



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

POHÁNĚNÁ VÁLEČKOVÁ DRÁHA

DRIVEN ROLLER CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

DAVID STRAKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): David Straka

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:

Poháněná válečková dráha

v anglickém jazyce:

Driven roller conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte poháněnou válečkovou dráhu pro přepravu materiálu v rámci přepravy ve skladu.

Technické parametry:

- délka dráhy 25 m
- přodorysný rozměr dopravovaného předmětu 400x300x300
- materiál přepravky kartonový papír
- celková hmotnost přepravky a materiálu 50kg

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

- funkční výpočet válečkové dráhy,
- určení hlavních rozměrů tratě,
- pevnostní výpočet funkčních částí dopravníku dle pokynů vedoucího práce,
- návrh a kontrolu rámu tratě.

Nakreslete:

- sestavný výkres dráhy,
- sestavný výkres sekce dráhy,
- detailní výkresy jednotlivých částí dle pokynů vedoucího práce.

Seznam odborné literatury:

Gajdůšek, J.; Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků, skripta ČVUT Praha, 1983

Klimeš, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 6.2.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem horizontální poháněné válečkové dráhy pro skladovou přepravu kartonových krabic. Dráha je uvažována jako neakumulační. Cílem práce je funkční výpočet dráhy, určení hlavních rozměrů tratě, pevnostní výpočet funkčních částí dopravníku, návrh a kontrola rámu tratě. Součástí práce je výkresová dokumentace výkresu dráhy, sekce dráhy, poháněného válečku a jeho sestavy, detailní výkres pláště a osy poháněného válečku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Poháněná horizontální válečková dráha pro skladovou dopravu, válečková trať, řetězový převod, návrh pohonu, kartonová krabice, pevnostní kontrola, kontrola rámu, poháněný váleček.

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with a structural draft of horizontal powered roller track for stock transportation of carton boxes. The trajectory is thought as non accumulative. The focus of this study is functional computation of the trajectory, determining of main track dimensions, strength computation of operational conveyer parts, draft and examination of track frame. This study includes draft documentaion of: track draft, sections of track draft, powered roller and its build, comprehensive tracing of the powered rollers coating and axis.

KEYWORDS

Driven horizontal roller conveyor for warehouse transport, roller conveyor, chain transfer, draft power, cardboard boxes, strength calculation, strength control frame, driven roller.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STRAKA, D. *Poháněná válečková dráha*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2014

.....

David Straka



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za vstřícný přístup a odborné rady při zpracování této práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkoval své rodině za podporu během mého dosavadního studia.



OBSAH

Úvod	12
1 Základní parametry tratě.....	13
1.1 Délka válečkové dráhy.....	13
1.2 Rozdělení tratě	13
1.3 Šířka tratě.....	13
1.4 Výška dráhy	14
1.5 Rozteč válečků	14
2 Funkční hodnoty tratě.....	15
2.1 Dopravní rychlost	15
2.2 Dopravní výkon	15
2.3 Počet dopravovaných předmětů.....	15
2.4 Celkový počet válečků na trati.....	16
2.5 Počet válečků na jednom úseku trati.....	16
2.6 Počet válečků pod jedním předmětem	16
2.7 Zatížení jednoho válečku	17
2.8 Počet poháněných válečků pod jedním předmětem.....	17
3 Odpor působící na váleček	18
3.1 Odporová síla.....	18
3.1.1 Odpor vzniklý vlastní tíhou předmětu.....	18
3.1.2 Odpor valivého tření na obvodu válečku a valivého tření ložiska	18
3.1.3 Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností na obvodu válečku.....	18
3.1.4 Celková odporová síla jednoho válečku.....	19
3.2 Přenos pohybu z válečku na předmět	19
3.3 Řetězový převod	19
3.3.1 Účinnost řetězového převodu.....	19
3.3.2 Celková účinnost mechanického převodu	20
3.4 Potřebný výkon	20
3.4.1 Výkon motoru potřebný pro rovnoměrný pohyb předmětu	20
3.4.2 Dodatkový výkon	21
3.4.3 Celkový potřebný výkon pro pohon jednoho úseku tratě.....	21
4 Válečky.....	22
4.1 Poháněný váleček	22
4.2 Volný váleček	22
5 Návrh pohonné jednotky	23
5.1 Volba pohonu.....	23



5.1.1	Motor.....	23
5.1.2	Převodovka.....	23
5.2	Kontrola navrženého pohonu	23
5.2.1	Převodový poměr	24
5.2.2	Výpočet doby smýkání přepravovaného předmětu.....	24
5.2.3	Moment setrvačnosti válečku.....	24
5.2.4	Úhlové zrychlení válečku.....	25
5.2.5	Výpočet třecího momentu	25
5.2.6	Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot.....	25
5.2.7	Moment zrychlujících sil rotujících hmot.....	26
5.2.8	Moment od stálých odporů	26
5.2.9	Moment na hřídeli při rozběhu motoru	26
5.2.10	Rozběhový moment motoru.....	27
6	Návrh řetězového převodu	28
6.1	Otáčky válečku	28
6.2	Převodové číslo	28
6.3	Počet zubů hnacího řetězového kola	28
7	Návrh řetězu.....	29
7.1	Pevnostní kontrola řetězu	29
7.1.1	Rychlost řetězu.....	29
7.1.2	Obvodová síla působící na řetěz	30
7.1.3	Tahová složka od odstředivé síly	30
7.1.4	Celková tahová síla působící v řetězu.....	30
7.2	Bezpečnost proti přetržení při statickém namáhání	30
7.3	Bezpečnost proti přetržení při dynamickém namáhání	31
7.4	Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu.....	31
7.5	Dovolený tlak	31
7.6	Délka řetězu hnací smyčky.....	32
7.6.1	Počet článků řetězu hnací smyčky	33
7.7	Počet článků řetězu hnací smyčky.....	33
7.7.1	Převodový poměr	33
8	Pevnostní kontrola válečku	34
8.1	Pevnostní kontrola pláště válečku	34
8.1.1	Zatížení pláště válečku od přepravovaného předmětu	34
8.1.2	Výpočet reakcí v podpěrách.....	34
8.1.3	Maximální ohybové napětí působící na plášť válečku	35



8.1.4	Průřezový modul v ohybu pláště válečku.....	35
8.1.5	Ohybové napětí v plášti válečku.....	35
8.1.6	Maximální krutové napětí působící na plášť válečku	36
8.1.7	Průřezový modul v krutu pláště válečku	36
8.1.8	Napětí v krutu pláště válečku	36
8.1.9	Redukované napětí působící v plášti válečku.....	37
8.1.10	Kontrola pláště válečku	37
8.2	Pevnostní kontrola osy válečku	37
8.2.1	Síla působící na ložisko	37
8.2.2	Výpočet reakcí v ložiskách.....	38
8.2.3	Maximální ohybové napětí působící osy válečku.....	39
8.2.4	Průřezový modul v ohybu osy válečku	39
8.2.5	Ohybové napětí v ose válečku	39
8.2.6	Kontrola osy válečku	40
8.2.7	Kontrola základní dynamické únosnosti ložiska	40
9	Návrh nosné konstrukce válečkové dráhy	41
9.1	Kontrola bočnice tratě.....	41
9.1.1	Síla zatěžující bočnici	42
9.1.2	Výpočet reakcí ve stojinách bočnic	42
9.1.3	Maximální ohybový moment působící v bočnicích	43
9.1.4	Modul průřezu v ohybu bočnice.....	43
9.1.5	Ohybové napětí v bočnici	44
9.1.6	Kontrola bočnice tratě	44
9.1.7	Modul průřezu v ohybu bočnice.....	44
9.2	Kontrola stojin tartě	44
9.2.1	Poloměr setrvačnosti průřezu prutu	44
9.2.2	Redukovaná délka.....	45
9.2.3	Štíhlost prutu	45
9.2.4	Maximální napětí ve stojině	45
9.2.5	Bezpečnost stojiny	46
	Závěr.....	47
	Seznam použitých zdrojů.....	48
	Seznam použitých zkratk a symbolů	51
	Seznam příloh.....	55



ÚVOD

Válečkové tratě jsou dopravní zařízení, sloužící pro přepravu a skladování kusového materiálu. Pro přepravu je využívána soustava válečků různých tvarů (válcové, kuželové, kladničkové, kotoučové). Delší válečkové tratě se většinou rozdělují na jednotlivé kratší sekce. Do sekcí lze připojit třídící zařízení, uzly, zdviže, otočné sekce. Válečkové dráhy mohou být zcela automatizovány nebo centrálně řízeny.

Pohyb předmětu může být realizován jako gravitační, kdy předmět využívá pro přepravu vlastní tíhy. Tyto tratě jsou nazývány nepoháněné válečkové tratě. V případě, kdy je pohyb přepravovaného předmětu vyvolán pohonnou jednotkou mluvíme o poháněné válečkové dráze. Pohon může být řešen tak, že každý váleček má vlastní zabudovaný elektromotor nebo centrálním elektromotorem, ze kterého je dále rozváděn řetězovým nebo řemenovým převodem.



Obr.01 Válečková dráha [6]



1. ZÁKLADNÍ PARAMETRY TRATĚ

Základní parametry tratě jsou stanoveny především zadáním práce, která určuje základní rozměry navrhované válečkové dráhy.

1.1 DÉLKA VÁLEČKOVÉ DRÁHY

Dle zadání je celková délka stanovena $L_c = 25 \text{ m}$

1.2 ROZDĚLENÍ TRATĚ

Jelikož se jedná o dlouhou přímou trať, je z důvodů snazší manipulace a montáže třeba rozdělení dráhy na několik úseků U_c . Délka jednoho úseku $L_u = 2,5 \text{ m}$

$$U_c = \frac{L_c}{L_u} \quad (1.1)$$

$$U_c = \frac{25}{2,5}$$

$$U_c = 10$$

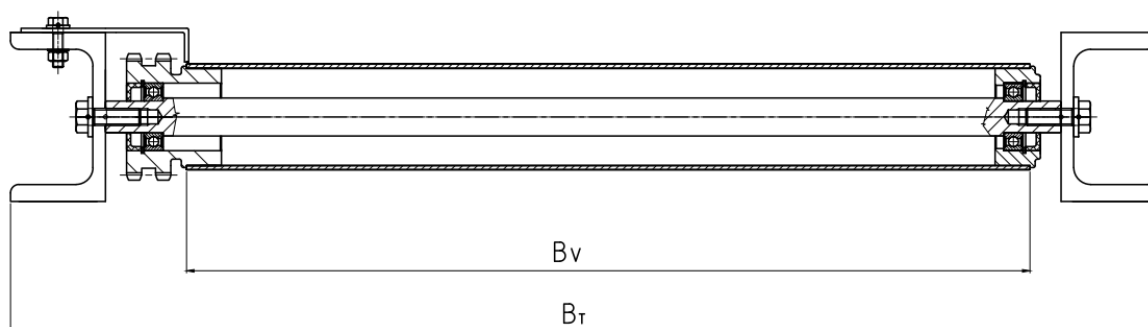
1.3 ŠÍŘKA TRATĚ

Literatura [1] uvádí, že aktivní šířka dráhy je rovna aktivní šířce válečku. Výpočet uvažuje maximální šířku dopravovaného předmětu b jako 80% aktivní šířky válečku. Celková šířka tratě B_T je dle následujících konstrukčních řešení rovna 543 mm.

$$B_V = \frac{b}{0,8} \quad (1.2)$$

$$B_V = \frac{300}{0,8} = 375$$

$$B_V = 400 \text{ mm}$$



Obr.02 Hlavní rozměry válečkové dráhy



1.4 VÝŠKA DRÁHY

Volena pracovní výška tratě $H = 450\text{mm}$, z důvodu snadné obsluhy a kontroly přepravovaného materiálu.

1.5 ROZTEČ VÁLEČKŮ

Dle literatury [1] je volen počet válečků tak, aby předmět spočíval vždy nejméně na dvou válečcích. Rozteč válečků je volena $t_v = 100\text{mm}$.



2. FUNKČNÍ HODNOTY TRATĚ

2.1 DOPRAVNÍ RYCHLOST

Dopravní výkon tratě není zadán. Bude tedy zvolena dopravní rychlost, na jejímž základě bude stanoven dopravní výkon. Je volena rychlost přepravovaného předmětu $v_p = 0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

2.2 DOPRAVNÍ VÝKON

Čas pro přepravu předmětu o délku jeho podstavy vypočteme z obecného vztahu.

$$t_1 = \frac{L_p}{v_p} \quad (2.1)$$

$$t_1 = \frac{0,4}{0,4} = 1$$

$$t_1 = 1 \text{ s}$$

Bude-li prodleva mezi krabicemi $t_2 = 1$ sekund, dostaneme maximální dopravní výkon tratě N ze vztahu

$$N = \frac{3600}{(t_1 + t_2)} \quad (2.2)$$

$$N = \frac{3600}{(1+1)}$$

$$N = 1800 \text{ ks} \cdot \text{hod}^{-1}$$

2.3 POČET DOPRAVOVANÝCH PŘEDMĚTŮ

Celkový počet dopravovaných předmětů na trati stanovíme dle lit. [2]

$$N_c = \frac{N \cdot L_c}{v_p \cdot 3600} \quad (2.3)$$

$$N_c = \frac{1800 \cdot 25}{0,4 \cdot 3600} = 31,25 \text{ ks}$$

$$N_c = 32 \text{ ks}$$



Počet předmětů na jednom úseku trati bude tedy roven :

$$N_u = \frac{N_c}{U_c} \quad (2.4)$$

$$N_u = \frac{32}{10}$$

$$N_u = 3,2 \text{ ks}$$

2.4 CELKOVÝ POČET VÁLEČKŮ NA TRATI

Na základě zadaného celkového úseku L_c a rozteče válečků t_v , stanovíme celkový počet válečků na celé dráze k_c .

$$k_c = \frac{L_c}{t_v} \quad (2.5)$$

$$k_c = \frac{25}{0,10} = 250$$

$$k_c = 250 \text{ ks}$$

2.5 POČET VÁLEČKŮ NA JEDNOM ÚSEKU TRATĚ

Počet válečků na jednom úseku stanovíme z celkového počtu válečků na trati k_c a počtu úseků U_c .

$$k_u = \frac{k_c}{U_c} \quad (2.6)$$

$$k_u = \frac{250}{10}$$

$$k_u = 25 \text{ ks}$$

2.6 POČET VÁLEČKŮ POD JEDNÍM PŘEDMĚTEM

Dle zvolené rozteče válečků t_v a délky předmětu L_p vypočteme celkový počet válečků pod předmětem k_1 .

$$k_1 = \frac{L_p}{t_v} \quad (2.7)$$



$$k_1 = \frac{400}{100} = 4$$

$$k_1 = 4 \text{ ks}$$

2.7 ZATÍŽENÍ JEDNOHO VÁLEČKU

Předpokládáme rovnoměrné rozložení zatížení od přepravovaného předmětu. Pak zatížení jednoho válečku q_v určíme jako podíl hmotnosti předmětu m_p a počtu válečků pod předmětem k_1

$$q_v = \frac{m_p}{k_1} \quad (2.8)$$

$$q_v = \frac{50}{4} = 12,50$$

$$q_v = 12,50 \text{ kg}$$

2.8 POČET POHÁNĚNÝCH VÁLEČKŮ POD JEDNÍM PŘEDMĚTEM

Dle zdroje [2] stanovíme počet poháněných válečků k_p z celkového počtu válečků pod předmětem k_1 .

$$k_p \geq k_1 \cdot \frac{\frac{e}{R_v} + 0,005 + \left(1 + \frac{m_v}{q_v}\right) \cdot \frac{f_\xi \cdot r_\xi}{R_v}}{f + \frac{e}{R_v} + 0,005 + \left(1 + \frac{m_v}{q_v}\right) \cdot \frac{f_\xi \cdot r_\xi}{R_v}} \quad (2.9)$$

$$k_p \geq 4 \cdot \frac{\frac{0,002}{0,025} + 0,005 + \left(1 + \frac{3}{12,5}\right) \cdot \frac{0,02 \cdot 0,0075}{0,025}}{0,55 + \frac{0,002}{0,025} + 0,005 + \left(1 + \frac{3}{12,5}\right) \cdot \frac{0,02 \cdot 0,0075}{0,025}} = 0,069$$

$$k_p = 2 \text{ ks}$$

Pro plynulý chod předmětu volíme pohon každého třetího válečku. Pak počet hnaných válečků pod jedním předmětem je 2ks.

kde:

- e [m] rameno valivého tření
- f_ξ [-] součinitel čepového tření
- r_ξ [m] poloměr čepů osy pod ložiskem
- R_v [m] poloměr pláště válečku
- m_v [kg] hmotnost rotujících částí válečku



3. ODPORY PŮSOBÍCÍ NA VÁLEČEK

3.1 ODPOROVÁ SÍLA

Proti pohybu předmětu a otáčení válečků působí odporová síla W , která se skládá z níže uvedených odporů.

3.1.1 ODPOR VZNIKLÝ VLASTNÍ TÍHOU PŘEDMĚTU

Síla potřebná k zvedání, případně spouštění předmětů. Znaménko + pro směr dopravy vzhůru, - znaménko pro směr dopravy dolů.

$$W_1 = \pm q_v \cdot g \cdot \sin\beta \quad (3.1)$$

$$W_1 = \pm 12,5 \cdot 9,81 \cdot (\sin 0^\circ)$$

$$W_1 = 0 \text{ N}$$

3.1.2 ODPOR VALIVÉHO TŘENÍ NA OBVODU VÁLEČKU A VALIVÉHO TŘENÍ LOŽISKA

Složka statického odporu tření valivého na obvodu válečku poloměru R_v .

$$W_2 = q_v \cdot g \cdot (\cos\beta) \cdot \left(\frac{e + f_\xi \cdot r_\xi}{R_v} \right) + m_v \cdot g \cdot \frac{f_\xi \cdot r_\xi}{R_v} \quad (3.2)$$

$$W_2 = 12,5 \cdot 9,81 \cdot (\cos 0) \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,0015 \cdot 0,0075}{0,025} \right) + 1,75 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0015 \cdot 0,0075}{0,025} = 6,67$$

$$W_2 = 6,67 \text{ N}$$

3.1.3 ODPOR VLIVEM VÝROBNÍCH A MONTÁŽNÍCH NEPŘESNOSTÍ NA OBVODU VÁLEČKU

Tento odpor se nedá přesně matematicky vyjádřit a stanoví se jako 0,5% normálového zatížení válečku.

$$W_3 = 0,005 \cdot q_v \cdot g \cdot (\cos\beta) \quad (3.3)$$

$$W_3 = 0,005 \cdot 12,5 \cdot 9,81 \cdot (\cos 0^\circ) = 0,61$$

$$W_3 = 1 \text{ N}$$



3.1.4 CELKOVÁ ODPOROVÁ SÍLA JEDNOHO VÁLEČKU

Celková odporová síla W je rovna součtu odporu od vlastní tíhy předmětu W_1 , odporu od valivého tření a valivého tření ložiska W_2 a odporu vlivem výrobních nepřesností W_3 .

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \quad (3.4)$$

$$W = 0 + 6,67 + 1$$

$$W = 7,67 \text{ N}$$

3.2 PŘENOS POHYBU Z VÁLEČKU NA PŘEDMĚT

Dle lit [5], je síla přenášena smykovým třením z povrchu válečku na poháněný předmět rovna součinu gravitačního zrychlení g , zátěži na jeden váleček q_v , počtu poháněných válečků pod jedním předmětem k_p a součiniteli tření μ ze zdroje [4].

$$F_s = g \cdot q_v \cdot k_p \cdot \mu \quad (3.5)$$

$$F_s = 9,81 \cdot 12,5 \cdot 2 \cdot 0,55$$

$$F_s = 134,75 \text{ N}$$

Tato síla musí být větší nebo rovna celkovému odporu otáčení válečků proti pohybu dopravovaných předmětů ze vzorce (4.4)

$$F_s \geq W$$

$$134,75 \geq 7,67$$

3.3 RETĚZOVÝ PŘEVOD

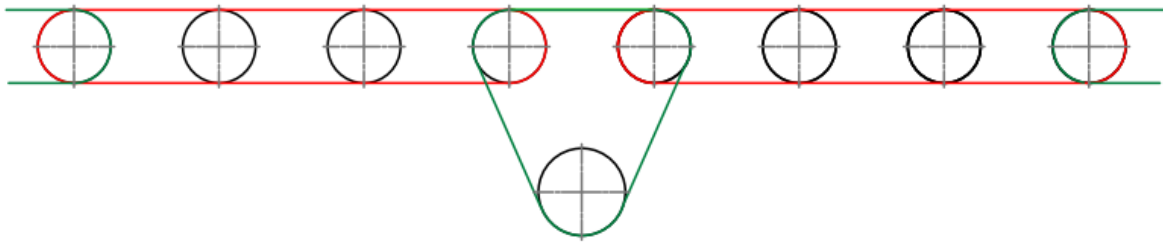
3.3.1 ÚČINNOST ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Pro pohon válečkové dráhy je volen řetězový převod, z důvodu jeho vysoké účinnosti, vysoké životnosti, spolehlivosti. Jestliže bude na každé sekci tratě celkem $s = 9$ řetězových smyček, pak bude účinnost řetězového převodu $\eta_{\text{ře}}$ rovna.

$$\eta_{\text{ře}} = 0,98^s \quad (3.6)$$

$$\eta_{\text{ře}} = 0,98^9$$

$$\eta_{\text{ře}} = 0,83$$



Obr. 03 Návrh řetězové smyčky

3.3.2 CELKOVÁ ÚČINNOST MECHANICKÉHO PŘEVODU

Celková účinnost mechanického převodu je dána jako součin účinnosti šnekové převodovky a $\eta_{šp} = 0,90$ a účinnosti řetězového převodu $\eta_{ře}$.

$$\eta_{celk} = \eta_{šp} \cdot \eta_{ře} \quad (3.7)$$

$$\eta_{celk} = 0,83 \cdot 0,90$$

$$\eta_{celk} = 0,74$$

3.4 POTŘEBNÝ VÝKON

3.4.1 VÝKON MOTORU POTŘEBNÝ PRO ROVNOMĚRNÝ POHYB PŘEDMĚTU

Jeden elektromotor bude pohánět dva úseky tratě, každý o délce 2,5m. Na celé trati bude tedy celkem pět elektromotorů.

$$P_1 = \left\{ N_{2u} \cdot k_1 \cdot q_v \cdot g \cdot \left(\pm \sin\beta + \cos\beta \cdot \left(\frac{e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R_v} + 0,005 \right) \right) + m_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R_v} \right\} \cdot \frac{v}{1000 \cdot \eta} \quad (3.8)$$

$$P_1 = \left\{ 6,25 \cdot 4 \cdot 12,5 \cdot 9,81 \cdot \left(\sin 0 + \cos 0 \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,0015 \cdot 0,0075}{0,025} + 0,005 \right) \right) + 1,75 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0015 \cdot 0,0075}{0,025} \cdot 50 \right\} \cdot \frac{0,4}{1000 \cdot 0,74}$$

$$P_1 = 0,088 \text{ kW}$$



3.4.2 DODATKOVÝ VÝKON

Jestliže dochází k násilnému zastavování předmětů, je nutné zvýšit výkon motoru k překonání tření mezi stojícími předměty a rotujícími válečky. Dodatkový výkon stanovíme dle lit. [5]. Jestliže dojde k zastavení více než jednoho předmětu, elektromotor se odpojí z důvodu předejítí přetížení.

$$P_d = 1 \cdot g \cdot q_v \cdot k_p \cdot \mu \cdot \frac{v_p}{1000 \cdot \eta} \quad (3.9)$$

$$P_d = 1 \cdot 9,81 \cdot 12,5 \cdot 2 \cdot 0,55 \cdot \frac{0,4}{1000 \cdot 0,74}$$

$$P_d = 0,073 \text{ kW}$$

3.4.3 CELKOVÝ POTŘEBNÝ VÝKON PRO POHON JEDNOHO ÚSEKU TRATĚ

Celkový výkon motoru je dán součtem výkonu pro rovnoměrnou přepravu předmětu P_{teor} a dodatkovému výkonu P_d .

$$P_{celk} = P_1 + P_d \quad (3.10)$$

$$P_{celk} = 0,088 + 0,073 = 0,162$$

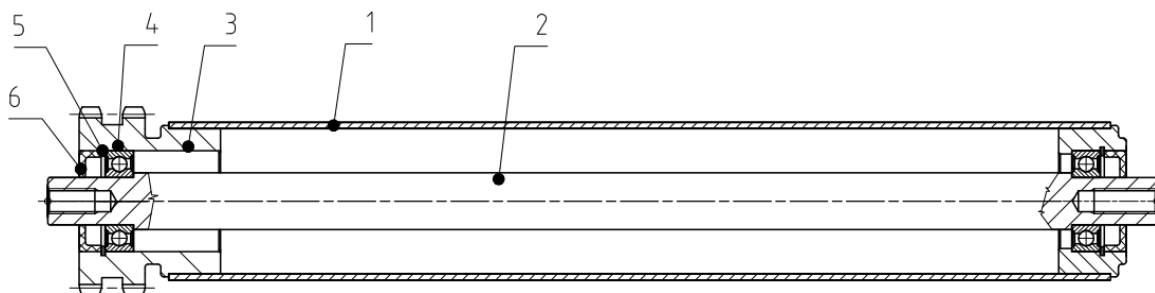
$$P_{celk} = 0,162 \text{ kW}$$



4. VÁLEČKY

4.1 POHÁNĚNÝ VÁLEČEK

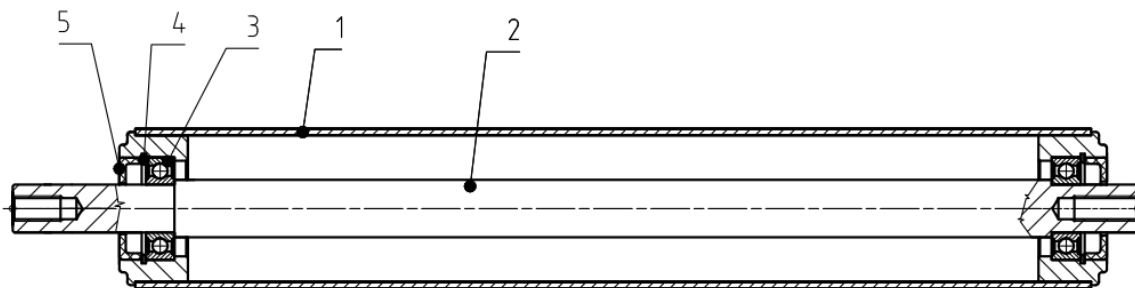
Poháněný váleček je ocelový, pozinkovaný o průměru pláště (1) $D_v = 50\text{mm}$, tloušťkou stěny $s_v = 2\text{mm}$ a délce pláště 400mm [16]. S dvojitým ozubeným kolečkem (3) $1/2'' \times 5/16''$, se 14 zuby, dle volby jako pevný pohon s vlisovaným uložením nebo svařeno. Ložisko (4) je voleno od firmy SKF 6002 RSL [15]. Ložisko je kryto ochranným krytem (6). Poloha pláště je axiálně zajištěna pojistnými kroužky (5). Pevně uložená osa válečku (2) o poloměru $r_o = 15\text{mm}$ je k trati uchycena pomocí šroubů M8x25.



Obr. 04 Poháněný váleček; (1-plášť válečku, 2-osa válečku, 3-ozubené kolo, 4-ložisko, 5-pojistný kroužek, 6-kryt)

4.2 VOLNÝ VÁLEČEK

Volný váleček je tvořen z ocelového, pozinkovaného pláště (1) průměru $D_v = 50\text{mm}$, tloušťkou stěny $s_v = 2\text{mm}$ a délce pláště 400mm [16]. Ložiska (3) volíme od firmy SKF 6002 RSL [17]. Ložisko je kryto ochranným plastovým krytem (5). Poloha pláště je axiálně zajištěna pojistnými kroužky (4). Pevně uložená osa válečku (2) o průměru $r_o = 15\text{mm}$ je k trati uchycena pomocí šroubů M8x25.



Obr. 05 Volný váleček; (1-plášť válečku, 2-osa válečku, 3-ložisko, 4-pojistný kroužek, 5-kryt)



5. NÁVRH POHONNÉ JEDNOTKY

5.1 VOLBA POHONU

5.1.1 MOTOR

Jako pohonná jednotka pro pohon dvou úseků válečkové dráhy je volen asynchronní motor značky Siemens řady 1LA7 s kotvou nakrátko ze zdroje [7]. Označení motoru je 1LA7 0843-6AA, 6-pól, 50 Hz. Motor je v hliníkové kostře se svorkovnicí nahoře a krytím IP55, tedy motor zavřený, izolační systém třídy F s těmito parametry:

Výkon motoru	$P_m = 0,55 \text{ kW}$
Otáčky motoru	$n_m = 910 \text{ min}^{-1}$
Poměrný záběrný moment	$\frac{M_z}{M_n} = 2,1$
Hmotnost motoru	$m_{\text{mot}} = 9,4 \text{ kg}$

5.1.2 PŘEVODOVKA

Převodová skřín je zvolna od firmy PSP Pohony. Jedná se o kuželočení násuvnou elektropřevodovku s označením E BOX K31 N ze zdroje [8]. Tato převodovka se vyznačuje vysokou účinností až 95%. Parametry převodové skříně jsou :

Výstupní otáčky	$n_p = 116,4 \text{ min}^{-1}$
Převodový poměr převodovky	$i_p = 12,5$
Výstupní kroutící moment	$M_p = 45,1 \text{ N.m}$
Hmotnost převodovky	$m_{\text{převod}} = 33 \text{ kg}$

5.2 KONTROLA NAVRŽENÉHO POHONU

Navržený pohon je třeba zkontrolovat zda splňuje podmínku rozběhu motoru, tedy jestli je schopen uvést do pohybu přepravovaný materiál. Navržený pohon musí splňovat podmínku, že moment na hřídeli M_{HM} musí být větší než rozběhový moment M_{ROZ} , tedy musí platit $M_{HM} > M_{ROZ}$



5.2.1 PŘEVODOVÝ POMĚR

Převodový poměr i_v stanovíme podílem otáček motoru n_m a otáček válečku n_v .

$$i_v = \frac{n_m}{n_v} = \frac{\pi \cdot D_v \cdot n_m}{60 \cdot v_p} \quad (5.1)$$

$$i_v = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 910}{60 \cdot 0,4}$$

$$i_v = 5,95$$

5.2.2 VÝPOČET DOBY SMÝKÁNÍ PŘEPRAVOVANÉHO PŘEDMĚTU

Doba, za kterou přepravovaný předmět dosáhne požadované rychlosti, se stanoví dle vztahu:

$$t_s = \frac{v_p}{\frac{k_p}{k_l} \cdot g \cdot \left[\cos\beta \cdot \left(\mu - \frac{2 \cdot e}{2 \cdot R_v} \right) - \frac{k_p}{k_l} \cdot \sin\beta \right]} \quad (5.2)$$

$$t_s = \frac{0,4}{\frac{2}{4} \cdot 9,81 \cdot \left[\cos 0^\circ \cdot \left(0,55 - \frac{2 \cdot 0,0012}{2 \cdot 0,025} \right) - \frac{2}{4} \cdot \sin 0^\circ \right]}$$

$$t_s = 0,162s$$

5.2.3 MOMENT SETRVAČNOSTI VÁLEČKU

Výpočet je proveden podle obecného vzorce pro výpočet momentu setrvačnosti těnkostěnného rotačního válce, kde r_v je středový poloměr válečku a s je tloušťka stěny válce.

$$J = m_v \cdot r_v^2 = m_v \cdot \left(R_v - \frac{s}{2} \right)^2 \quad (5.3)$$

$$J = 1,75 \cdot \left(0,025 - \frac{0,002}{2} \right)^2$$

$$J = 0,001 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$



5.2.4 ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ VÁLEČKU

Pomocí známých hodnot rychlosti předmětu, tedy obvodové rychlosti válečku v_p , průměru válečku D_v a doby smýkání předmětu t_s stanovíme úhlové zrychlení válečku ε .

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot v_p}{t_s \cdot D_v} \quad (5.4)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,4}{0,162 \cdot 0,05}$$

$$\varepsilon = 98,76 \text{ s}^{-2}$$

5.2.5 VÝPOČET TŘECÍHO MOMENTU

Vyjadřuje velikost třecího momentu M_t , který je přímo úměrný hmotnosti připadající na jeden váleček q_v prepravovaného na k_p poháněných válečcích, celkovému počtu předmětů spočívajících na dvou úsecích tratě N_{2u} , součiniteli smykového tření μ , poloměru válečku R_v a nepřímo úměrný součinu výsledného převodového poměru i_v a celkové účinnosti převodu η_c .

$$M_t = N_{2u} \cdot k_p \cdot q_v \cdot g \cdot \cos\beta \cdot \mu \cdot \frac{R_v}{i_v \cdot \eta_c} \quad (5.5)$$

$$M_t = 6,25 \cdot 2 \cdot 12,5 \cdot \cos 0 \cdot 9,81 \cdot 0,55 \cdot \frac{0,025}{5,95 \cdot 0,74}$$

$$M_t = 4,68 \text{ N.m}$$

5.2.6 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL PŘÍMOČAŘE SE POHYBUJÍCÍCH HMOT

Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot je vypočten dle vztahu z [3].

$$M_{zp} = N_{2u} \cdot m_p \cdot \frac{v_p \cdot R_v}{t_s \cdot i_v \cdot \eta} \quad (5.6)$$

$$M_{zp} = 6,25 \cdot 50 \cdot \frac{0,4 \cdot 0,025}{0,162 \cdot 5,95 \cdot 0,74}$$

$$M_{zp} = 4,28 \text{ N.m}$$



5.2.7 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT

Moment zrychlujících sil rotujících hmot je vypočten podle vztahu z lit [3].

$$M_{zr} = k_{2p} \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_v \cdot \eta} \quad (5.7)$$

$$M_{zr} = 16 \cdot 0,001 \cdot 98,76 \cdot \frac{1}{5,95 \cdot 0,74}$$

$$M_{zr} = 0,35 \text{ N.m}$$

5.2.8 MOMENT OD STÁLÝCH ODPORŮ

Moment od stálých odporů M_o je definován vztahem :

$$M_o = \frac{60 \cdot P_{celk}}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad (5.8)$$

$$M_o = \frac{60 \cdot 162}{2 \cdot \pi \cdot 910}$$

$$M_o = 1,69 \text{ N.m}$$

5.2.9 MOMENT NA HŘÍDELI PŘI ROZBĚHU MOTORU

Je vypočítán podle lit [3], kde $\frac{M_z}{M_n}$ je poměrný záběrný moment při přímém spouštění motoru z lit [7]. P_m je výkon motoru a ω_m je úhlová rychlost hřídele motoru.

$$M_{HM} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_m}{\omega_m} \quad (5.9)$$

$$M_{HM} = 2,1 \cdot \frac{550 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 910}$$

$$M_{HM} = 12,69 \text{ N.m}$$



5.2.10 ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU

Rozběhový moment motoru M_{ROZ} je dán jako součet jednotlivých složek odporů působících proti rozběhu motoru.

$$M_{ROZ} = M_t + M_{zp} + M_{zt} + M_o \quad (5.10)$$

$$M_{ROZ} = 4,68 + 4,28 + 0,35 + 1,68$$

$$M_{ROZ} = 10,99 \text{ N.m}$$

$$M_{HM} > M_{ROZ}$$

$$12,69 \text{ N.m} > 10,99 \text{ N.m}$$

Vybraný pohon vyhovuje požadavkům pro rozběh.



6. NÁVRH ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Pro přenos kroutícího momentu z převodovky na hnané válečky je použit řetězový převod pro svoji spolehlivost, odolnost vůči vnějším podmínkám, účinnost a stálost chodu.

6.1 OTÁČKY VÁLEČKU

Otáčky válečku n_v stanovíme z obecného vzorce pro obvodovou rychlost pro považovanou obvodovou rychlost válečku v_p .

$$n_v = \frac{v_p}{\pi \cdot D_v} \quad (6.1)$$

$$n_v = \frac{0,4}{\pi \cdot 0,05}$$

$$n_v = 2,55 \text{ s}^{-1}$$

$$n_v = 152,78 \text{ min}^{-1}$$

6.2 PŘEVODOVÉ ČÍSLO

Převodové číslo i je dáno jako poměr otáček převodovky n_p a otáček válečku n_v

$$i = \frac{n_p}{n_v} \quad (6.2)$$

$$i = \frac{116,4}{152,78}$$

$$i = 0,762$$

6.3 POČET ZUBŮ HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Dle zdroje [6] je počet zubů hnaného kola z_2 roven 14. Podle převodového poměru i stanovíme počet zubů hlacícího kola z_1 .

$$z_1 = \frac{z_2}{i} \quad (6.3)$$

$$z_1 = \frac{14}{0,762}$$

$$z_1 = 18,37$$

Volím počet zubů $z_1 = 18$. Dle zdroje [11] je roztečná kružnice hnacího kola $D_{p1} = 73,14 \text{ mm}$.



7. NÁVRH ŘETĚZU

Pro pohon je volen řetěz od firmy CHALLENGE s označením 08B-1 Simplex ze zdroje [9]

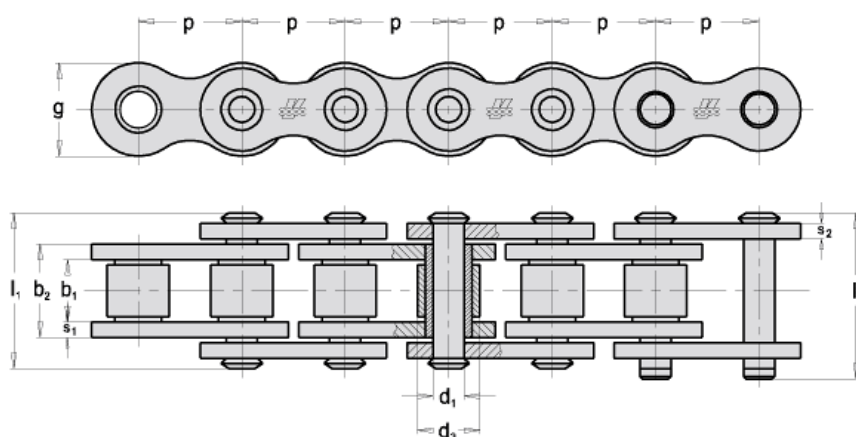
Parametry řetězu:

Rozteč $P_{\dot{\gamma}} = 12,7 \text{ mm}$

Síla při přetržení $F_{př} = 19,4 \text{ kN}$

Plocha kloubu $A_{\dot{R}} = 50 \text{ mm}^2$

Hmotnost 1 metru $m_{\dot{\gamma}} = 0,69 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$



Obr. 06 Jednořadý válečkový řetěz [9]

7.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

Kontrolu navrženého řetězového převodu provedeme dle lit [10]

7.1.1 RYCHOST ŘETĚZU

Rychlost řetězu $v_{\dot{\gamma}}$ stanovíme z průměru roztečné kružnice řetězového kola D_{p1} a otáček válečku n_v .

$$v_{\dot{\gamma}} = \pi \cdot D_{p1} \cdot n_v \quad (7.1)$$

$$v_{\dot{\gamma}} = \pi \cdot 0,073 \cdot 2,55$$

$$v_{\dot{\gamma}} = 0,59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$



7.1.2 OBVODOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŘETĚZ

Obvodovou sílu F_o vypočteme z přenášeného výkonu P a rychlosti řetězu v_f dle lit [10]

$$F_o = \frac{P}{v_f} \quad (7.2)$$

$$F_o = \frac{550}{0,59}$$

$$F_o = 938,68\text{N}$$

7.1.3 TAHOVÁ SLOŽKA OD Odstředivé síly

Tahovou složku od odstředivé síly F_{tah} vypočteme dle lit [10]

$$F_{\text{tah}} = m_f \cdot v_f^2 \quad (7.3)$$

$$F_{\text{tah}} = 0,69 \cdot 0,59^2$$

$$F_{\text{tah}} = 0,24\text{N}$$

7.1.4 CELKOVÁ TAHOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ V ŘETĚZU

Celková síla je rovna součtu obvodové síly F_o a tahové složky F_{tah} působící na řetěz.

$$F_C = F_o + F_{\text{ods}} \quad (7.4)$$

$$F_C = 938,68 + 0,24$$

$$F_C = 938,9\text{N}$$

7.2 BEZPEČNOST PROTI PŘETŽENÍ PŘI STATICKÉM NAMÁHÁNÍ

Součinitel statické bezpečnosti k_{stat} vypočteme dle lit[10] jako podíl síly potřebné k přetržení řetězu $F_{\text{př}}$ a celkové síly působící na řetěz F_C .

$$k_{\text{stat}} = \frac{F_{\text{př}}}{F_C} \geq 7 \quad (7.5)$$



$$k_{\text{stat}} = \frac{19400}{938,9} \geq 7$$

$$k_{\text{stat}} = 20,7 \geq 7$$

7.3 BEZPEČNOST PROTI PŘETŽENÍ PŘI DYNAMICKÉM NAMÁHÁNÍ

Součinitel dynamické bezpečnosti k_{dyn} vypočteme dle lit[10] jako podíl síly potřebné k přetržení řetězu $F_{\text{př}}$ a celkové síly působící na řetěz F_c navýšené o činitel rázů Y .

$$k_{\text{dyn}} = \frac{F_{\text{př}}}{F_c \cdot Y} \geq 5 \quad (7.6)$$

$$k_{\text{dyn}} = \frac{19400}{938,9 \cdot 2} \geq 5$$

$$k_{\text{dyn}} = 10,3 \geq 5$$

7.4 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU V KLOUBU ŘETĚZU

Výsledná síla F_c v řetězu přenáší v kloubu s kontaktní plochou $A_{\text{Ř}}$ čepu a pouzdra, na které působí měrný tlak p_k .

$$p_k = \frac{F_c}{A_{\text{Ř}}} \quad (7.7)$$

$$p_k = \frac{938,5}{120}$$

$$p_k = 7,8 \text{ MPa}$$

7.5 DOVOLENÝ TLAK

Dovolený tlak p_{DOV} vypočteme podle vztahu dle lit [10] jako součin směrného tlaku v kloubu p a činitele tření $\lambda = 0,80$. Podmínka měrného tlaku v kloubu rozhoduje o trvanlivosti řetězu.

$$p_{\text{DOV}} = p \cdot \lambda \quad (7.8)$$

$$p_{\text{DOV}} = 27,76 \cdot 0,8$$



$$p_{DOV} = 22,21 \text{ MPa}$$

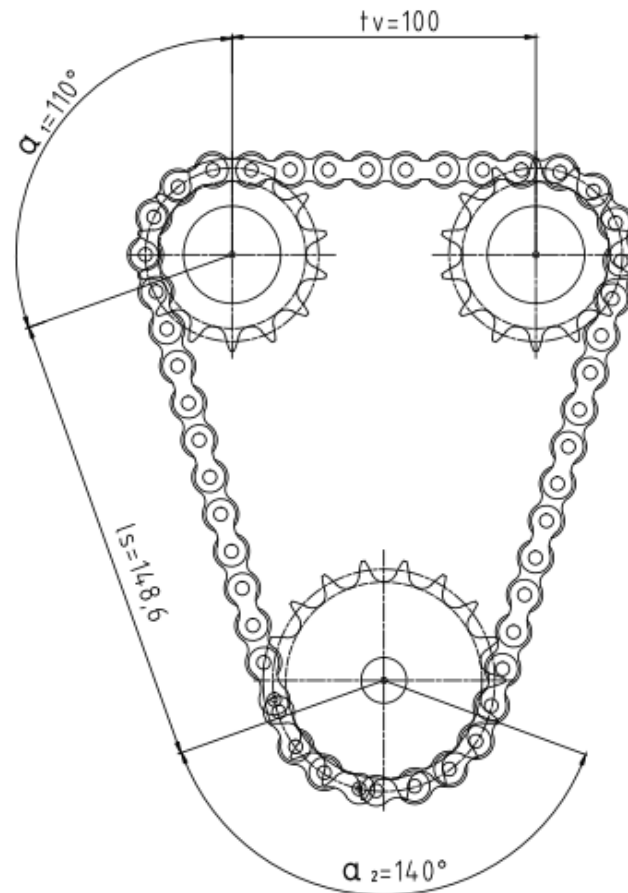
$$p_{DOV} \geq p_k$$

$$22,21 \geq 7,8$$

Zvolený řetěz z hlediska bezpečnosti vyhovuje všem požadavkům.

7.6 DÉLKA ŘETĚZU HNACÍ SMYČKY

Délka řetězu hnací smyčky L_1 se stanoví z jednotlivých úhlů opásání α_1 , α_2 , délky l_s a rozteče válečků t_v , roztečného průměru hnaného řetězového kola $D_{p2} = 48,56 \text{ mm}$ a roztečného průměru hnacího řetězového kola $D_{p1} = 73,14 \text{ mm}$.



Obr.07 Hnací smyčka

$$L_1 = 2 \cdot \left(\alpha_1 \cdot \frac{D_{p2} \cdot \pi}{360} \right) + \alpha_2 \cdot \frac{D_{p1} \cdot \pi}{360} + t_v + 2 \cdot l_s \quad (7.9)$$



$$L_1 = 2 \cdot \left(110 \cdot \frac{48,56 \cdot \pi}{360}\right) + 140 \cdot \frac{73,14 \cdot \pi}{360} + 100 + 2 \cdot 148,6$$

$$L_1 = 579,79 \text{ mm}$$

7.6.1 POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZU HNACÍ SMYČKY

$$X_1 = \frac{L_1}{P_{\check{r}}} \quad (7.10)$$

$$X_1 = \frac{579,79}{12,7} = 45,65$$

$$X_1 = 46$$

Počet článků hnací smyčky X_1 bude včetně spojovacího článku roven 46.

7.7 POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZU HNANÉ SMYČKY

Počet článků se stanoví z rozteče řetězu $P_{\check{r}}=12,7$ ze zdroje [10], rozteče válečků t_v , a roztečném průměru hnaného řetězového kola $D_{p2} = 48,56$ mm

$$X_2 = \frac{2 \cdot (3 \cdot t_v + \pi \cdot D_{p2})}{P_{\check{r}}} \quad (7.11)$$

$$X_2 = \frac{2 \cdot (3 \cdot 100) + \pi \cdot 48,56}{12,7} = 59,26$$

$$X_2 = 60 \text{ ks}$$

Celkový počet článků řetězu X_2 je včetně spojovacího článku roven 60.

7.7.1 DÉLKA ŘETĚZU HNANÉ SMYČKY

Délku řetězu L_2 stanovíme dle počtu článků řetězu X_2 a rozteče článků řetězu $P_{\check{r}}$.

$$L_2 = X_2 \cdot P_{\check{r}} \quad (7.12)$$

$$L_2 = 60 \cdot 12,7$$

$$L_2 = 762 \text{ mm}$$



8. PEVNOSTNÍ KONTROLA VÁLEČKU

8.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA PLÁŠTĚ VÁLEČKU

8.1.1 ZATÍŽENÍ PLÁŠTĚ VÁLEČKU OD PŘEPRAVOVANÉHO PŘEDMĚTU

Jestliže předmět spočívá v jeden okamžik na čtyřech válečcích je zatížení jednoho válečku určeno vztahem:

$$F_V = q_v \cdot g \quad (8.1)$$

$$F_V = 12,5 \cdot 9,81$$

$$F_V = 122,63 \text{ N}$$

8.1.2 VÝPOČET REAKCÍ V PODPĚRÁCH

Reakce v podpěrách F_A , F_B stanovíme z rovnic statické rovnováhy.

$$\sum F_x = 0 \quad (8.2)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow +F_A - F_V + F_B = 0 \quad (8.3)$$

$$\sum M_{O_{1,A}} = 0 \Rightarrow +F_A \cdot 0 - F_V \cdot \frac{B_V}{2} + F_B \cdot B_V = 0 \quad (8.4)$$

$$F_B = \frac{F_V}{2}$$

$$F_B = \frac{122,63}{2}$$

$$F_B = 61,32 \text{ N}$$

$$F_B = F_A$$



8.1.3 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA PLÁŠT VÁLEČKU

Maximální ohybový moment působící na plášť válečku je :

$$M_{o1max} = F_v \cdot \frac{B_v}{2} \quad (8.5)$$

$$M_{o1max} = 6 \cdot 32 \cdot \frac{0,4}{2}$$

$$M_{o1max} = 12,26 \text{ N.m}$$

8.1.4 PRŮŘEZOVÝ MODUL V OHYBU PLÁŠTĚ VÁLEČKU

Průřezový modul v ohybu pláště válečku W_{o1} vypočteme podle vztahu [12]. Ve kterém D_v je vnější průměr válečku a d_v vnitřní průměr válečku

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D_v^4 - d_v^4}{D_v} \right) \quad (8.6)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0,05^4 - 0,046^4}{0,05} \right)$$

$$W_{o1} = 3,48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

8.1.5 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V PLÁŠTI VÁLEČKU

Maximální ohybové napětí σ_{o1} působící plášti válečku vypočteme jako podíl maximálního ohybového momentu M_{o1max} a modulu průřezu v ohybu W_{o1} .

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1max}}{W_{o1}} \quad (8.7)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{12,26}{3,48 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o1} = 3,52 \text{ MPa}$$



8.1.6 MAXIMÁLNÍ KRUTOVÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA PLÁŠT VÁLEČKU

Maximální kroutící moment působící na plášť válečku je dán on zatížení řetězem F_C působící na ramenu válečku D_V :

$$M_{K1max} = F_C \cdot \frac{D_V}{2} \quad (8.8)$$

$$M_{K1max} = 939,9 \cdot \frac{0,05}{2}$$

$$M_{K1max} = 23,5 \text{ N.m}$$

8.1.7 PRŮŘEZOVÝ MODUL V KRUTU PLÁŠTĚ VÁLEČKU

Průřezový modul v ohybu pláště válečku W_{o1} vypočteme podle vztahu [12]. Ve kterém D_v je vnější průměr válečku a d_v vnitřní průměr válečku

$$W_{K1} = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D_v^4 - d_v^4}{D_v} \right) \quad (8.9)$$

$$W_{K1} = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{0,05^4 - 0,046^4}{0,05} \right)$$

$$W_{K1} = 6,96 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

8.1.8 NAPĚTÍ V KRUTU PLÁŠTĚ VÁLEČKU

Maximální ohybové napětí σ_{o1} působící plášti válečku vypočteme jako podíl maximálního ohybového momentu τ_{K1} a modulu průřezu v ohybu W_{o1} .

$$\tau_{K1} = \frac{M_{o1max}}{W_{o1}} \quad (8.10)$$

$$\tau_{K1} = \frac{23,5}{6,96 \cdot 10^{-6}}$$

$$\tau_{K1} = 4,67 \text{ MPa}$$



8.1.9 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ V PLÁŠTI VÁLEČKU

Redukované napětí vypočteme podle teorie HMM podle zdroje [12]

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2} \quad (8.11)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(3,52^2 + 3 \cdot 4,67^2)}$$

$$\sigma_{RED} = 8,82 \text{ MPa}$$

8.1.10 KONTROLA PLÁŠTĚ VÁLEČKU

Pro materiál pláště válečku S235T je hodnota $Re=230$ MPa. Kontrola k meznímu stavu pružnosti:

$$k_{k1} = \frac{Re}{\sigma_{RED}} \geq 1,5 \quad (8.12)$$

$$k_{k1} = \frac{230}{8,82} \geq 1,5$$

$$k_{k1} = 26,08 \geq 1,5$$

Plášť válečku z hlediska bezpečnosti vyhovuje

8.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA OSY VÁLEČKU

Osa válečku je nepohyblivě upevněna k rámu tratě

8.2.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO

$$F_L = \frac{F_v}{2} + F_o$$

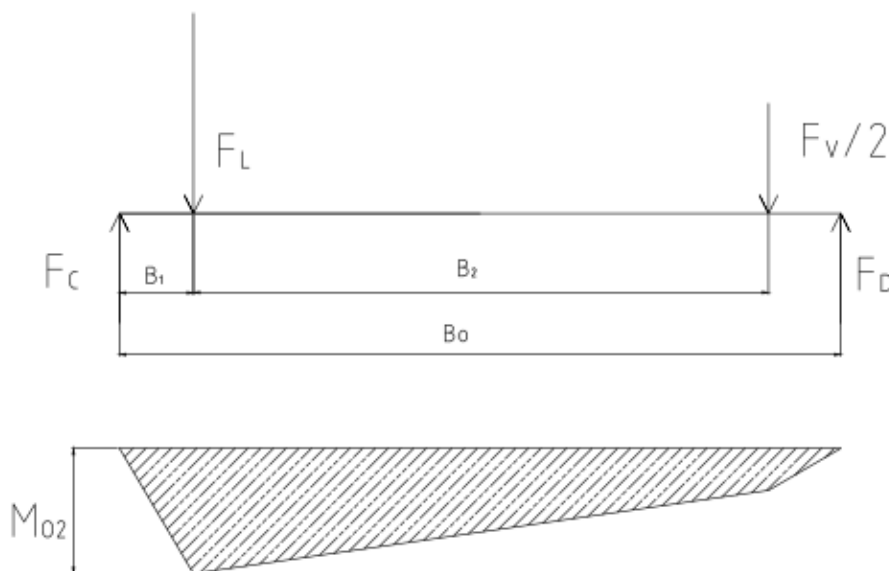
$$F_L = \frac{122,63}{2} + 938,68 \quad (8.13)$$

$$F_L = 1000 \text{ N}$$



8.2.2 VÝPOČET REAKCÍ V V LOŽISKÁCH

Reakce v ložiscích F_C , F_D stanovíme z rovnic statické rovnováhy. Délka osy $B_0 = 0,453\text{m}$, vzdálenost po první ložisko $B_1 = 0,023\text{m}$, rozteč mezi ložisky $B_2 = 0,408\text{m}$.



Obr.08 Průběh VVU osy válečku

$$\sum F_x = 0 \quad (8.14)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow +F_C - F_L - \frac{F_v}{2} + F_D = 0 \quad (8.15)$$

$$\sum M_{02,c} = 0 \Rightarrow +F_L \cdot B_1 + \frac{F_v}{2} \cdot (B_1 + B_2) - F_D \cdot B_0 = 0 \quad (8.16)$$

$$F_D = \frac{+F_L \cdot B_1 + \frac{F_v}{2} \cdot (B_1 + B_2)}{B_0}$$

$$F_D = \frac{1000 \cdot 0,023 + \frac{122,63}{2} \cdot (0,023 + 0,408)}{0,453}$$

$$F_D = 109,1\text{N}$$

$$F_C = +F_L + \frac{F_v}{2} - F_D$$

$$F_C = 1000 + \frac{122,63}{2} - 109,1$$

$$F_C = 952,21\text{N}$$



8.2.3 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ OSY VÁLEČKU

Maximální ohybový moment působící v jednotlivých intervalech:

$$M_{oI-2} = F_C \cdot x \quad (8.17)$$

$$M_{oI-2} = 952,2 \cdot 0,023$$

$$M_{oI-2} = 21,9 \text{ N.m}$$

$$M_{oII-2} = F_C \cdot x - F_L \cdot (x - B_1) \quad (8.18)$$

$$M_{oII-2} = 952,2 \cdot 0,408 - 1000 \cdot 0,385$$

$$M_{oII-2} = 3,416 \text{ N.m}$$

Velikost maximálního ohybového napětí osy válečku je rovna $M_{o2max} = 21,9 \text{ N.m}$

8.2.4 PRŮŘEZOVÝ MODUL V OHYBU OSY VÁLEČKU

Průřezový modul v ohybu osy W_{o2} vypočteme podle vztahu [12]. Ve kterém $D_{\check{c}}$ je vnější průměr válečku a d_M průměr závitu M8. Ve výpočtu neuvažujeme to, že bude díra zaplněna materiálem šroubu.

$$W_{o2} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D_{\check{c}}^4 - d_M^4}{D_{\check{c}}} \right) \quad (8.19)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0,015^4 - 0,008^4}{0,015} \right)$$

$$W_{o2} = 3,05 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$



8.2.5 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V OSE VÁLEČKU

Maximální ohybové napětí σ_{o1} působící v plášti válečku vypočteme jako podíl maximálního ohybového momentu Mo_{1max} a modulu průřezu v ohybu W_{o1} .

$$\sigma_{o2} = \frac{Mo_{2max}}{W_{o1}} \quad (8.20)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{21,9}{3,05 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_{o2} = 71.91 \text{ MPa}$$

8.2.6 KONTROLA OSY VÁLEČKU

Pro materiál pláště válečku E335 je hodnota $Re=225$ MPa. Kontrola k meznímu stavu pružnosti:

$$k_{k2} = \frac{Re}{\sigma_{o2}} \geq 1,5 \quad (8.21)$$

$$k_{k2} = \frac{225}{71,9} \geq 1,5$$

$$k_{k2} = 4,52 \geq 1,5$$

Osa válečku z hlediska bezpečnosti vyhovuje.

8.2.7 KONTROLA ZÁKLADNÍ DYNAMICKÉ ÚNOSNOSTI LOŽISKA

Základní dynamická únosnost zvoleného ložiska $C=5,85$ kN. Kontrola základní dynamické únosnosti se používá pro ložiska dynamicky namáhána. Vyjadřuje zatížení, při němž ložisko dosáhne základní trvanlivosti 10^6 otáček. V případě válečkové dráhy se velikost a směr zatížení nemění, zanedbáváme-li nájezd předmětu na váleček. Pak zatížení působí pouze radiálně a je rovno zatížení F_L ze vztahu (9.13), je možné jej přímo porovnávat s hodnotou dynamické únosnosti ložiska C z [15].

Musí platit podmínka $C > F_L$.

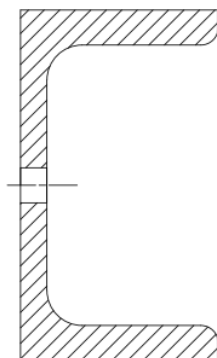
$$5,85 \text{ kN} > 1 \text{ kN} \quad (8.22)$$

Ložisko vyhovuje požadavku dynamické únosnosti.



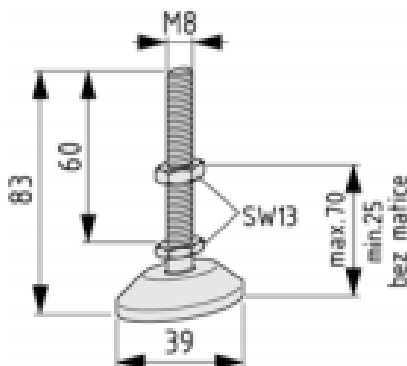
9. NÁVRH NOSNÉ KONSTRUKCE VÁLEČKOVÉ DRÁHY

Základem rámu tratě jsou dvě bočnice, tvořené profilem U80 o délce $L_u=2,5\text{m}$, ve kterých jsou vytvořeny otvory pro montáž poháněných a volných válečků. Hnané válečky jsou v trati upevněny napevno, pomocí šroubů M 8x25. Stojiny jsou tvořeny čtyřhranným tenkostěnným profilem s rozměrem 45x4 EN10219 o délce $H = 450\text{ mm}$.



Obr. 09 Profil U80 [13]

Rám je uložen je výškově stavitelných nohách M8x80 [15], které jsou stavitelné v rozsahu 70mm.



Obr.10 Stavitelná noha[15]

9.1 KONTROLA BOČNICE TRATĚ

Pro výpočet budeme uvažovat zatížení F_R , způsobené tíhou maximálního počtu předmětů na jednom úseku trati $N_u=3$ a zatížení způsobené tíhou válečků. Výpočet provedeme pro nejvyšší možné namáhání, tedy veškeré síly budeme soustředit do středu tratě a budeme uvažovat zatížení pouze jedné bočnice, pro případ nerovnosti podstavy přepravovaného předmětu.



9.1.1 SÍLA ZATĚŽUJÍCÍ BOČNICI

Celkovou zátěž bočnice F_R určíme z počtu válečků na úseku trati $k_u=25$, hmotnosti jednoho válečku $m_v=3\text{kg}$ a hmotnosti přepravovaného předmětu $m_p=50\text{kg}$.

$$F_R=(25 \cdot m_v+3 \cdot m_p) \cdot g \quad (9.1)$$

$$F_R=(25 \cdot 3+3 \cdot 50) \cdot 9,81$$

$$F_R=2207,25\text{N}$$

9.1.2 VÝPOČET REAKCÍ VE STOJINÁCH BOČNIC

Síly působící ve stojinách bočnic F_{R1} , F_{R2} určíme z podmínek statické rovnováhy.

$$\sum F_x = 0 \quad (9.2)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow +F_{R1} - F_R + F_{R2} = 0 \quad (9.3)$$

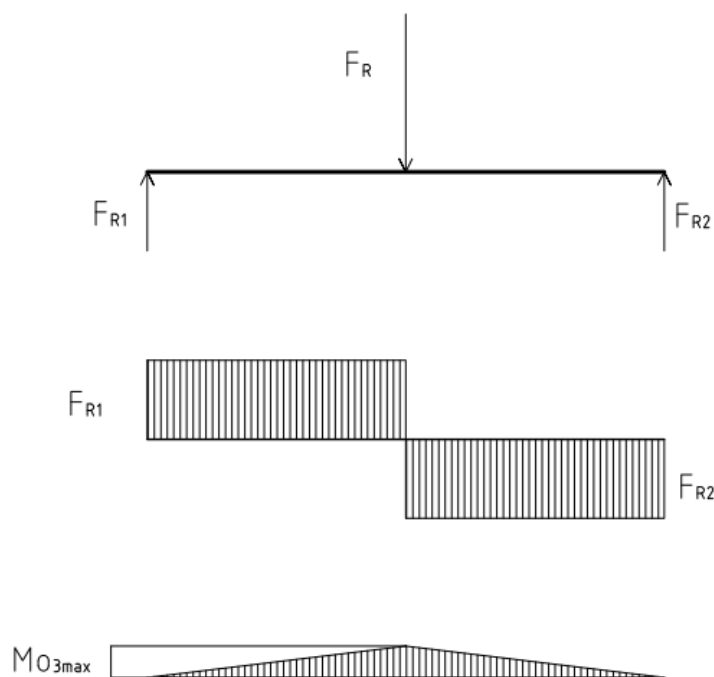
$$\sum M_{O_{3.1}} = 0 \Rightarrow +F_{R1} \cdot 0 - F_R \cdot \frac{L_u}{2} + F_{R2} \cdot L_u = 0 \quad (9.4)$$

$$F_{R2} = \frac{F_R}{2}$$

$$F_{R2} = \frac{2207}{2}$$

$$F_{R2} = 1103,5 \text{ N}$$

$$F_{R2} = F_{R1}$$



Obr.11 VVU bočnice tratě

9.1.3 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ V BOČNICÍCH

Maximální ohybový moment působící na bočnici je :

$$M_{O_{3max}} = F_{R1} \cdot \frac{L_u}{2} \quad (9.5)$$

$$M_{O_{3max}} = 1103,5 \cdot \frac{2,5}{2}$$

$$M_{O_{3max}} = 1378,75 \text{ N.m}$$

9.1.4 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU BOČNICE

Hodnota modulu průřezu v ohybu je určena ze zdroje [13].

$$W_{O3} = 26.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$



9.1.5 NAPĚTÍ V BOČNICI

Maximální ohybové napětí σ_{o3} působící v bočnici tratě vypočteme jako podíl maximálního ohybového momentu M_{o3max} a modulu průřezu v ohybu W_{o3} .

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3max}}{W_o} \quad (9.6)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{1378,5}{26.5 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o3} = 53,85 \text{ MPa}$$

9.1.6 KONTROLA BOČNICE TRATĚ

Pro materiál rámu tratě S235JR (11375) je hodnota $Re=225\text{MPa}$. Kontrola k meznímu stavu pružnosti:

$$k_{k3} = \frac{Re}{\sigma_{o3}} \geq 1,5 \quad (9.7)$$

$$k_{k3} = \frac{225}{53,85} \geq 1,5$$

$$k_{k3} = 4,18 \geq 1,5$$

Bezpečnost zvoleného rámu tratě vyhovuje

9.2 KONTROLA STOJIN TARTĚ

Stojiny nejprve kontrolujeme na vzpěrnou stabilitu. Poté určíme zda je namáhána vzpěrem nebo prostým tlakem.

9.2.1 POLOMĚR SETRVAČNOSTI PRŮŘEZU PRUTU

Výpočet je určen jako podíl minimálního poloměru setrvačnosti stojiny $I_{\min} = 19,47\text{cm}^4$ a plochy průřezu stojiny $S_s = 6,15\text{cm}^2$ dle zdroje [14].



$$i_s = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_s}} \quad (9.8)$$

$$i_s = \sqrt{\frac{19,47}{6,15}}$$

$$i_s = 17,8mm$$

9.2.2 REDUKOVANÁ DÉLKA

Redukovanou délku l_0 určíme podle vztahu [12]

$$l_0 = 2 \cdot H \quad (9.9)$$

$$l_0 = 2 \cdot 450$$

$$l_0 = 900mm$$

9.2.3 ŠTÍHLOST PRUTU

Jestliže leží hodnota štíhlosti prutu v rozmezí 40-60, je stojina namáhána prostým tlakem.

$$\lambda = \frac{l_0}{i_s} \quad (9.10)$$

$$\lambda = \frac{900}{18,97}$$

$$\lambda = 50,56$$

Stojina je namáhána prostým tlakem.

9.2.4 MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ VE STOJINĚ

Maximální napětí ve stojině stanovíme jako poměr zatěžující síly F_R a plochy průřezu stojiny S_s .

$$\sigma_{stoj} = \frac{F_{R1}}{S_s} \quad (9.11)$$



$$\sigma_{stoj} = \frac{1103,5}{541}$$

$$\sigma_{stoj} = 2,04 \text{ MPa}$$

9.2.5 BEZPEČNOST STOJINY

(9.12)

$$k_{k4} = \frac{Re}{\sigma_{stoj}} \geq 1,5$$

$$k_{k4} = \frac{220}{2,04} \geq 1,5$$

$$k_{k4} = 107,85 \geq 1,5$$

Stojina z hlediska bezpečnosti vyhovuje



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl návrh poháněné válečkové dráhy pro skladovou přepravu kartonových krabic, určení hlavních rozměrů a funkční hodnoty tratě. Trat' se skládá především z normalitovaných komponentů. Dráha je rozdělena na jednotlivé úseky, které jsou v páru zaměnitelné. V případě potřeby by bylo možné dráhu doplnit o další příslušenství. Funkční výpočet zahrnuje návrh pohonu tratě a jejího mechanického převodu včetně jeho následné rozběhové kontroly.

Kontrolní výpočet komponentů dráhy byl proveden pro řetězový převod tratě, plášť válečku a osu válečku, bočnic a stojin tratě. Veškeré navržené části vyhovují.

Z vypočtených a zvolených hodnot byla následně vytvořena výkresová dokumentace, která se skládá z výkresu dráhy, sekce dráhy, poháněného válečku a jeho sestavy, detailní výkres pláště a osy poháněného válečku.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. Brno:

rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277str.

[2] MYNÁŘ, Břetislav; KAŠPÁREK, Jaroslav. Dopravní a manipulační zařízení.

Elektronická skripta. Brno: VUT Brno, 2000. 126 s. Dostupné z WWW:

<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>

ze dne: 25.února 2014

[3] MYNÁŘ, Břetislav; POKORNÝ, Přemysl. Dopravní a manipulační zařízení: řešené příklady Elektronická skripta. Brno: VUT Brno, 2000. 21 s. Dostupné z WWW:

<http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-priklady.pdf>

ze dne: 9. března 2014

[4] Převody jednotek. ConVERTER. Dostupné z WWW:

<http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>

ze dne: 5. března 2014

[5] Převody jednotek conVERTER - dostupné z WWW:

<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>

ze dne: ze dne: 5. března 2014

[6] Válečky BS Rollen. Dostupné z WWW:

<http://www.bs-rollen.de/cz/vyrobky/valecky/pohanene-nosne-valecky.html>

ze dne 5.února 2014



[7] Asynchronní motor Siemens - dostupné z WWW:

<http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-11a7-0605-k02-cz.pdf>

ze dne: 8.dubna 2014

[8] Kuželočelní převodovka SPS Pohony. Dostupné z WWW:

http://www.pohony.cz/files/pohony/_products/2/104-katalog-prevodovka-kn.pdf

ze dne: 15.dubna 2014

[9] Katalog řetězů Challenge – dostupné z WWW:

<http://www.challengept.cz/files/retezove-prevody/valeckove-retezy-standardni-challenge.pdf>

ze dne: 11.dubna 2014

[10] LÁB, Květoslav. Návrh a výpočet řetězového převodu: vysokoškolská příručka.

Technická univerzita Ostrava, 2008 - dostupné z WWW:

<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf>

ze dne: ze dne: 15. dubna 2014

[11] Řetězové kola CHIARAVALLI s.r.o dostupné z WWW:

<http://www.motoretezy.cz/cz/c9367/retezova-kola>

ze dne 10. Března 2014

[12] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Praha: Scientia, 1996. 578 s.

ISBN 80-7183-008-9 dostupné z WWW:

http://www.hasicihustejnet.eu/data/1rocnik/stroje_a_zarizeni/public/strojnicke-tabulky.pdf

zde dne 12.dubna 2014



[13] Feron, a.s. Sortimentní katalog. Dostupné z WWW:

<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=25066>

ze dne: ze dne: 19. dubna 2014

[14] Feron, a.s. Sortimentní katalog. Dostupné z WWW:

<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=38293>

ze dne 5.dubna 2014

[15] Systém hliníkových profilů Haberkorn Ulmer s.r.o. – dostupné z WWW:

http://www.haberkorn.cz/files/file/system-hlinikovych-profilu/ke-stazeni/MB7_CZ.pdf

ze dne: ze dne: 13. dubna 2014

[16] Hutní materiál SCHMOLZ+BICKENBACH s.r.o. - dostupné z WWW:

http://www.schmolz-bickenbach.cz/pdf/brozura/trubky/Stahlrohre_GER.pdf

ze dne: ze dne: 17. dubna 2014

[17] Ložiska SKF - dostupné z WWW:

<http://www.skf.com/iecng/productimage?prodid=1050200002&language=cs>

ze dne: ze dne: 3. května 2014



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A_{\dot{R}}$	[mm ²]	Plocha kloubu řetězu
b	[mm]	Šířka předmětu
B_v	[mm]	Aktivní šířka dráhy
B_T	[mm]	Celková šířka tratě
C	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska
$d_{\dot{c}}$	[mm]	Průměr čepu osy pod ložiskem
d_M	[mm]	Velký průměr závitů osy válečku
D_v	[mm]	Průměr válečku
D_{p1}	[mm]	Průměr roztečné kružnice hnacího řetězového kola
e	[m]	Součinitel valivého tření
F_A	[N]	Síla působící v bodě A
F_B	[N]	Síla působící v bodě B
F_C	[N]	Síla působící v bodě C
F_c	[N]	Tahová síla působící v řetězu
$f_{\dot{c}}$	[-]	Čepové tření
F_D	[N]	Síla působící v bodě D
F_L	[N]	Síla působící na ložisko válečku
F_o	[N]	Odstředivá síla působící na řetěz
$F_{př}$	[N]	Síla při přetržení řetězu
F_R	[N]	Síla zatěžující bočnici
F_{R1}	[N]	Síla působící ve stojně 1
F_{R2}	[N]	Síla působící ve stojně 2
F_S	[N]	Síla přenášená smykovým třením
F_{tah}	[N]	Tahová složka síly působící na řetěz
F_V	[N]	Zatížení válečku od břemene
g	[m.s ⁻²]	Tíhové (gravitační) zrychlení
H	[mm]	Výška dráhy
i	[-]	Převodový poměr
I_{min}	[cm ⁴]	Minimální poloměr setrvačnosti
i_p	[-]	Převodový poměr převodovky
i_s	[-]	Poloměr setrvačnosti průřezu prutu
i_v	[-]	Převodový poměr



J	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti válečku
k_1	[ks]	Počet válečků pod jedním předmětem
k_c	[ks]	Celkový počet válečků na trati
k_{dyn}	[-]	Bezpečnost proti přetžení při dynamickém namáhání
k_{k1}	[-]	Kontrola pláště válečku
k_{k2}	[-]	Kontrola osy válečku
k_{k3}	[-]	Kontrola bočnice dráhy
k_{k4}	[-]	Kontrola stojin
k_p	[ks]	Počet poháněných válečků pod jedním předmětem
k_{stat}	[-]	Bezpečnost proti přetžení při statickém namáhání
k_u	[ks]	Počet válečků na jednom úseku
l_o	[mm]	Redukovaná délka stojiny
L_1	[mm]	Délka řetězu hnací smyčky
L_2	[mm]	Délka řetězu hnané smyčky
L_c	[mm]	Celková dráha tratě
l_s	[mm]	Část řetězové smyčky
M_{HM}	[N.m]	Moment na ose při rozběhu motoru
M_{K1max}	[N.m]	Maximální kroutící moment působící na plášť válečku
m_{mot}	[kg]	Hmotnost motoru
M_o	[N.m]	Moment od stálých odporů
$Mo_{1.A}$	[N.m]	Moment k bodu A
Mo_{1max}	[N.m]	Maximální ohybový moment působící na plášť válečku
$Mo_{2.C}$	[N.m]	Moment k bodu C
Mo_{2max}	[N.m]	Maximální ohybový moment působící na ose válečku
$Mo_{3.1}$	[N.m]	Moment k bodu 1
Mo_{3max}	[N.m]	Maximální ohybový moment působící na bočnici tratě
Mo_{I-2}	[N.m]	Ohybový moment v prvním úseku
Mo_{II-2}	[N.m]	Ohybový moment v druhém úseku
m_p	[kg]	Hmotnost přepravovaného předmětu
$m_{převod}$	[kg]	Hmotnost převodové skříně
M_{ROZ}	[N.m]	Rozběhový moment motoru
$m_{ř}$	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost řetězu
M_t	[N.m]	Třecí moment



m_v	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku
M_{zp}	[N.m]	Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot
M_{zr}	[N.m]	Moment zrychlujících sil rotujících hmot
N	[ks.hod ⁻¹]	Dopravní výkon
N_c	[ks]	Počet dopravovaných předmětů
n_m	[m.s ⁻¹]	Otáčky motoru
n_p	[m.s ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
N_u	[ks]	Počet předmětů na jednom úseku
n_v	[m.s ⁻¹]	Otáčky válečku
p	[MPa]	Směrný tlak v kloubu řetězu
P_1	[kW]	Výkon motoru potřebný pro rovnoměrný pohyb předmětu
P_{celk}	[kW]	Celkový potřebný výkon pro pohon jednoho úseku tratě
p_{DOV}	[MPa]	Dovolený tlak v řetězu
P_d	[kW]	Dodatkový výkon
p_k	[MPa]	Tlak v kloubu řetězu
P_m	[kW]	Výkon motoru
$Př$	[mm]	Rozteč řetězu
q_v	[kg]	Zatížení jednoho válečku
$r_č$	[mm]	Poloměr čepu
Re	[MPa]	Mez kluzu
r_o	[mm]	Poloměr osy válečku
R_v	[mm]	Poloměr válečku
S_s	[m.s ²]	Plocha průřezu stojiny
s_v	[mm]	Tloušťka stěny válečku
t_1	[s]	Čas, potřebný k přesunutí jedné palety o svoji délku
t_2	[s]	Časový interval mezi paletami
t_s	[s]	Čas smyku
t_v	[mm]	Rozteč válečků
U_c	[ks]	Počet úseků
v_p	[m.s ⁻¹]	Rychlost přepravovaného předmětu
v_f	[m.s ⁻¹]	Rychlost řetězu
W	[N]	Celková odporová síla jednoho válečku
W_1	[N]	Odpor vzniklý vlastní tíhou předmětu



W_2	[N]	Odpor valivého tření na obvodu válečku a valivého tření ložiska
		Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností
W_3	[N]	
W_{K1}	[m ³]	Průřezový modul v krutu pláště válečku
W_{o1}	[m ³]	Průřezový modul v ohybu pláště válečku
W_{o2}	[m ³]	Průřezový modul v ohybu
W_{o3}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu bočnice
X_1	[ks]	Počet článků řetězu hnací smyčky
X_2	[ks]	Počet článků řetězu hnané smyčky
Y	[-]	Součinitel rázu řetězu
z_1	[1]	Počet zubů hnacího řetězového kola
z_2	[1]	Počet zubů hnaného řetězového kola válečku
α_1	[°]	Úhel opásání hnané smyčky
α_2	[°]	Úhel opásání hnací smyčky
β	[°]	Úhel stoupání/klesání dráhy
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí pláště válečku
$\eta_{ře}$	[-]	Účinnost řetězového převodu
$\eta_{šp}$	[-]	Účinnost převodovky
η_{celk}	[-]	Celková účinnost
σ_{o1}	[MPa]	Ohybové napětí v plášti válečku
σ_{o2}	[MPa]	Ohybové napětí v ose válečku
σ_{o3}	[MPa]	Ohybové napětí v bočnici tratě
σ_{stoj}	[MPa]	Napětí ve stojině tratě
τ_{K1}	[MPa]	Krutové napětí v plášti válečku
λ	[-]	Činitel tření



SEZNAM PŘÍLOH

- 1-BP-14/000 Válečková dráha (výkres sestavení)
- 1-BP-14/001 Sekce válečkové dráhy (výkres sestavení)
- 3-BP-V-5/01 Poháněný váleček (výkres sestavení)
- 3-BP-V-01/05 Plášť válečku (výkres součásti)
- 3-BP-V-2/05 Hřídel válečku (výkres součásti)
- 4-K-BP-14/000/01 Válečková dráha (kusovník)
- 4-K-BP-14/001/01 Poháněná sekce (kusovník)
- 4-K-BP-14/001 /02 Poháněná sekce (kusovník)
- 4-K-BP-V-5/01 /01 Poháněný váleček (kusovník)