d	Normálové napětí napínacího šroubu v tlaku	MPa
σ_{dov}	Dovolené namáhání pásu v tahu	MPa
σ_D	Dovolené namáhání napínacího šroubu v tlaku	MPa
σ_t	Pevnost pásu v tahu	MPa
ϕ	Úhel opásání poháněcího bubnu	rad



14 Seznam příloh

Výkres sestavy:

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK: PD – 00/00

Výkres sestavy svarku rámu napínací stanice:

NAPÍNACÍ STANICE: PD – 00/01

CD: Bakalářské práce