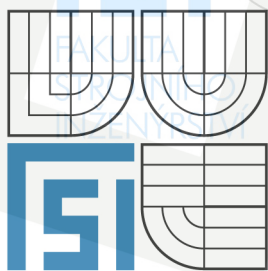


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OBĚŽNÝ REGÁLOVÝ ZÁSOBNÍK
Bucket rotating storage machine

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

BRNO 2010

TOMÁŠ OTRADOVSKÝ

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/10



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Otradovský Tomáš

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Oběžný regálový zásobník

v anglickém jazyce:

Bucket rotating storage machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete řešení oběžného regálového zásobníku jako zásobníku hliníkového tyčového materiálu. Technické parametry:

Počet regálových kazet 21 ks

Rychlost pohybu řetězu $v = 0,15 \text{ m/s}$

Plošný úložný průřez kazety $= 0,05 \text{ m}^2$

Max. délka skladovaného materiálu 6m

Cíle bakalářské práce:

Proved'te:

základních funkčních výpočty, navrhnete kinematiku pohybu materiálu v zásobníku, výpočtete požadovaný výkon pohonu, navrhnete pohonnou a brzdou soustavu zásobníku a proved'te její kontrolu.

Nakreslete:

sestavný výkres oběžného regálového zásobníku, detailní výkresy částí hnacího ústrojí

Seznam odborné literatury:

MYNÁŘ, B.: Dopravní a manipulační zařízení, elektronická skripta VUT v Brně, 2002

JASAN, V., KOŠÁBEK, J., SZÜTTÖR, N.: Teória dopravných a manipulačných zariadení, ALFA, Bratislava 1989. ISBN 80-05-00125-8.

AXMANN, N.: Handbuch Materialflußtechnik. Stückgutförderer, ed. Expert-Verlag GmbH, 2003, s. 268, ISBN-10: 3-8169-2198-1, ISBN-13: 978-3-8169-2198-1



Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 20.11.2009



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

V této bakalářské práci je navrženo konstrukční řešení oběžného regálového zásobníku jako zásobníku hliníkového tyčového materiálu. Bakalářská práce obsahuje základní funkční výpočty, návrh kinematiky materiálu v zásobníku. Dále obsahuje výpočet požadovaného výkonu pohonu, návrh brzděné a pohonné soustavy. Součásti ze kterých jsou tyto soustavy sestaveny jsou vybrány z katalogů firem, které je vyrábějí. Součástí práce je také kontrola těchto soustav.

Klíčová slova

Oběžný regálový zásobník, hliníkový tyčový materiál, brzděná soustava, pohonná soustava

Annotation

In this bachelor thesis is designed structural resolution of circular shelf container as container of aluminous bars material. The bachelor thesis contains basic functional calculations, design of kinematics of material in container. Then it contains calculation requiring of achievement gearing, design of breaking and driving system. The components which are these systems made up from are chosen from catalogues of companies, which are produced. Part of the thesis is control of this systems

Keywords

Bucket rotating storage machine, aluminium stick material, breaking system, power system

Bibliografická citace:

OTRADOVSKÝ, T. *Oběžný regálový zásobník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně. Pro vypracování jsem použil uvedené informační zdroje a odborné připomínky mého vedoucího bakalářské práce
Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D.



V Brně dne 22. 5. 2010

.....

Podpis



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Poděkování:

Děkuji mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za pomoc při vypracování této práce. Dále děkuji své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

OBSAH

OBSAH.....	6
1. ÚVOD.....	8
1.1 Oběžný regálový zásobník.....	8
2. POPIS ČÁSTÍ OBĚŽNÉHO REGÁLOVÉHO ZÁSOBNÍKU	11
2.1 Nosný řetěz.....	11
2.2 Pohon zásobníku	11
2.3 Šneková převodovka	11
3. FUNKČNÍ VÝPOČET.....	12
3.1 Výpočet hmotnostních zatížení zásobníku.....	12
3.1.1 Hmotnost nákladu v jedné kazetě	12
3.1.2 Teoretická nosnost zásobníku	12
3.2 Volba nosného řetězu a výpočet rozměrů řetězových kol	13
3.2.1 Volba nosného řetězu.....	13
3.2.2 Výpočet rozměrů řetězových kol pro nosný řetěz	14
3.2.3 Otáčky řetězky	16
3.2.4 Základní rozměry zásobníku.....	16
3.2.5 Počet článků řetězu	17
3.3 Stanovení jednotlivých odporů proti pohybu.....	17
3.3.1 Odpor k překonání dopravní výšky.....	18
3.3.2 Odpor napínací řetězové kladky	18
3.3.3 Odpor hnací řetězové kladky	18
3.4 Stanovení tahu v řetězech.....	19
3.5 Stanovení obvodové síly hnacích řetězových kol a výkonu motoru ...	20
3.5.1 Obvodová síla	20
3.5.2 Výkon hnacího elektromotoru	20
3.6 Pevnostní kontrola tažných orgánů dle ČSN 01 4809	21
3.7 Návrh pohonu.....	22
3.7.1 Výpočet řetězového převodu	24
3.7.2 Určení rozměrů pastorku.....	25
3.7.3 Určení rozměrů řetězového kola.....	28

3.7.4 Pevnostní kontrola převodového řetězu.....	31
3.8 Kontrola pohonu na rozběh.....	32
4. ZÁVĚR.....	35
5. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	36
6. SEZNAM POUŽITÝCH JEDNOTEK A SYMBOLŮ.....	37
7. SEZNAM PŘÍLOH.....	39

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

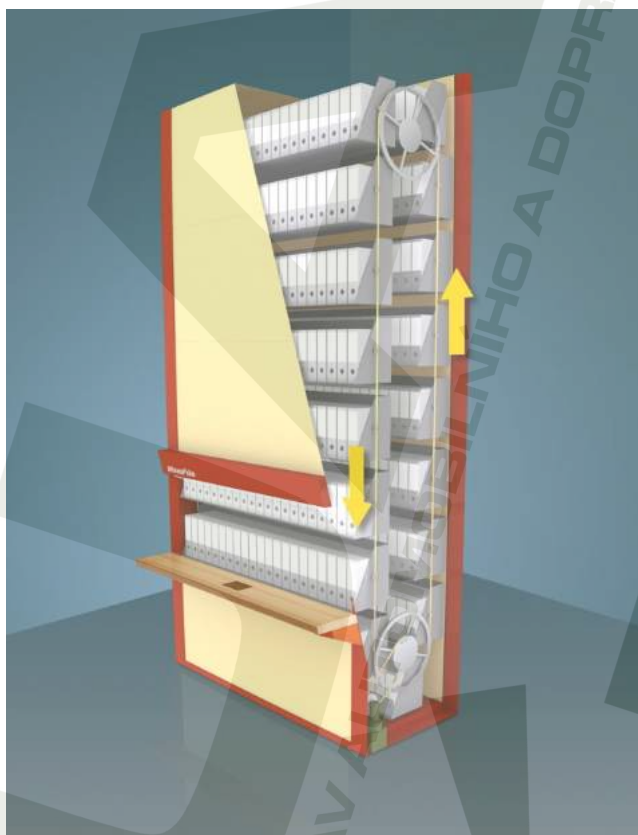
1 ÚVOD

1.1 Oběžný regálový zásobník

Oběžný regálový zásobník (obr. 1, obr. 2) je zařízení, které se hojně využívá ve skladech v blízkosti výrobních procesů. Materiál je uložen v tzv. kazetách, které v tomto zásobníku konají rotační pohyb. Z tohoto pohybu vyplývají dva typy provedení – vertikální a horizontální. Často se používají i verze, které procházejí více patry budovy s více odběrovými místy.

Pohyb materiálu je realizován řetězovým převodem. Jako pohonná jednotka je použit třífázový elektromotor a jako brzdná jednotka je kotoučová brzda nebo brzda vestavěná v elektromotoru.

Běžná výška vertikálního oběžného regálového zásobníku se pohybuje od 3 m do 30 m. Hlavní výhodou tohoto zařízení je úspora místa a díky automatizovanému systému, který se používá k ovládání, i snadná přístupnost k potřebnému materiálu. Méně používaným systémem ovládání je ovládání manuální. Manuálně řízený zásobník se ovládá nožním pedálem.



Obr. 1: Vertikální oběžný regálový zásobník [1].



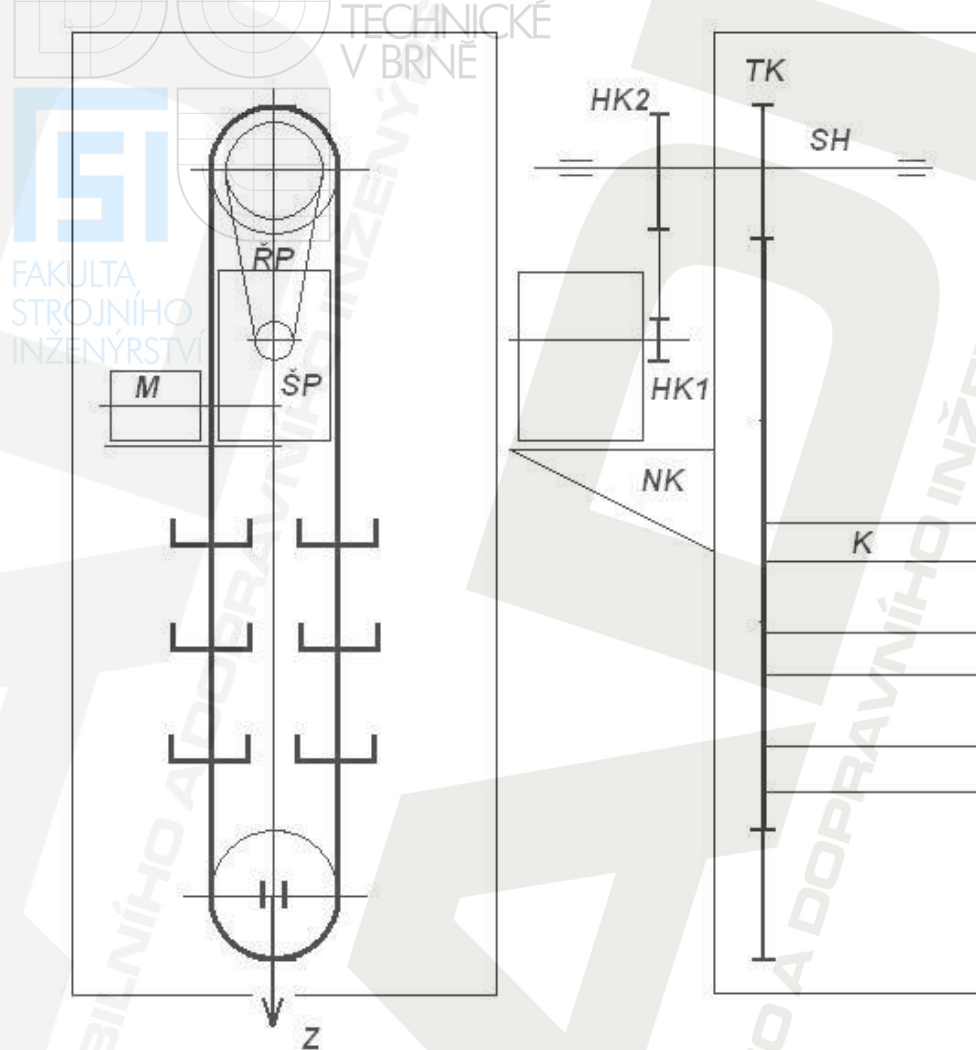
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Obr. 2: Vertikální oběžný regálový zásobník [2].

Popis konstrukce oběžného regálového zásobníku



Obr. 3: Schéma oběžného regálového zásobníku; M – Motor, K – Kazeta, ŠP – Šneková převodovka, ŘP – Řetězový převod, HK1 – Hnací řetězové kolo, HK2 – Hnané řetězové kolo, SH – Spojovací hřídel, NK – Nosná konstrukce, TK – Tažné kolo.

2 POPIS ČÁSTÍ OBĚŽNÉHO REGÁLOVÉHO ZÁSOBNÍKU

2.1 Nosný řetěz

Jako hlavní nosný orgán je zvolen dopravní řetěz s nosnými deskami dle normy ČSN 26 0401 s označením MT630 [3] od výrobce ŘETĚZY Vamberk spol. s r.o. Řetěz má 42 článků a rozteč 400 mm. Síla v přetržení tohoto řetězu je 630 kN a vnitřní šířka je 97 mm.

Čepy a pouzdra řetězu jsou vyrobené z ušlechtilých kalených ocelí. Desky jednotlivých článků jsou vystaveny dynamickým rázům a namáháním v tahu. K zajištění nejlepší odolnosti proti těmto namáháním jsou proto vyrobeny ze slitinových ocelí. Kladky jsou části řetězu vystavené především rázovému namáhání. Jsou vyráběny z tepelně zpracovatelných ocelí.

2.2 Pohon zásobníku

Dle výpočtu výkonu hnacího elektromotoru jsou zvoleny dva třífázové nízkonapěťové asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko firmy SIEMENS s označením 1LA7166 – 4AA6x [5]. Jeden elektromotor má výkon 15 kW, kroučící moment 98 Nm a počet otáček je 1460 min^{-1} . Z konstrukčních důvodů jsou tyto pohony použity dva.

2.3 Šneková převodovka

Pro přenos kroučícího momentu od elektromotoru je použita šneková převodovka z katalogu firmy Elektromotory - převodovky s.r.o. s označením MR 150 [4]. Šneková převodovka má převodový poměr 100 a účinnost 0,7. Osová vzdálenost šneku a kola je 150 mm. Převodovka je doplněna o řetězový převod, který zajistí další převodování a žádanou rychlost pohybu tažného řetězu.

3. FUNKČNÍ VÝPOČET

3.1 Výpočet hmotnostních zatížení zásobníku

3.1.1 Hmotnost nákladu v jedné kazetě

Hmotnost prázdné kazety	$m_k = 200\text{kg}$
Nosný průřez kazety	$S = 0,05\text{ m}^2$
Hustota hliníku	$\rho = 2700\text{ kg.m}^{-3}$
Max. délka materiálu	$l = 6\text{ m}$

$$\begin{aligned} V &= S \cdot l & [\text{m}^3] & (1) \\ V &= 0,05 \cdot 6\text{m}^3 \\ V &= 0,3\text{m}^3 \end{aligned}$$

potom hmotnost nákladu v kazetě je:

$$\begin{aligned} m_n &= \rho \cdot V & [\text{kg}] & (2) \\ m_n &= 2700 \cdot 0,3 \\ m_n &= 810\text{kg} \end{aligned}$$

3.1.2 Teoretická nosnost zásobníku

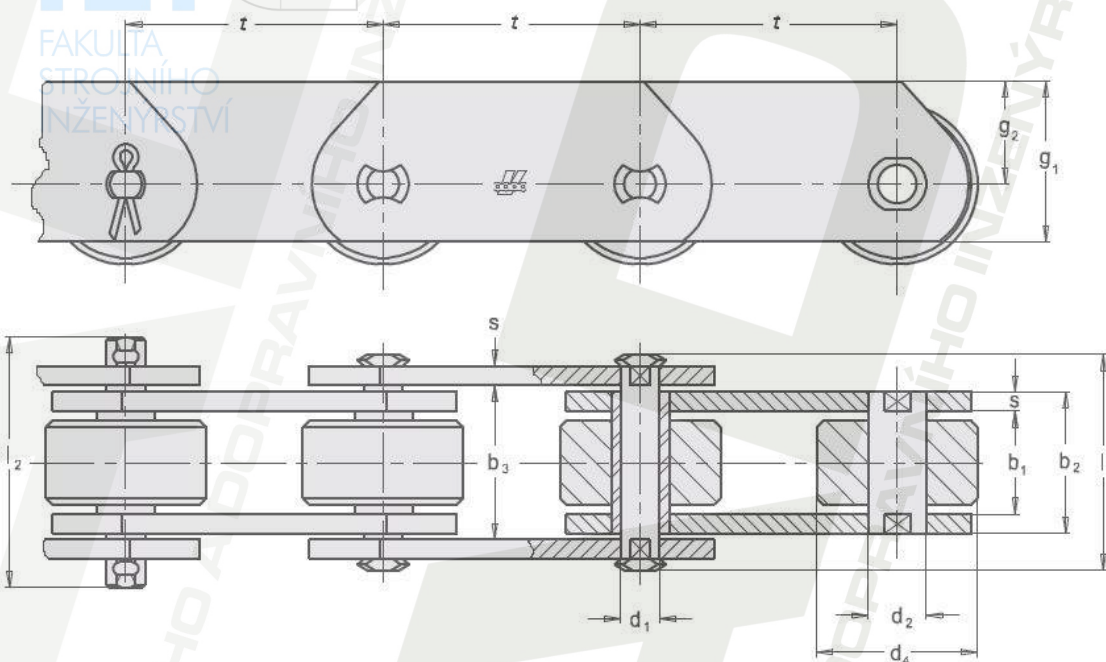
Počet regálových kazet $n = 21\text{ ks}$

$$\begin{aligned} K_z &= m_n \cdot n & [\text{kg}] & (3) \\ K_z &= 810 \cdot 21 \\ K_z &= 17010\text{kg} \end{aligned}$$

3.2 Volba nosného řetězu a výpočet rozměrů řetězových kol

3.2.1 Volba nosného řetězu

Řetěz MT630 dle ČSN 26 0401 [3].



Obr. 4: Nosný řetěz MT630 [3].

Průměr válečku
Vnitřní šířka článku
Tloušťka pásnice
Síla při přetržení
Plocha kloubu
Rozteč řetězu

$d_4 = 140 \text{ mm}$
 $b_1 = 66 \text{ mm}$
 $s = 14 \text{ mm}$
 $F_{pt} = 630 \text{ kN}$
 $S_k = 3456 \text{ mm}^2$
 $t = 400 \text{ mm}$

3.2.2 Výpočet rozměrů řetězových kol pro nosný řetěz

dle lit. [8] str. 558

Počet zubů (zvoleno) $z_1 = 6$

Průměr roztečné kružnice

$$D_1 = t \cdot \left(\sin \frac{180^\circ}{z_1} \right)^{-1} \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

$$D_1 = 400 \cdot \left(\sin \frac{180^\circ}{6} \right)^{-1}$$

$$D_1 = 800 \text{ mm}$$

Poloměr dna zubní mezery

$$r_1 = 0,505 \cdot d_4 \quad [\text{mm}] \quad (5)$$

$$r_1 = 0,505 \cdot 140$$

$$r_1 = 70,7 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$D_f = D_1 - 2r_1 \quad [\text{mm}] \quad (6)$$

$$D_f = 800 - 2 \cdot 70,7$$

$$D_f = 658,6 \text{ mm}$$

Poloměr boku zubu

$$r_e = 0,12 d_4 \cdot (z_1 + 2) \quad [\text{mm}] \quad (7)$$

$$r_e = 0,12 \cdot 140 \cdot (6 + 2)$$

$$r_e = 134,4 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_a = D_1 + 0,5 \cdot d_4 \quad [\text{mm}] \quad (8)$$

$$D_a = 800 + 0,5 \cdot 140$$

$$D_a = 870 \text{ mm}$$

Největší průměr věnce

$$D_g = D_1 - 2 \cdot f \quad [\text{mm}] \quad (9)$$

$$D_g = 800 - 2 \cdot 160$$

$$D_g = 480 \text{ mm}$$

kde rozdíl průměrů roztečné kružnice a věnce je:

$$f = 0,4t \quad [\text{mm}] \quad (10)$$

$$f = 0,4 \cdot 400$$

$$f = 160 \text{ mm}$$

Poloměr zaoblení zubů

$$r_x = 1,5 \cdot d_4 \quad [\text{mm}] \quad (11)$$

$$r_x = 1,5 \cdot 140$$

$$r_x = 210 \text{ mm}$$

Zaoblení zubů

$$b_a = 0,1 \cdot d_4 \quad [\text{mm}] \quad (12)$$

$$b_a = 0,1 \cdot 140$$

$$b_a = 14 \text{ mm}$$

Šířka řetězového kola

$$b_{f1} = 0,95 \cdot b_1 \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

$$b_{f1} = 0,95 \cdot 66$$

$$b_{f1} = 62,7 \text{ mm}$$

Úhel otevření

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} \quad [^\circ] \quad (14)$$

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{6}$$

$$\alpha = 105^\circ$$

3.2.3 Otáčky řetězky

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_1} \quad [s^{-1}] \quad (15)$$

$$n = \frac{0,15}{\pi \cdot 0,8}$$

$$n = 0,0597 s^{-1}$$

3.2.4 Základní rozměry zásobníku

Maximální vzdálenost horního a dolního nosného řetězového kola je:

$$h = L + t_k = 7200 + 800 = 8000 mm = 8m \quad (16)$$

kde vzdálenost os nosných řetězových kol je:

$$L = t_k \cdot 9 = 800 \cdot 9 = 7200 mm = 7,2m \quad (17)$$

- uvažujeme 9 roztečných mezer mezi kazetami ve sbíhající větvi

kde roztečná mezera mezi kazetami je:

$$t_k = 2 \cdot t = 2 \cdot 400 = 800 mm \quad (18)$$

kde t je rozteč nosného řetězu

potom vzdálenost os nosných řetězových kol:

$$H = h + 200 = 8000 + 200 = 8200 mm = 8,2m \quad (19)$$

3.2.5 Počet článků řetězu

$$z_1 = z_2 = z$$

$$x = 2 \cdot \frac{L}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} \quad (20)$$

$$x = 2 \cdot \frac{7,2}{0,4} + \frac{6+6}{2}$$

$$x = 42 \text{ článků}$$

kde z_1 a z_2 je počet zubů kol hnací a hnané řetězky

3.3 Stanovení jednotlivých odporů proti pohybu

- Jedná se o svislý dopravník s pohonem umístěným v horní části
- Hmotnost prázdné nabíhající větve je vyvážena hmotností prázdné sbíhající větve – ve výpočtu se tedy nebere v úvahu hmotnost kazet a řetězu
- Nejméně příznivá situace v zatížení nabíhající větve vznikne postupným plněním kazet nabíhající větve, potom bude v nabíhající větvi 11 kazet plných a ve sbíhající větvi 10 kazet prázdných.

Je třeba určit nejprve hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m výšky zásobníku:

$$b_n = H - \frac{D_1}{2} \quad [\text{m}] \quad (21)$$

$$b_n = 8,2 - \frac{0,8}{2}$$

$$b_n = 7,8 \text{ m}$$

$$q = \frac{11 \cdot m_n}{b_n} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (22)$$

$$q = \frac{11 \cdot 810}{7,8}$$

$$q = 1142,31 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

- Uvažujeme 11 kazet v nabíhající větvi

3.3.1 Odpor k překonání dopravní výšky

$$F_1 = q \cdot g \cdot h \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_1 = 1142,31 \cdot 9,81 \cdot 8$$

$$F_1 = 89648,49 \text{ N}$$

3.3.2 Odpor napínací řetězové kladky

- Odpor vlivem valivého tření v ložiscích řetězky
- Odpor vlivem čepového tření v kloubech řetězu

$$F_2 = \left(f_2 \cdot \frac{d_2}{D_2} + f_3 \cdot \frac{d}{D_2} \right) \cdot Z \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_2 = \left(0,03 \cdot \frac{0,15}{0,8} + 0,2 \cdot \frac{0,05}{0,8} \right) \cdot 3000$$

$$F_2 = 54,37 \text{ N}$$

kde:

f_2Součinitel valivého tření v ložiscích napínací řetězky (0,03 pro valivé uložení)

d_2Průměr čepu napínací řetězky (0,15 m)

D_2Roztečný průměr napínací řetězky ($D_2 = D_1 = 0,8$ m)

dPrůměr čepu řetězu (0,05 m)

f_3Součinitel čepového tření v kloubech řetězu (0,2 pro smykové tření)

ZNapínací síla (volím 3000N)

3.3.3 Odpor hnací řetězové kladky

$$F_3 = \left(t_1 \cdot \frac{d_1}{D_1} + t_3 \cdot \frac{d}{D_1} \right) \cdot (T_1 + T_2) \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_3 = \left(0,03 \cdot \frac{0,15}{0,8} + 0,2 \cdot \frac{0,05}{0,8} \right) \cdot 92702,86$$

$$F_3 = 1680,24 \text{ N}$$

kde:

f_1Součinitel valivého tření v ložiscích napínací řetězky (0,03 pro valivé uložení)

d_1Průměr čepu napínací řetězky (0,15 m)

D_1Roztečný průměr napínací řetězky ($D_2 = D_1 = 0,8$ m)

d.....Průměr čepu řetězu (0,05 m)

f_3Součinitel čepového tření v kloubech řetězu (0,2 pro smykové tření)

T_1tahová síla v řetězech na nabíhající větvi hnacího řetězu

T_2tahová síla v řetězech na sbíhající větvi hnacího řetězu

3.4 Stanovení tahu v řetězech

$$T_3 = \frac{Z}{2} \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$T_3 = \frac{3000}{2}$$

$$T_3 = 1500 \text{ N}$$

$$T_2 = T_3 = 1500 \text{ N} \quad (27)$$

$$T_4 = \frac{Z}{2} + F_2 \quad [\text{N}] \quad (28)$$

$$T_4 = \frac{3000}{2} + 54,37$$

$$T_4 = 1554,37 \text{ N}$$

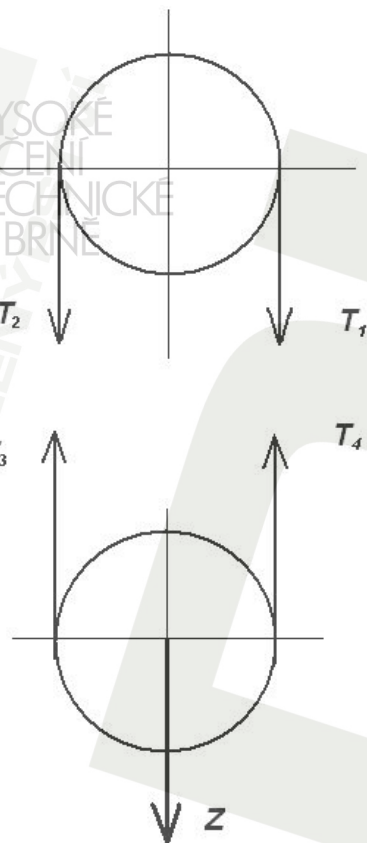
$$T_1 = T_4 + F_1 \quad [\text{N}] \quad (29)$$

$$T_1 = 1554,37 + 89648,49$$

$$T_1 = 91202,86 \text{ N}$$

$$T_1 + T_2 = 91202,86 + 1500 = 92702,86 \text{ N}$$

kde Z je napínací síla nosného řetězu (volím 3000N)



Obr. 5: Rozložení tahových sil v nosném řetězu,

3.5 Stanovení obvodové síly hnacích řetězových kol a výkonu motoru

3.5.1 Obvodová síla

$$F = T_1 - T_2 \quad [\text{N}] \quad (30)$$

$$F = 91202,86 - 1500$$

$$F = 89702,86 \text{ N}$$

3.5.2 Výkon hnacího elektromotoru

$$P = \frac{(F + F_3) \cdot v}{1000 \cdot \eta_c} \quad [\text{kW}] \quad (31)$$

$$P = \frac{(89702,86 + 1680,24) \cdot 0,15}{1000 \cdot 0,6}$$

$$P = 22,8 \text{ kW}$$

kde:

η_c účinnost mechanického převodu pro použití šnekové převodovky a řetězového převodu (0,6)

3.6 Pevnostní kontrola tažných orgánů dle ČSN 01 4809 [7]

Statická (na tah)

$$k_s = \frac{F_{pt}}{\frac{T_1}{2}} \geq 7 \quad (32)$$

$$k_s = \frac{630000}{\frac{91202,86}{2}} = 13,82 \geq 7$$

Dynamická

$$k_d = \frac{F_{pt}}{\frac{T_1}{2} \cdot y} \geq 5 \quad (33)$$

$$k_d = \frac{630000}{\frac{91202,86}{2} \cdot 2,5} = 5,53 \geq 5$$

- tahovou sílu T_1 rozložím na dva nosné řetězy, které jsou na koncích kazet

kde:

y.....činitel rázu (2,5) pro pohon zdvihadel [7]

Kontrola na otlacení řetězu

- Pro výpočet tlaku v kloubu musí platit dle [7]:

$$P_p = \frac{T_1}{2 \cdot S_k} \leq P_d = P \cdot h_1 \cdot y \quad (34)$$

$$P_p = \frac{91202,86}{2 \cdot 3456} = 13,19 \text{ MPa}$$

$$P_d = P \cdot h_1 \cdot y \quad (35)$$

$$P_d = 25 \cdot 0,99 \cdot 0,73 = 18,07 \text{ MPa}$$

kde:

PTlak v kloubu řetězu (25MPa) [3]

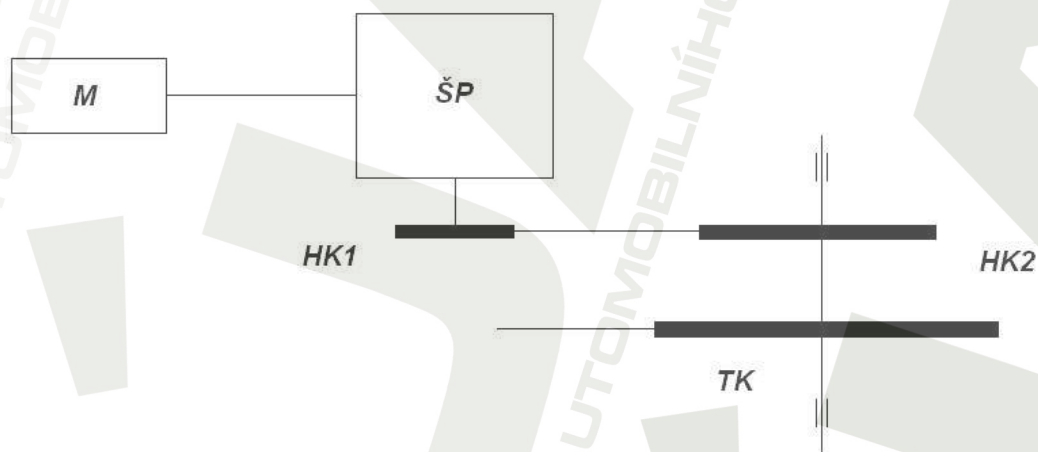
h_1činitel tření (0,9) [3]

$$P_p < P_d \quad (36)$$

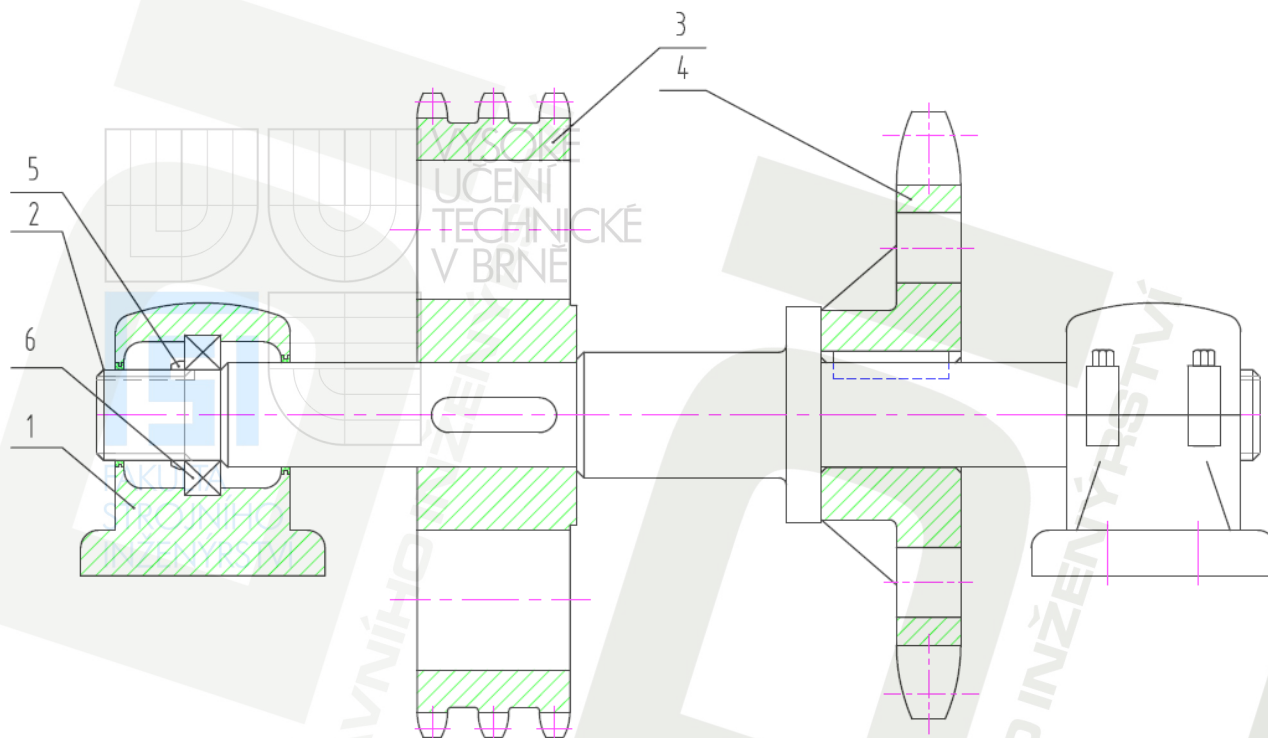
$$13,19 \text{ MPa} < 18,07 \text{ MPa}$$

Tlak v kloubu řetězu je menší než dovolený tlak a řetěz tedy vyhovuje.

3.7 Návrh pohonu



Obr. 6: Schéma návrhu pohonu zásobníku; M – elektromotor, $ŠP$ – šneková převodovka, $HK1$ – hnací kolo, $HK2$ – hnané kolo, TK – tažné kolo,



Obr. 7: Uložení převodového a tažného řetězového kola; 1-ložiskové těleso, 2-hřídel, 3-převodové řetězové kolo, 4-tažné řetězové kolo, 5-pojistná matice, 6-soudečkové ložisko.

Z konstrukčních důvodů jsou použity 2 elektromotory

Jedna pohonná jednotka (elektromotor) má vykazovat výpočtový výkon:

$$P_1 = \frac{P}{2} = \frac{22,8}{2} = 11,4 \text{ kW} \quad (36)$$

K uložení hřídele jsou použita ložisková tělesa SAF 326 se soudečkovým ložiskem 22326 CC/VV33 [6].

Je použit třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko Siemens 1LA7166 – 4AA6x s vestavěnou brzdou [5]:

Výkon	$P = 15 \text{ kW}$
Otáčky elektromotoru	$n = 1460 \text{ ot. /min}^{-1}$
Průměr výstupního hřídele	$d = 42 \text{ mm}$
Krouticí moment	$M_k = 98 \text{ Nm}$

Pro přenos kroutícího momentu elektromotoru na řetězová kola je použita šneková převodovka typ MR150.

Osová vzdálenost $a = 150 \text{ mm}$

Převodový poměr $i_s = 100$

Účinnost $\eta = 0,7$

Šneková převodovka je samosvorná.

Pro zajištění požadované rychlosti pohybu nosného řetězu je šneková převodovka nedostačující a musí být doplněna řetězovým převodem i_r

$$i_r = \frac{i_c}{i_s} \quad (37)$$

$$i_r = \frac{407,59}{100}$$

$$i_r = 4,08$$

kde i_c je celkový převod mezi motorem a poháněným (tažným) řetězovým kolem:

$$i_c = \frac{n_m}{n} \quad (38)$$

$$i_c = \frac{24,33}{0,0597}$$

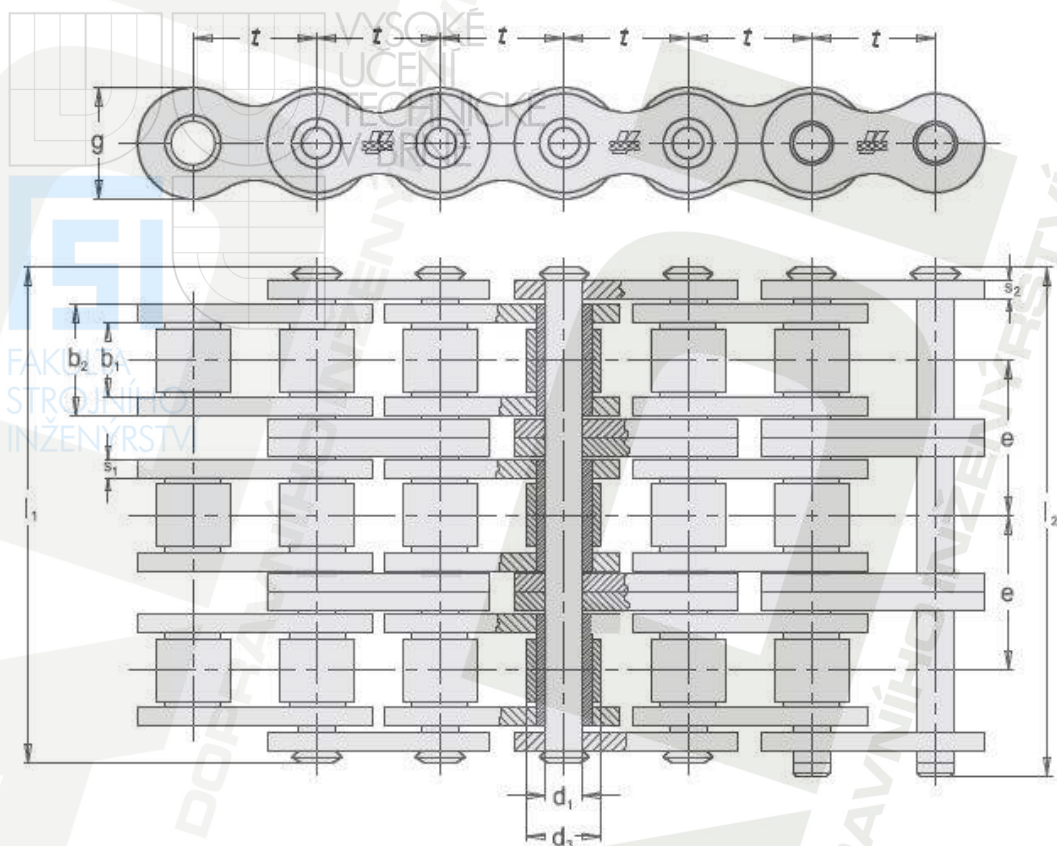
$$i_c = 407,59$$

3.7.1 Výpočet řetězového převodu

Řetěz bude přenášet výkon dle zvolené pohonné jednotky:

$$P_{sk} = 15 \text{ kW}$$

Je zvolen trojřadý válečkový řetěz dle ČSN 02 3311 [3] z katalogu společnosti řetězy Vamberk typ 48A-3.



Obr. 8 Válečkový trojřadý řetěz 48A-3 [3].

Rozteč	$t = 76,2 \text{ mm}$
Vnitřní šířka článku	$b_1 = 47,35 \text{ mm}$
Průměr válečku	$d_3 = 47,63 \text{ mm}$
Šířka řetězu	$l_2 = 278,8 \text{ mm}$
Plocha kloubu řetězu	$S_k = 4820 \text{ mm}^2$
Síla v přetržení	$F_{pt} = 1530,9 \text{ kN}$
Vzdálenost mezi řadami	$e = 87,83 \text{ mm}$

3.7.2 Určení rozměrů pastorku

Počet zubů pastorku zvolen $z_3 = 9$
dle lit. [8] str. 558

Průměr roztečné kružnice

$$D_1 = t \cdot \left(\sin \frac{180^\circ}{z_3} \right)^{-1} \quad [\text{mm}] \quad (39)$$

$$D_1 = 76,2 \cdot \left(\sin \frac{180^\circ}{9} \right)^{-1}$$

$$D_1 = 222,81 \text{ mm}$$

Poloměr dna zubní mezery

$$r_1 = 0,505 \cdot d_3 \quad [\text{mm}] \quad (40)$$

$$r_1 = 0,505 \cdot 47,63$$

$$r_1 = 24,053 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$D_f = D_1 - 2r_1 \quad [\text{mm}] \quad (41)$$

$$D_f = 222,81 - 2 \cdot 24,053$$

$$D_f = 174,7 \text{ mm}$$

Poloměr boku zubu

$$r_e = 0,12 d_1 \cdot (z_3 + 2) \quad [\text{mm}] \quad (42)$$

$$r_e = 0,12 \cdot 47,63 \cdot (9 + 2)$$

$$r_e = 62,87 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_a = D_1 + 0,5 \cdot d_1 \quad [\text{mm}] \quad (43)$$

$$D_a = 222,81 + 0,5 \cdot 47,63$$

$$D_a = 246,625 \text{ mm}$$

Největší průměr věnce

$$D_g = D_1 - 2f \quad [\text{mm}] \quad (44)$$

$$D_g = 222,81 - 2 \cdot 30,48$$

$$D_g = 161,85 \text{ mm}$$

kde rozdíl průměrů roztečné kružnice a věnce je:

$$f = 0,4t \quad [\text{mm}] \quad (45)$$

$$f = 0,4 \cdot 76,2$$

$$f = 30,48 \text{ mm}$$

Poloměr zaoblení zubů

$$r_x = 1,5 \cdot d_1 \quad [\text{mm}] \quad (46)$$

$$r_x = 1,5 \cdot 47,63$$

$$r_x = 71,445 \text{ mm}$$

Zaoblení zubů

$$b_a = 0,1 \cdot d_1 \quad [\text{mm}] \quad (47)$$

$$b_a = 0,1 \cdot 47,63$$

$$b_a = 4,763 \text{ mm}$$

Šířka věnce kola

$$b_{f3} = 0,93 \cdot b_1 + 2e \quad [\text{mm}] \quad (48)$$

$$b_{f3} = 0,93 \cdot 47,35 + 2 \cdot 87,83$$

$$b_{f3} = 219,6955 \text{ mm}$$

Šířka kola (zubu)

$$b_{f1} = 0,93 \cdot b_1 \quad [\text{mm}] \quad (49)$$

$$b_{f1} = 0,93 \cdot 47,35$$

$$b_{f1} = 44,04 \text{ mm}$$

Úhel otevření

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_3} \quad [^\circ] \quad (50)$$

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{9}$$

$$\alpha = 110^\circ$$

3.7.3 Určení rozměrů řetězového kola

Počet zubů kola: $z_4 = z_3 \cdot i_r = 9,4,08 = 36,72 \Rightarrow 37 \text{ zubů}$ (51)

Průměr roztečné kružnice

$$D_2 = t \cdot \left(\sin \frac{180^\circ}{z_4} \right)^{-1} \quad [\text{mm}] \quad (52)$$

$$D_2 = 76,2 \cdot \left(\sin \frac{180^\circ}{37} \right)^{-1}$$

$$D_2 = 898,58 \text{ mm}$$

Poloměr dna zubní mezery

$$r_1 = 0,505 \cdot d_1 \quad [\text{mm}] \quad (53)$$

$$r_1 = 0,505 \cdot 47,63$$

$$r_1 = 24,053 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$D_f = D_2 - 2r_1 \quad [\text{mm}] \quad (54)$$

$$D_f = 898,58 - 2 \cdot 24,053$$

$$D_f = 850,5 \text{ mm}$$

Poloměr boku zubu

$$r_e = 0,12d_1 \cdot (z_4 + 2)$$

$$r_e = 0,12 \cdot 47,63 \cdot (37 + 2)$$

$$r_e = 222,91 \text{ mm}$$

$$[\text{mm}] \quad (55)$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_a = D_2 + 0,5 \cdot d_1$$

$$D_a = 898,58 + 0,5 \cdot 47,63$$

$$D_a = 922,395 \text{ mm}$$

$$[\text{mm}] \quad (56)$$

Největší průměr věnce

$$D_g = D_2 - 2f$$

$$D_g = 898,58 - 2 \cdot 30,48$$

$$D_g = 837,62 \text{ mm}$$

$$[\text{mm}] \quad (57)$$

kde rozdíl průměrů roztečné kružnice a věnce je:

$$f = 0,4 \cdot t$$

$$f = 0,4 \cdot 76,2$$

$$f = 30,48 \text{ mm}$$

$$[\text{mm}] \quad (58)$$

Poloměr zaoblení zubů

$$r_x = 1,5 \cdot d_1$$

$$r_x = 1,5 \cdot 47,63$$

$$r_x = 71,445 \text{ mm}$$

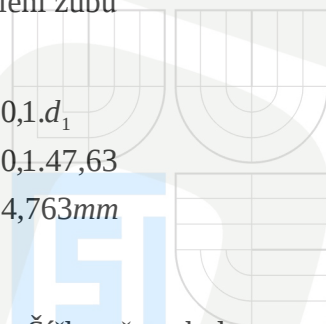
$$[\text{mm}] \quad (59)$$

Zaoblení zubů

$$b_a = 0,1 \cdot d_1$$

$$b_a = 0,1 \cdot 47,63$$

$$b_a = 4,763 \text{ mm}$$



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

$$[\text{mm}] \quad (60)$$

Šířka věnce kola

$$b_{f3} = 0,93 \cdot b_1 + 2e$$

$$[\text{mm}] \quad (61)$$

$$b_{f3} = 0,93 \cdot 47,35 + 2 \cdot 87,83$$

$$b_{f3} = 219,6955 \text{ mm}$$

Šířka kola (zubu)

$$b_{f1} = 0,93 \cdot b_1$$

$$[\text{mm}] \quad (62)$$

$$b_{f1} = 0,93 \cdot 47,35$$

$$b_{f1} = 44,04 \text{ mm}$$

Úhel otevření

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_4}$$

$$[^\circ] \quad (63)$$

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{37}$$

$$\alpha = 117,57^\circ$$

Osová vzdálenost řetězových kol zvolena 1650 mm

3.7.4 Pevnostní kontrola převodového řetězu

Řetěz kontrolujeme na tah a na otlačení dle [7]:

Statická (na tah)

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} \geq 7 \quad (64)$$

$$k_s = \frac{1530900}{88235,29} = 17,35 > 7$$

kde:

$$F_t = \frac{P_{sk}}{v_r} = \frac{15 \cdot 10^3}{0,17} = 88235,29 N \quad (65)$$

kde:

$$v_r = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot \eta_{rp}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,22281 \cdot 14,6}{60} = 0,17 m \cdot s^{-1} \quad (66)$$

kde:

$$n_{rp} = \frac{n_m}{i_s} = \frac{1460}{100} = 14,6 \min^{-1} \quad (67)$$

Dynamická

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_t \cdot y} \geq 5 \quad (68)$$

$$k_d = \frac{1530900}{88235,29 \cdot 2,5} = 6,94 > 5$$

Na otlačení

$$P_p = \frac{F_t}{s} \leq P_d = p \cdot h_1 \cdot y \quad (69)$$

kde:

p.....tlak v kloubu řetězu (32MPa) [7]

h₁součinitel tření (0,8) [3]

y.....součinitel rázu (0,73) [3]

$$P_p = \frac{F_t}{s} = \frac{88235,29}{4820} = 18,31 \text{ MPa} \quad (70)$$

$$P_d = 32,0,8,0,73 = 18,69 \text{ MPa} > 18,31 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$P_p < P_d$$

$$18,31 \text{ MPa} < 18,69 \text{ MPa}$$

Tlak v kloubu řetězu je menší než dovolený tlak a řetěz tedy vyhovuje.

3.8 Kontrola pohonu na rozběh

Potřebný kroutící moment na hřídeli elektromotoru pro jeden pohon:

$$M_{km} = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta_s \cdot \eta_r} = \frac{1}{2} \cdot 89702,86 \cdot \frac{0,8}{2} \cdot \frac{1}{407,59 \cdot 0,7 \cdot 0,9} \quad [\text{Nm}] \quad (72)$$

$$M_{km} = 69,87 \text{ Nm}$$

- kde D_1 je průměr roztečné kružnice tažného kola

Doba potřebná pro rozběh zásobníku z 0 m.s^{-1} na $0,15 \text{ m.s}^{-1}$ bude 1,5 s (použití frekvenčního měniče s rampovou charakteristikou).

Dosažené zrychlení:

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0,15}{1,5} = 0,1 \text{ m.s}^{-2} \quad (73)$$

Moment od setrvačné hmoty zátěže:

$$M_{sz} = \frac{1}{2} \cdot n \cdot m_n \cdot a \cdot \frac{D_1}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (74)$$

$$M_{sz} = \frac{1}{2} \cdot 11 \cdot 810 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,8}{2}$$

$$M_{sz} = 178,2 \text{ Nm}$$

kde n je počet plných kazet v jedné větvi

Po přepočtu ekvivalentní zátěže na hřídel elektromotoru:

$$M_{szm} = \frac{M_{sz}}{i_c \cdot \eta_r \cdot \eta_s} \quad [\text{Nm}] \quad (75)$$

$$M_{szm} = \frac{178,2}{407,59 \cdot 0,9 \cdot 0,7}$$

$$M_{szm} = 0,69 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na roztočení velkých řetězových kol na otáčky:

$$n_k = \frac{n_m}{i_c} = \frac{1460}{407,59} = 3,58 \text{ min}^{-1} \quad (76)$$

$$M_{sk} = J_k \cdot \varepsilon = (J_{k1} + J_{k2}) \cdot \frac{2\pi \cdot n_k}{60 \cdot t} = 105,89 \cdot \frac{2\pi \cdot 3,58}{60 \cdot 1,5} = 26,47 \text{ Nm} \quad (77)$$

kde hmotnost kol je $G_1 = 395 \text{ kg}$ a $G_2 = 736 \text{ kg}$ a průměry roztečné kružnice tažného a převodového kola jsou $D_1 = 800 \text{ mm}$ a $D_2 = 898,58 \text{ mm}$ potom:

$$J_k = (J_{k1} + J_{k2}) = \left[\frac{1}{2} \cdot G_1 \cdot \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot G_2 \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 \right] \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (78)$$

$$J_k = \left[\frac{1}{2} \cdot 395 \cdot \left(\frac{0,8}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot 736 \cdot \left(\frac{0,89858}{2} \right)^2 \right]$$

$$J_k = 105,89 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Po přepočtu ekvivalentní zátěže na hřídel elektromotoru:

$$M_{skm} = \frac{M_{sk}}{i_c \cdot \eta_r \cdot \eta_s} \quad [\text{Nm}] \quad (79)$$

$$M_{skm} = \frac{26,47}{407,59 \cdot 0,9 \cdot 0,7}$$

$$M_{skm} = 0,103 \text{ Nm}$$

Ostatní setrvačné hmoty jsou zanedbatelné. Celkový moment na hřídeli elektromotoru bude:

$$M_{cm} = M_{km} + M_{szm} + M_{skm} \quad [\text{Nm}] \quad (80)$$

$$M_{cm} = 69,87 + 0,69 + 0,103$$

$$M_{cm} = 70,663 \text{ Nm}$$

Jmenovitý kroutící moment elektromotoru udávaný výrobcem je 98 Nm [5].

$$\omega_m = n_m \cdot 2\pi = 24,33 \cdot 2\pi = 152,87 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (81)$$

$$M_{jm} = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{15000}{152,87} = 98,12 \text{ Nm} \quad (82)$$

- difference momentů je $0,12\%$, což je zanedbatelné pro rozběh soustavy

Pro jmenovitou hodnotu kroutícího momentu elektromotoru a celkový moment na hřídeli elektromotoru platí $M_{jm} > M_{cm}$ a pohon tedy vyhovuje.



4. ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provést návrh oběžného regálového zásobníku, který obsahuje základní funkční výpočty, návrh kinematiky pohybu materiálu v zásobníku, výpočet požadovaného výkonu pohonu, návrh pohonné a brzdné soustavy zásobníku a provedení její kontroly.

Základní funkční výpočty byly provedeny na základě zadaných počátečních technických parametrů, kterými byly: počet regálových kazet, rychlost pohybu řetězu, plošný úložný průřez kazety a maximální délka skladovaného materiálu.

Z návrhu kinematiky pohybu materiálu bylo zvoleno vertikální provedení zásobníku a uchycení regálových kazet pomocí speciálních unašečů připevněných k nosnému řetězu.

Dále byl proveden výpočet požadovaného výkonu pohonu. Pohonná soustava je realizována dvěma třífázovými asynchronními elektromotory Siemens 1LA7 166 – 4AAx. Motory pohání pravou a levou řetězovou větev zásobníku zvlášť.

Pro přenos kroutícího momentu z elektromotoru byla zvolena šneková převodovka MR 150, která je samosvorná. Tato převodovka má ovšem nedostačující převodový poměr, a proto byla doplněna řetězovým převodem, který je realizován třířadým válečkovým řetězem. Použitím jiného typu převodovky by jsme docílili menších rozměrů řetězových převodových kol.

Brzdná soustava je řešena brzdou vestavěnou v elektromotoru.

Všechny tažné i převodové orgány (řetězy) jsou pevnostně zkontrolovány, a to jak staticky tak dynamicky. Dále jsou zkontrolovány na otlačení.

Pohonná soustava je zkontrolována na rozběh a to tak, že potřebný kroutící moment je přepočítán na hřídel elektromotoru, je zvolena doba, za kterou se má zásobník rozběhnout na zadanou rychlost, je určen moment od setrvačné hmoty zátěže a moment potřebný k roztočení na požadované otáčky. Po součtu těchto momentů je celkový moment na hřídeli elektromotoru menší než jmenovitý moment elektromotoru a pohon tedy vyhovuje.

5. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *MaxiFile*, [online]. 2009 [citováno 2010-04-22]. Dostupné z:
<www.maxi-file.com>
- [2] *Direct industry – virtual industrial exhibition*, [online]. 2005 [citováno 2010-04-10].
Dostupné z: <www.directindustry.com>
- [3] *Řetězy Vamberk*, [online]. [citováno 2010-02-12]. Dostupné z:
<www.retezy-vam.com>
- [4] *Elektromotory-převodovky s.r.o.*, [online]. 2007 [citováno 2010-02-20]. Dostupné z:
<www.elektromotory-prevodovky.cz>
- [5] *Elektromotory Siemens*, [online]. 2007 [citováno 2010-03-13]. Dostupné z:
<www.elektromotory-siemens.cz>
- [6] *SKF-ložiska a ložiskové jednotky*, [online]. [citováno 2010-04-11]. Dostupné z:
<www.skf.com>
- [7] *Návrh a výpočet řetězového převodu*, [online]. [citováno 2010-02-10]. Dostupné z:
<<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf>>
- [8] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel: *Strojnické tabulky*, první vydání, Úvaly: ALBRA.
2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2
- [9] MYNÁŘ, Břetislav: *Dopravní a manipulační zařízení pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*, elektronická skripta VUT v Brně, 2002

6. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A JEJICH JEDNOTEK

Označení veličiny	Jednotka	Název
m_k	[kg]	Hmotnost prázdné kazety
S	[m ²]	Nosný průřez kazety
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota
l	[m]	Max. délka materiálu
V	[m ³]	Objem
m_n	[kg]	Hmotnost dopravovaného materiálu
n	[-]	Počet kazet zásobníku
K_z	[kg]	Teoretická nosnost zásobníku
d_4	[mm]	Průměr válečku řetězu
b_1	[mm]	Vnitřní šířka řetězu
s	[mm]	Tloušťka pásnice řetězu
F_{pt}	[kN]	Síla při přetržení
S_k	[mm ²]	Plocha kloubu řetězu
t	[mm]	Rozteč řetězu
z_1, z_2, z_3, z_4	[-]	Počet zubů
D_1	[mm]	Průměr roztečné kružnice
r_1	[mm]	Poloměr dna zubní mezery
D_f	[mm]	Průměr patní kružnice
r_e	[mm]	Poloměr boku zubu
D_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
f	[mm]	Rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce
D_g	[mm]	Největší průměr věnce
r_x	[mm]	Poloměr zaoblení zubů
b_a	[mm]	Zaoblení zubů
b_{f1}	[mm]	Šířka řetězového kola
α	[°]	Úhel otevření
n	[s ⁻¹]	Otáčky řetězky
t_k	[mm]	Vzdálenost mezi kazetami

L	[m]	Vzdálenost os nosných řetězek
h	[m]	Max. vzdálenost horní a dolní řetězky
H	[m]	Výška horní části řetězky od země
x	[-]	Počet článků řetězu
b _n	[m]	Dopravní výška zásobníku
q	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m výšky
F ₁	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F ₂	[N]	Odpor napínací řetězové kladky
F ₃	[N]	Odpor hnací řetězové kladky
T ₁ , T ₂ , T ₃ , T ₄	[N]	Tahové síly v řetězu
F	[N]	Obvodová síla
P	[kW]	Výkon hnacího elektromotoru
k _s	[-]	Součinitel bezpečnosti statický
k _d	[-]	Součinitel bezpečnosti dynamický
P _p	[MPa]	Tlak v kloubu řetězu
P _d	[MPa]	Dovolený tlak v kloubu řetězu
P ₁	[kW]	Výpočtový výkon jednoho elektromotoru
P _{sk}	[kW]	Výkon zvolené pohonné jednotky
b _{f3}	[mm]	Šířka věnce kola
F _t	[N]	Tahová síla v převodovém řetězu
v _r	[m.s ⁻¹]	Rychlost převodového řetězu
n _{rp}	[min ⁻¹]	Otáčky řetězového převodu
M _k	[Nm]	Potřebný kroutící moment na hřídeli elektromotoru
a	[m.s ⁻²]	Dosažené zrychlení nosného řetězu
M _{sz}	[Nm]	Moment od setrvačné hmoty zátěže
M _{szm}	[Nm]	Moment od setrvač. hmoty na hřídeli elektromotoru
M _{sk}	[Nm]	Moment potřebný pro roztočení hnací řetězky
J _k	[kg. m ²]	Moment setrvačnosti
G	[kg]	Hmotnost kola
M _{cm}	[Nm]	Celkový moment na hřídeli elektromotoru
ω _k	[rad. s ⁻¹]	Úhlová rychlost
M _{jm}	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment elektromotoru

7. SEZNAM PŘÍLOH

OBĚŽNÝ REGÁLOVÝ ZÁSOBNÍK	0-1TOB/00
POHON	1-1TOB/01
TAŽNÉ KOLO	3-1TOB/02
PASTOREK	3-1TOB/03
KOLO	3-1TOB/04
HŘÍDEL	3-1TOB/05
VÍČKO	4-1TOB/06
SEZNAM POLOŽEK	4-1TOB/07