

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Separátor cizorodých předmětů z nerostných surovin

Separator of Foreign Objects from Raw Materials

Student:

Petr Bártek

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

| | |
|--------------------|---|
| Student: | Petr Bártek |
| Studijní program: | B2341 Strojírenství |
| Studijní obor: | 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení |
| Specializace: | 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení |
| Téma: | Separátor cizorodých předmětů z nerostných surovin Separator of Foreign Objects from Raw Materials |
| Jazyk vypracování: | čeština |

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh separátoru cizorodých předmětů z nerostných surovin dopravovaných pásovým dopravníkem. Za cizorodé předměty jsou považovány kusy textilií, folií, dřev, kameny větších rozměrů a kovové předměty. Při návrhu vycházejte ze zadaných výchozích parametrů.

Výchozí parametry:

| | |
|-----------------------------------|--|
| šířka dopravníkového pásu: | 1200 mm |
| průměr vratného bubnu dopravníku: | 500 mm |
| teplota okolí dopravníku: | -10 až +40 |
| hmotové množství materiálu: | 180 m ³ .hod-1 |
| rychlost pásu: | 0,6 m.s-1 |
| dopravovaný materiál: | železná ruda (koncentrát železné rudy) |

Proved'te:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního separátoru,
- detailní konstrukční propracování řešení pohonu, pohyblivých i nepohyblivých částí zařízení včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém formátovém rozsahu cca 1xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] POLICKÝ, : *Úpravárenské stroje I.* VUT Brno 1987.
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.

[7] Literární rešerše zpracovaná v rámci ročníkového a bakalářského projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

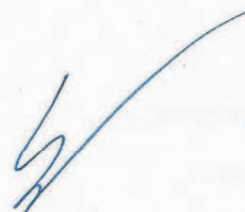
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh
vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl
jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16. 5. 2016

.....

Petr Bártek

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 16. 5. 2016

.....

podpis

Adresa trvalého pobytu autora práce: Bártek Petr

Poličná 129

757 01

Anotace bakalářské práce

Bártek, P. *Separátor cizorodých předmětů z nerostných surovin*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 62 s. Bakalářská práce, vedoucí: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

Bakalářská práce se zabývá projekčně-konstrukčním návrhem separátoru cizorodých předmětů z nerostných surovin. Na jejím začátku je popsán současný stav v oblasti třídění a třídících strojů. Pozornost je věnována zpracování možných variant jejich mechanických částí, vyhodnocení a volbě nejvhodnějšího provedení. Dále je navržena konstrukce rámu a třídící plochy. Posledním krokem je návrh separátoru, který se skládá ze čtyř hlavních částí - pohonu stroje, hnací a hnané hřídele, řetězového převodu a posuvného systému.

Annotation of thesis

Bártek, P. *Separator of Foreign Objects from Raw Materials*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 62 p. Bachelor Thesis, head: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

This bachelor thesis deals with the projection-design solution of separator of foreign objects from raw materials. First of all, there is described current situation in branch of sorting and grading machines. Attention of this thesis is paid to the processing of possible variants of its mechanical parts, evaluating and selecting the most appropriate design. Another chapter focuses on design of the frame construction and sorting areas. Last step is to design the separator which consists of four main parts - propulsion of the machine, driving and driven shaft, chain gear and movable system.

Obsah:

| | |
|---|----|
| Seznam použitých symbolů | 9 |
| 0 Úvod | 14 |
| 1 Přehled současného stavu | 15 |
| 1.1 Třídění | 15 |
| 1.2 Třídící stroje | 16 |
| 1.3 Třídící plochy mechanických třídíčů | 18 |
| 1.3.1 Ocelová síta | 18 |
| 1.3.2 Nekomovná síta | 20 |
| 1.3.3 Roštnice | 21 |
| 2 Zpracování možných variant, výběr nejlepšího možného řešení | 22 |
| 2.1 Formulace daného problému | 22 |
| 2.2 Požadavky na separátor | 22 |
| 2.3 Možné varianty sestavení separátoru a jeho dalších částí | 23 |
| 3 Návrh rámu a třídící plochy | 28 |
| 3.1 Dolní rám | 29 |
| 3.2 Horní rám | 30 |
| 3.3 Třídíč | 31 |
| 4 Konstrukční návrh a výpočet separátoru | 33 |
| 4.1 Zadané hodnoty | 33 |
| 4.2 Konstrukční návrh | 34 |
| 4.3 Určení rychlosti a pohybu tříděného materiálu po roštu | 36 |
| 4.4 Výpočty sil, které působí na zrna pohybující se po roštu | 38 |
| 4.5 Předběžný návrh řetězu | 39 |
| 4.6 Návrh řetězových kol | 40 |
| 4.7 Návrh elektromotoru a převodovky | 41 |
| 4.8 Návrh a kontrola řetězového pohonu | 43 |

| | | |
|------|---|----|
| 4.9 | Pevnostní kontrola řetězu | 48 |
| 4.10 | Stanovení počtu článků a délky řetězu | 53 |
| 4.11 | Stanovení skutečné osové vzdálenosti pohonu | 54 |
| 4.12 | Návrh hnacího řetězového kola..... | 54 |
| 4.13 | Výpočet a návrh hnacího hřídele..... | 56 |
| 4.14 | Kontrola ložisek | 57 |
| 5 | Závěr..... | 59 |
| 6 | Seznam použité literatury | 60 |
| | Seznam příloh | 61 |

Seznam použitých symbolů

| | | |
|------------|--|----------|
| A | rozteč řetězových kol | [mm] |
| A_{SK} | skutečná osová vzdálenost řetězu | [mm] |
| C | dynamická únosnost | [N] |
| D_1 | průměr řetězového kola | [mm] |
| D_2 | průměr řetězového kola | [mm] |
| D_{aMAX} | maximální průměr hlavové kružnice | [mm] |
| D_{aMIN} | minimální průměr hlavové kružnice | [mm] |
| D_f | průměr patní kružnice | [mm] |
| D_g | průměr věnce | [mm] |
| F | posouvající síla | [N] |
| F_1 | tažná síla | [N] |
| F_B | síla při přetržení řetězu | [N] |
| F_c | tahová složka | [N] |
| F_L | síla působící na zabírající lopatky | [N] |
| F_m | tahová složka od tíhy řetězu | [N] |
| F_N | normálová síla | [N] |
| F_o | obvodová síla | [N] |
| F_R | radiální síla | [N] |
| F_S | zatěžující síla od hřídele a řetězového kola | [N] |
| F_t | třecí síla | [N] |
| L | délka řetězu | [mm] |

| | | |
|----------------|---|---|
| L_{10h} | základní trvanlivost ložiska | [<i>hod</i>] |
| M_k | krouticí moment řetězového kola | [<i>N·m</i>] |
| $M_{khř}$ | Krouticí moment hnací hřídele | [<i>N·mm</i>] |
| P_A | dynamické ekvivalentní zatížení | [<i>N</i>] |
| P_D | diagramový výkon řetězu | [<i>W</i>] |
| P'_D | korigovaný výkon | [<i>W</i>] |
| P_M | skutečný výkon elektromotoru | [<i>W</i>] |
| P_N | výkon pro otočení řetězového mechanismu | [<i>W</i>] |
| Q_v | hmotové množství materiálu | [<i>m³·h⁻¹</i>] |
| R_e | mez kluzu | [<i>MPa</i>] |
| W_k | průřezový modul v krutu | [<i>mm³</i>] |
| X | součinitel radiálního zatížení | [-] |
| X_f | počet článků řetězu | [-] |
| Y | činitel rázu | [-] |
| a_{zr} | zrychlení zrna na roštu | [<i>m·s⁻²</i>] |
| b_2 | šířka řetězu | [<i>mm</i>] |
| b_a | zaoblení zubu | [<i>mm</i>] |
| b_f | šířka zubu | [<i>mm</i>] |
| d | průměr bubnu | [<i>mm</i>] |
| d_1 až d_4 | průměr hřídele | [<i>mm</i>] |
| d_{min} | minimální průměr hřídele | [<i>mm</i>] |
| f | koeficient tření | [-] |

| | | |
|------------|--------------------------------------|-----------------------|
| g | tíhové zrychlení | $[m \cdot s^{-2}]$ |
| h | průhyb řetězu | $[m]$ |
| k_D | dynamické zatížení | $[-]$ |
| k_s | statické zatížení | $[-]$ |
| l_b | vzdálenost roštu od bubnu | $[mm]$ |
| m_1 | hmotnost 1 metru řetězu | $[kg \cdot m^{-1}]$ |
| m_{zr} | maximální hmotnost na jednom unášeči | $[kg]$ |
| n | otáčky hřídele | $[ot \cdot min^{-1}]$ |
| p | exponent pro bodový styk ložiska | $[-]$ |
| p_D | dovolený tlak | $[Pa]$ |
| p_{kl} | směrný tlak v kloubu řetězu | $[Pa]$ |
| p_v | výpočtový tlak | $[Pa]$ |
| r_{aMAX} | maximální poloměr boku zubu | $[mm]$ |
| r_{aMIN} | minimální poloměr boku zubu | $[mm]$ |
| r_{fMAX} | maximální poloměr dna zubní mezery | $[mm]$ |
| r_{fMIN} | minimální poloměr dna zubní mezery | $[mm]$ |
| s | vzdálenost dopadu zrna | $[mm]$ |
| s_r | délka roštu | $[mm]$ |
| s_x | vzdálenost dopadu zrna v ose x | $[mm]$ |
| s_y | vzdálenost dopadu zrna v ose y | $[mm]$ |
| t | teplota okolí | $[^{\circ}C]$ |
| t_D | čas dopadu zrna na rošt | $[s]$ |
| t_{pZr} | čas pohybu zrna po roštu | $[s]$ |
| u | převodový poměr | $[-]$ |

| | | |
|---------------------|-------------------------------------|--------------------|
| u_{13} a u_{14} | koeficient převodového poměru | [-] |
| v_D | rychlost dopadu zrna | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| v_p | rychlost pásu | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| $v_{\dot{f}}$ | rychlost řetězu | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| v_{skut} | skutečná rychlost řetězového pohonu | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| v_x | rychlost dopadu zrna v ose x | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| v_y | rychlost dopadu zrna v ose y | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| x | koeficient osové vzdálenosti | [-] |
| z_1 | počet zubů na hnacím řetězovém kole | [-] |
| z_1 | počet zubů na hnaném řetězovém kole | [-] |
| α | úhel sklonu třídiče | $[^\circ]$ |
| η | celková účinnost | [%] |
| η_L | účinnost ložisek | [%] |
| η_M | účinnost motoru | [%] |
| $\eta_{př}$ | účinnost převodovky | [%] |
| $\eta_{řp}$ | účinnost řetězového převodu | [%] |
| η_{Sp} | účinnost spojky | [%] |
| λ | činitel tření | [-] |
| μ | činitel mazání | [-] |
| ρ | činitel vzdálenosti os | [-] |
| τ | napětí v krutu | $[MPa]$ |
| τ_D | dovolené napětí v krutu | $[MPa]$ |

| | | |
|--------------|---|-----|
| φ | činitel provedení řetězu | [-] |
| ϕ_{MAX} | maximální úhlové otevření zubové mezery | [°] |
| ϕ_{MIN} | minimální úhlové otevření zubové mezery | [°] |
| χ | činitel výkonu | [-] |

0 Úvod

Cílem mé práce je vypracovat projekčně-konstrukční návrh separátoru cizorodých předmětů z nerostných surovin. Tyto suroviny jsou po prvotním vytrídění přepravovány pomocí vlaků či nákladních automobilů na požadované místo, odkud jsou dále transportovány prostřednictvím pásového dopravníku. Dopravovaným materiálem je železná ruda (koncentrát železné rudy), do které se při přepravě mohly dostat nežádoucí objekty – kusy, a které by měly být pomocí navrženého separátoru odstraněny. Těmito nevhodnými předměty jsou – kusy textilií, folií, dřev, kameny větších rozměrů a kovové předměty.

Obsahem první kapitoly je stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v oblasti třídění nerostných surovin. Následovat bude zmapování existujících variant separování, z nichž ve druhé kapitole specifikuji pro naše potřeby vhodné návrhy strojních částí a součástí. Po zvolení nejvhodnější varianty, která se stane mým výchozím bodem pro výpočty, bude následovat návrh a vypracování rámu třídiče, třídící plochy a separátoru.

1 Přehled současného stavu

1.1 Třídění

Třídění je proces rozdělování směsi zrn na třídy podle jejich velikosti, bez ohledu na hustotu materiálu. Produkty třídění se od původního materiálu odlišují jen velikostí zrn, a ne svým složením [1].

Třídění dělíme podle způsobu na:

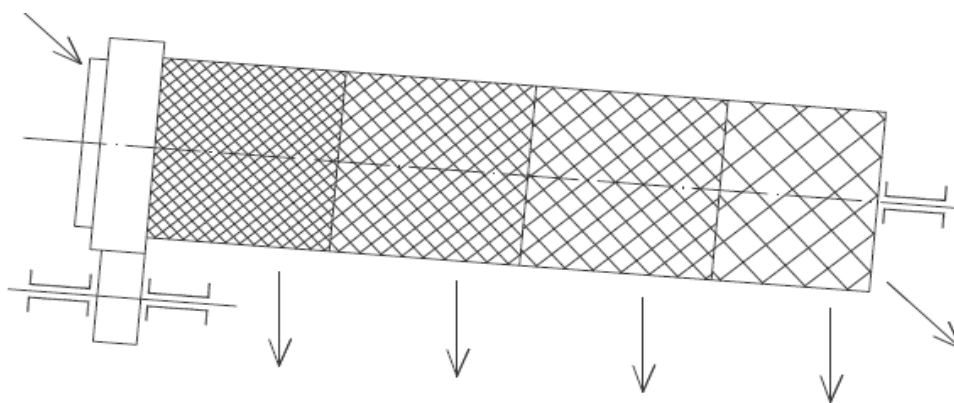
- mechanické – rošty nebo síta
- hydraulické
- vzdušné

Dále se separace řídí normami, které udávají vlastnosti tříděných frakcí. Norma ČSN EN 933-1 nám stanovuje zrnitost. Tvar zrn je dán normou ČSN EN 933-4. Vzhledem k tomu, že se v případě jedná o vytříděný materiál a separuji z něj pouze nežádoucí prvky, které se do této frakce dostaly při přepravě, mohu tyto normy opomenout.

1.2 Třídící stroje

Rotační třídiče

Používají se tam, kde potřebujeme třídít vlhký a lepkavý materiál. Toho dosáhneme díky odstředivé síle a vhodné konstrukci separátoru. Do otáčejícího bubnu přivádíme materiál, který separujeme přes třídící plochu. Tato plocha je složena z několika sít o různé okatosti, viz obr. 1. Bubny mohou být válcové, hranolové nebo kuželové, a jsou skloněny pod úhlem 2-5 [°].

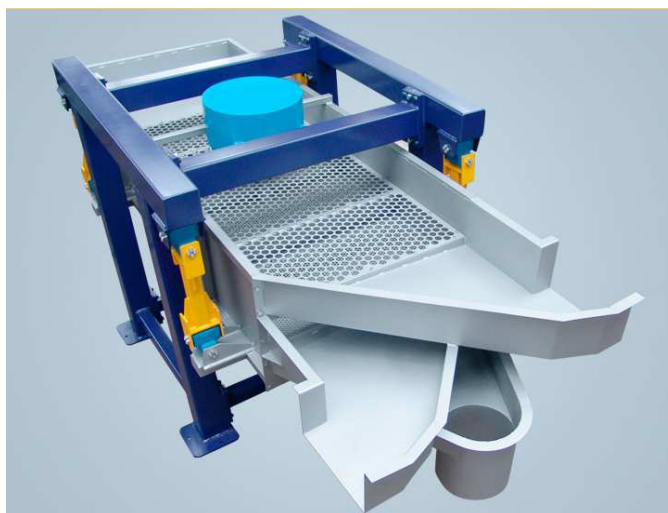


Obr. 1 Válnový třídič [5]

Vibrační třídiče

Pro třídění sypkých a nelepivých odpadních materiálů, s požadavkem na velkou přesnost velikostně vytříděných frakcí, se používají vibrační třídící síta, která jsou složena z většího počtu různě hustých sít. To znamená, že jedno zařízení dokáže vytřídít i více frakcí [7].

Na třídící plochu může vstupovat zrno pětikrát větší než okatost použitého síta, nesmí však přesáhnout maximální velikost 200 [mm]. Třídící plocha může být vodorovná nebo nakloněná.

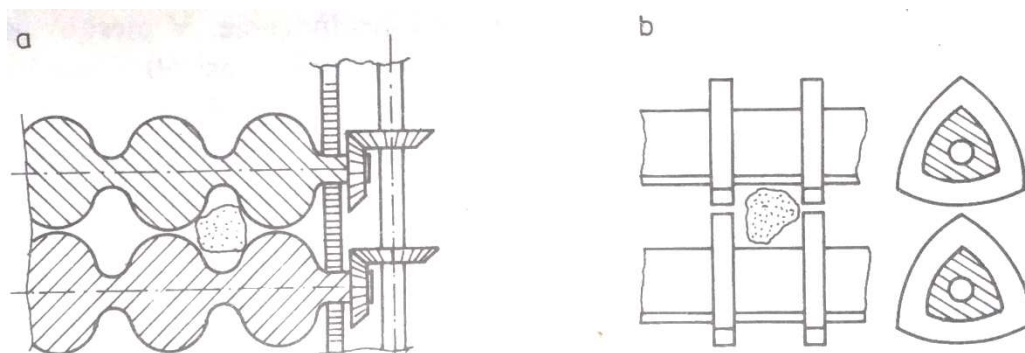


Obr. 2 Vibrační třídič [8]

Třídění s otáčivými roštnicemi

Jejich třídící plocha je vytvořena soustavou otáčejících se roštnic, na nichž jsou upevněny mezi distančními kroužky válečky nebo nálitky jiného tvaru (osmiúhelníky, sférické trojúhelníky apod.) [2].

Na obr. 3 jsou dva typy pohyblivých roštů: a – profilované roštnice, b – roštnice typu Distl-Susky.



Obr. 3 Pohyblivé rošty [2]

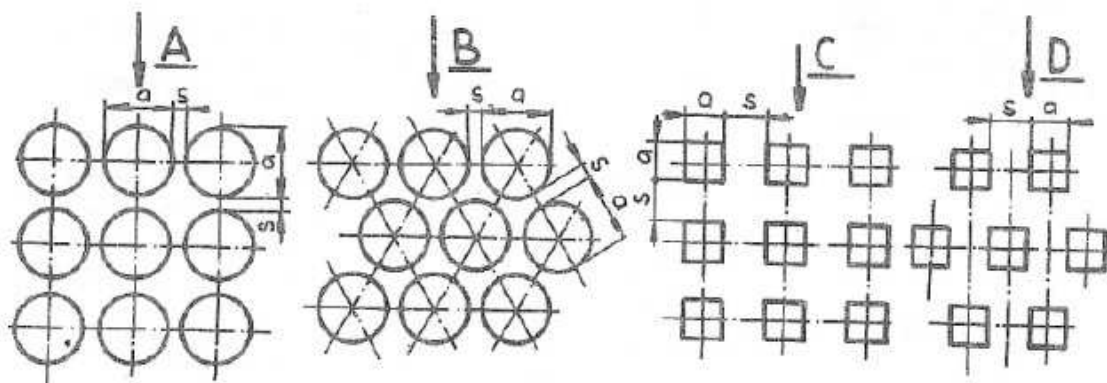
1.3 Třídící plochy mechanických třídičů

Hlavními typy třídících ploch jsou roštové a sítové plochy. Slouží pro třídění hrubozrnného a drobnozrnného materiálu. Materiál se pohybuje po této ploše a propadává mezi roštnicemi nebo sítovými oky. Ten, který propadne, nazýváme podsitný produkt. Materiál, který oky síta nebo mezerami mezi roštnicemi nepropadne, nazýváme nadsitný produkt.

1.3.1 Ocelová síta

Plechová síta

Plechová síta jsou vyráběna vypalováním, prostřiháváním nebo vrtáním otvorů do ocelových plechů. Tvary otvorů těchto sít můžeme vidět na obr. 4. Kruhové uspořádání je znázorněno na schématech s písmeny A a B, čtvercové – C a D. Velikost otvorů se pohybuje od 6 do 125 [mm] [3].

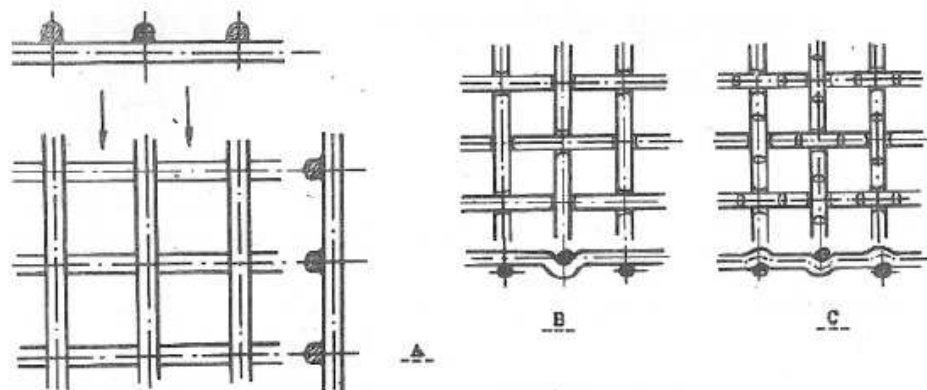


Obr. 4 Tvary otvorů plechových sít [3]

Drátěná síta

Drátěná síta jsou vyrobena z ocelových drátů nebo z umělých vláken. Otvory těchto sít se vyrábí čtvercového (obr. 5-A) či obdélníkového (obr. 5-B, C) charakteru, a jejich velikost se pohybuje v rozmezí 0,1 – 100 [mm][3]. Je pravděpodobné, že se při jejich

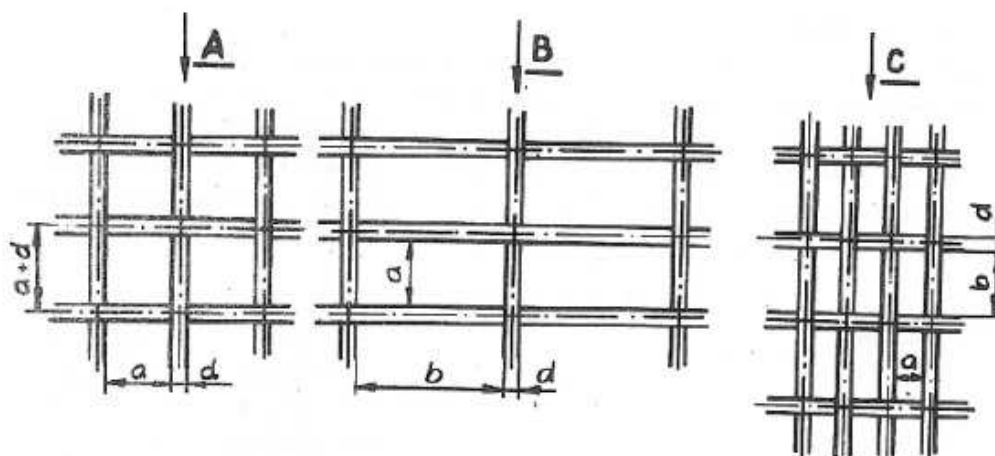
používání (vlivem opotřebení) začnou objevovat nepřesnosti, a to zejména z důvodu posunu drátu výplety, čímž dojde ke změně velikosti otvoru. Tomuto problému se dá předejít použitím svařovaných drátěných sít.



Obr. 5 Drátěná síta [3]

Svařovaná drátěná síta

Svařovaná drátěná síta jsou vyrobena (svařena) z drátů z manganové oceli. Velikosti otvorů se pohybují od 25 do 100 [mm] [3].



Obr. 6 Svařovaná drátěná síta [3]

1.3.2 Nekovová síta

Polyuretanový systém Clip-Clean

Sítové moduly, které jsou uloženy v adaptační liště, mají membránovou síťovou plochu. Třídící plocha je čištěna pomocí polyuretanových koulí, které vibrují a klepou do membránové plochy a tím čistí oka v sítích. Standardní rozměry těchto sít jsou 300 x 1000 [mm].



Obr. 7 Systém Clip-Clean [7]

Plastová síta

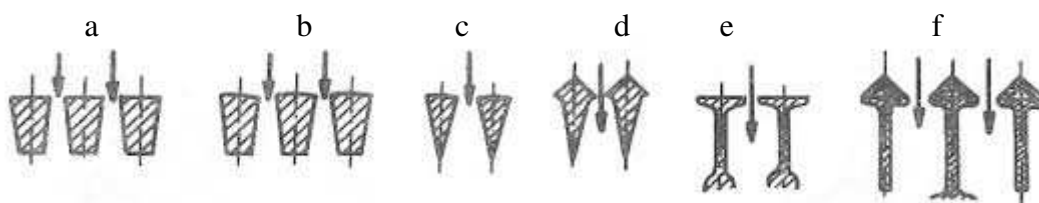
Používají se hlavně na vlhké a mokré třídění nebo pro odvodňování. Materiál síta je polyuretanový elastomer o tvrdosti 45-90 [Shore], který se vyznačuje nižším třením než je tomu například u drátěných sít. Velikost jednoho oka je od 2,5–130 [mm] (čtvercová i obdélníková). Maximální rozměry se udávají 1500 x 3000 [mm].



Obr. 8 Polyuretanové síto [10]

1.3.3 Roštnice

Roštnice jsou nejjednodušším třídícím zařízením. Vyrábějí se z profilových tyčí nebo kolejnic (Obr. 9). Zpravidla se jedná o stacionární zařízení, které slouží pro třídění materiálu o větších rozměrech. Při zaplnění třídící plochy se musíme zbavit nežádoucího materiálu. To se provádí tak, že roštnice jsou naklopeny pomocí pístnic a nežádoucí materiál sklouzne pryč.



Obr. 9 Tvary roštnic [6]

2 Zpracování možných variant, výběr nejlepšího možného řešení

2.1 Formulace daného problému

U roštových třídících dochází k zaplnění třídící plochy. Proto potřebujeme, aby se nežádoucí materiál z této plochy odstranil. Řešením problému je umístění třídících ploch na písky, pomocí nichž je plocha od nežádoucího materiálu vyčištěna. Můj úkol spočívá ve vytvoření projekčně-konstrukčního návrhu separátoru. Tento separátor bude mít za úkol zbavit třídící plochu kusů textilií, folií, dřeva, kamenů větších rozměrů a kovových předmětů.

2.2 Požadavky na separátor

- Činná šířka separátoru: 1200 [mm]
- Činná délka separátoru: 3000 [mm]
- Počet třídících ploch: 1
- Hmotové množství materiálu: 180 [$m^3 \cdot h^{-1}$]
- Pohon: Elektromotor
- Návrh rámu konstrukce
- Návrh třídící plochy
- Návrh separátoru
- Provozní teplota prostředí: -10 až 40 [$^{\circ}C$]
- Jednoduchost mechanismu
- Vysoká účinnost
- Možnost rychlé a jednoduché výměny pokaženého dílu

2.3 Možné varianty sestavení separátoru a jeho dalších částí

Třídící plocha (volba roštnic)

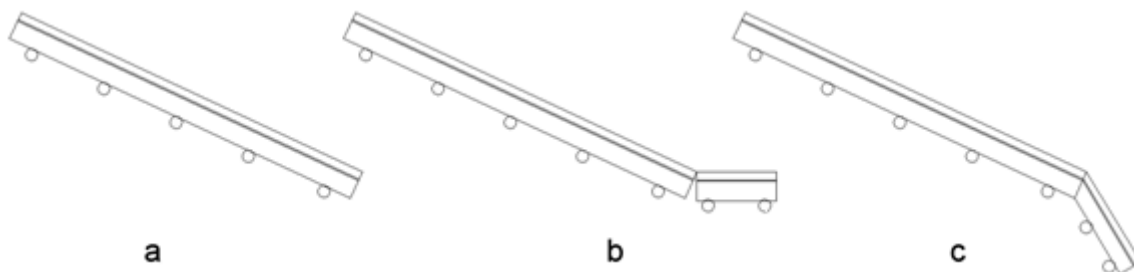
Z obr. 9 jsem si zvolil poslední tvar roštnice (typ f). Pro železnou rudu (koncentrát železné rudy) a způsob třídění je to nejvhodnější volba. Materiál se bude třídit pomocí klínových drážek. Přičemž nežádoucí materiál se bude posouvat klínovou drážkou dál po směru výsypu.



Obr. 10 Detail tvaru roštnice

Způsob umístění roštnic

Vycházím ze způsobů umístění roštnic, znázorněných na obr. 11, a volím typ c. Materiál se bude pohybovat nejprve po první části roštové plochy, kde se většina požadovaného materiálu oddělí od nečistot. Následně tyto nečistoty sklouznou po druhé části roštové plochy na dopravní pás.

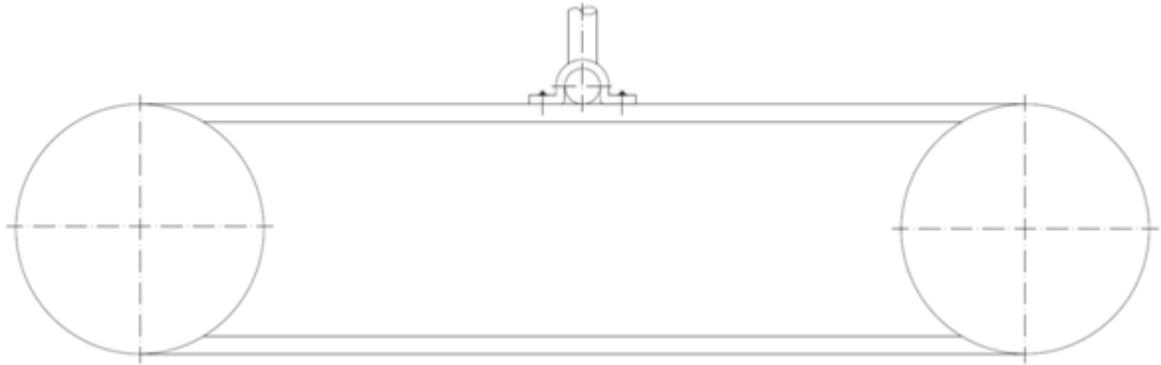


Obr. 11 Umístění roštnic

Druhy „bagru“ – pohon

a) Řemenový mechanismus

Daný typ pohonu využívá k transportu materiálu po třídící ploše řemenové kolo. K řemenu je připevněna tyč pomocí svorky a šroubů. Na této tyči jsou uchyceny lopatky „bagru“.



Obr. 12 Provedení řemenového pohonu

Výhody řemenového převodu

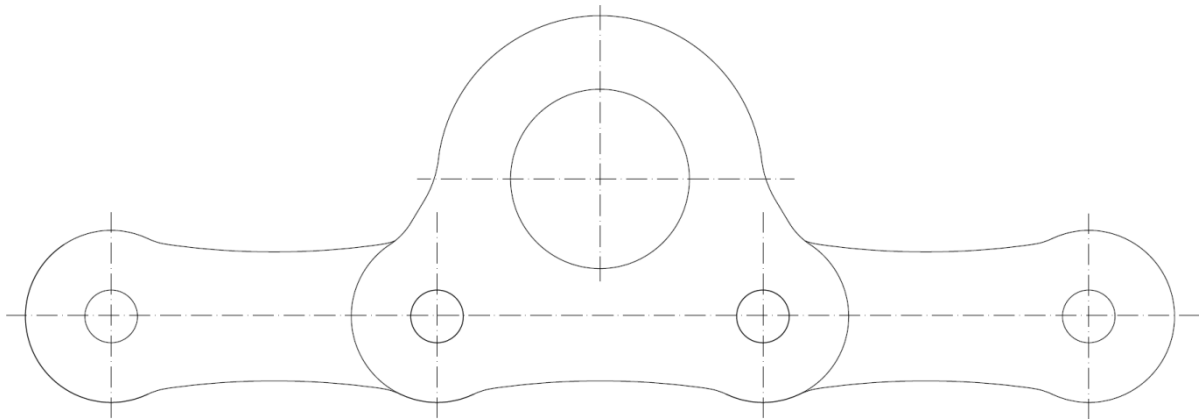
- Jednoduchá a levná výroba
- Tichý chod
- Při přetížení proklouzne
- Tlumí rázy
- Pohon více hřídelů najednou

Nevýhody řemenového převodu

- Radiální namáhání ložisek
- Nestálý převodový poměr
- Nízká odolnost vůči vyšším teplotám
- Nutnost kontroly a úpravy napínání pásů
- Nehodí se do prašného a špinavého prostředí

b) Řetězový mechanismus

K pohybu se využívá řetězové kolo. Princip provedení posunu materiálu je úplně stejný jako u řemene. Zde však pro připevnění tyče k řetězu nepoužijí svorku, ale vyměním článek řetězu za upravený článek, který bude sloužit k upevnění a zajištění tyče, například pomocí čepu nebo rozpěrného kroužku.



Obr. 13 Upravený článek řetězu

Výhody řetězového mechanismu

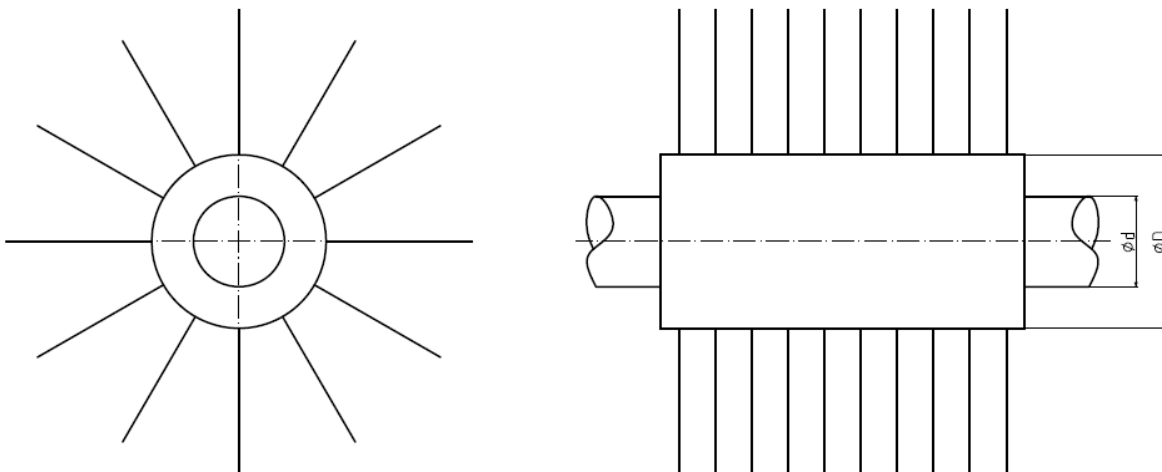
- Stálý převodový poměr
- Bez prokluzu
- Méně namáhá ložiska
- Nemusí se napínat
- Velké osové vzdálenosti
- Vysoká účinnost
- Odolnost proti vyšším teplotám
- Použití i v prašném a špinavém prostředí

Nevýhody řetězového mechanismu

- Hlučnost
- Nutnost precizní montáže
- Složitější výroba
- Neschopnost tlumit rázy
- Poměrně vysoká cena

c) Otočná hřídel s lopatkami

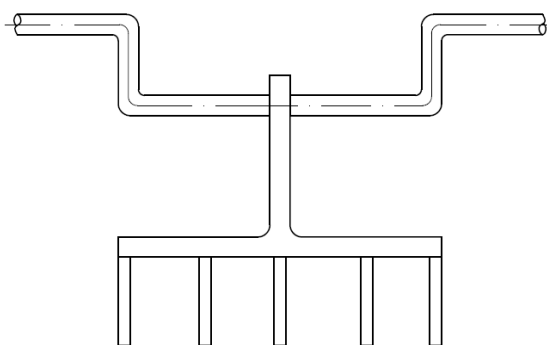
Na otáčející se hřídeli jsou uchyceny lopatky, které posouvají materiál dál po roštové ploše. Otočný mechanismus musí být vhodně umístěn nad třídící plochou tak, aby zabíral na co největší ploše. Jelikož se ale jedná o kruhový pohyb, tak není možné zajistit odsun materiálu po celé délce třídící plochy. Možností je umístit několik otočných mechanismů za sebe, v takovém případě ale musíme počítat s tím, že mezi nimi vzniknou „slepá“ místa.



Obr. 14 Otočný mechanismus s lopatkami

d) Klikový mechanismus s hráběmi

U toho mechanismu je využíváno přeměny otáčivého pohybu na pohyb přímočarý vratný. Na klikové hřídeli jsou připevněny hrábě, jejichž funkcí je posouvat materiál po tříděné ploše. Nad celou tříděnou plochou je takto uspořádáno několik těchto mechanismů, čímž je zajištěn posun materiálu po celé třídící délce.



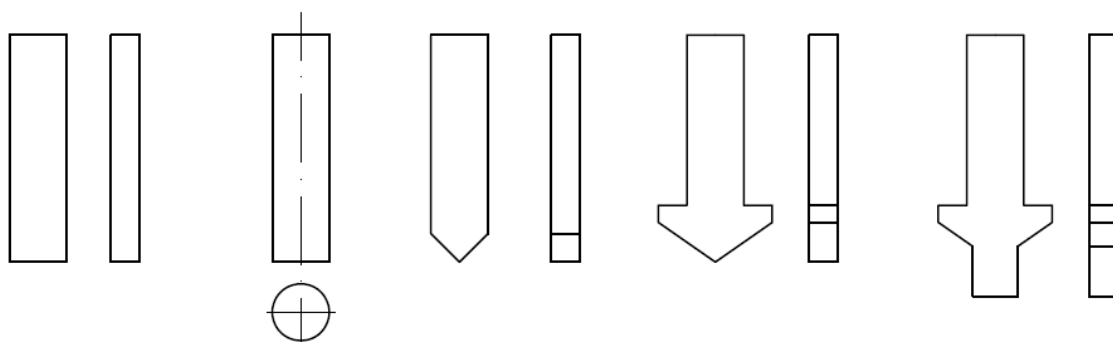
Obr. 15 Klikový mechanismus s hráběmi

Volba mechanismu

Podle požadavků, které jsou kladeny na dané strojní zařízení (viz kapitola 2.2), volím řetězový mechanismus.

Lopatky

Lopatky zde vykonávají hlavní pohyb. Jejich úkolem je posouvat tříděný materiál po třídící ploše. Jejich forma závisí na tvaru roštnic a dopravovaném materiálu. Různé typy lopatek jsou znázorněny na obr. 16.



Obr. 16 Typy lopatek

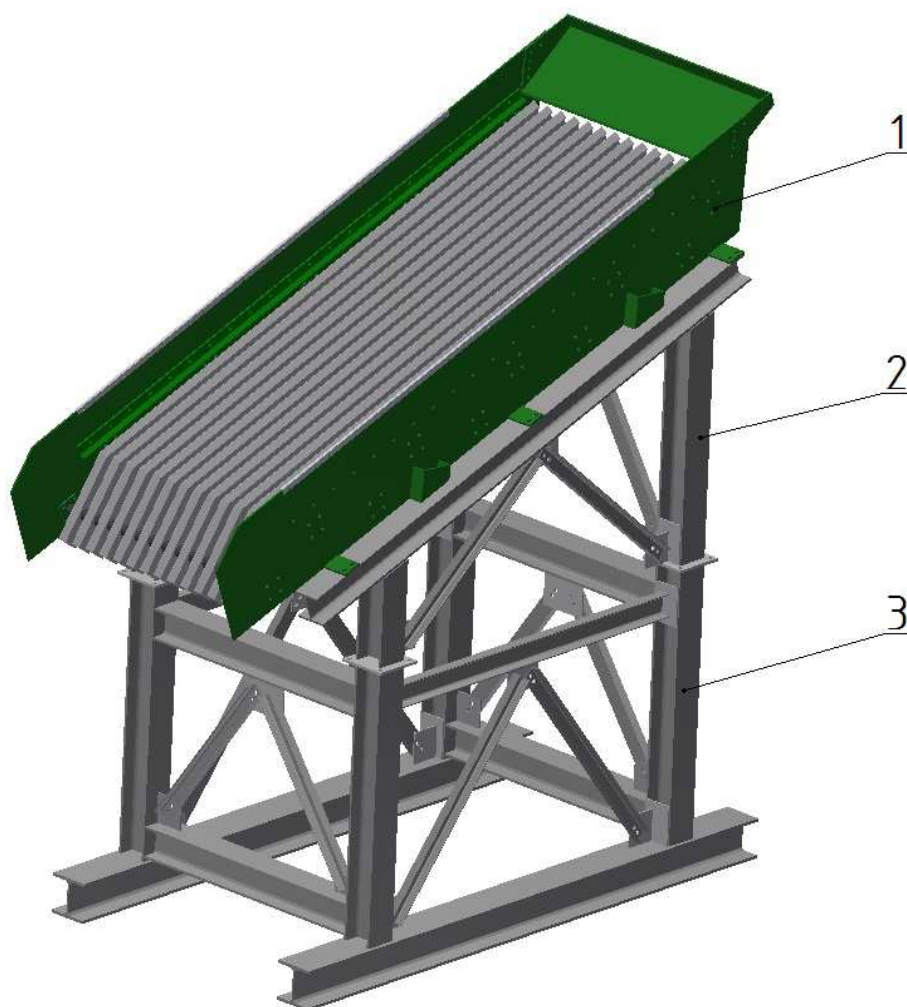
3 Návrh rámu a třídící plochy

Pro představu, jak bude konstrukce rámu i třídící plochy vypadat, a jak budou na sebe navazovat jednotlivé díly, byl vytvořen konstrukční návrh (obr. 17).

Rám je složen z:

- horní části rámu, pozice 1 (obr. 17)
- dolní části rámu, pozice 2 (obr. 17)
- třídící plochy, pozice 3 (obr. 17)

Danou konstrukci jsem se snažil zhotovit z co nejvíce normalizovaných částí tak, aby byla její montáž snadná a použité materiály dostupné a levné.



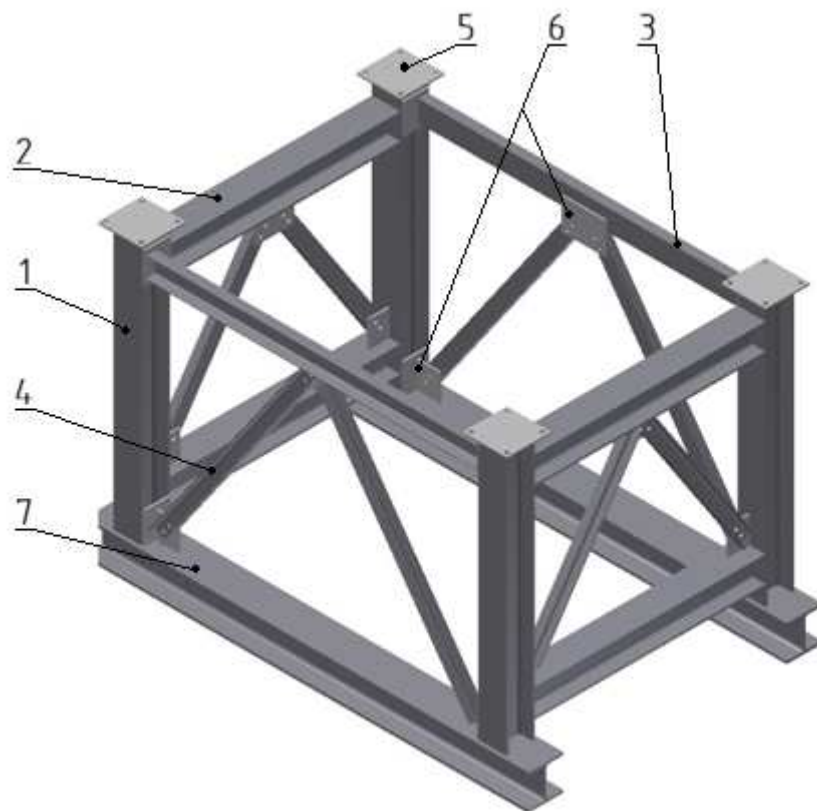
Obr. 17 Konstrukční návrh rámu

3.1 Dolní rám

Dolní rám je složen z hlavních nosníků (obr. 18 – 1) a příčného profilu (obr. 18 - 2). Obě tyto části jsou zhotoveny z profilu HEB 160.

Dalšími částmi jsou:

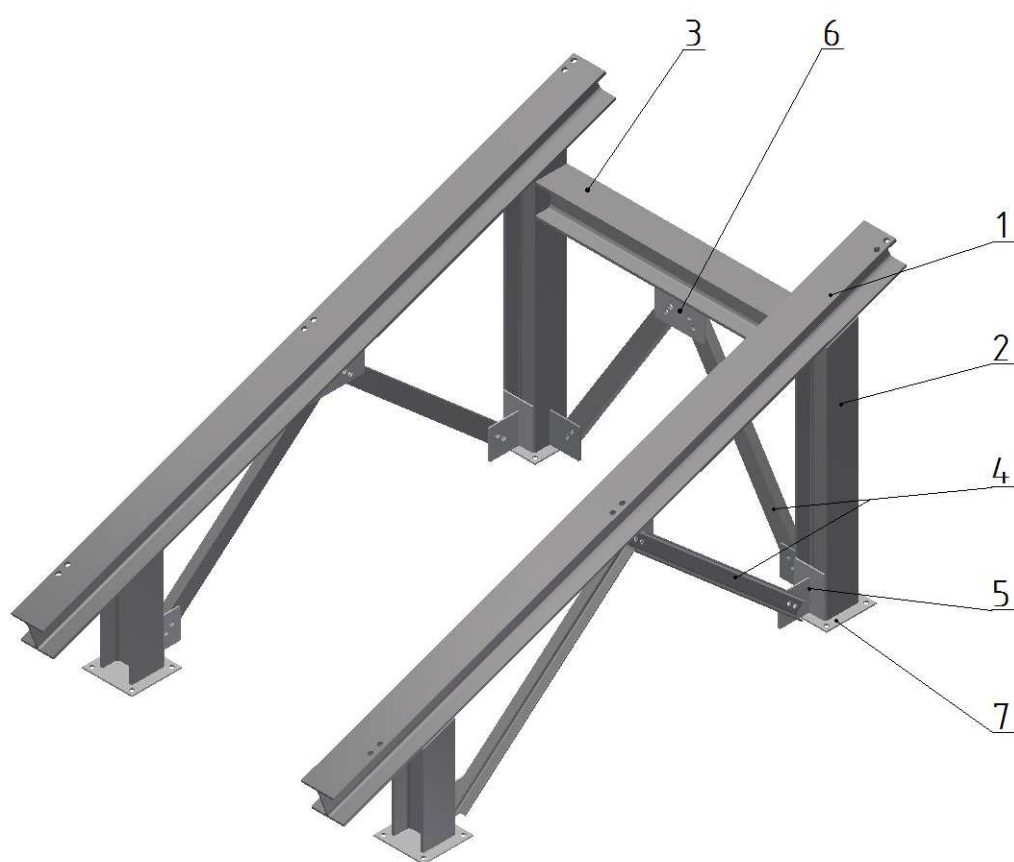
- podélná vzpěra (obr. 18 – 3), která je z profilu U 120
- boční vzpěry (obr. 18 – 4), které plní funkci stabilizace rámu a zhotoveny jsou z profilu U 80
- pozice 5 a 6 (obr. 18) jsou z tlustostěnného plechu o tloušťce 10 [mm]
- spodní ližiny (obr. 18 - 7) na kterých je celý rám postaven a uchycen, jsou z profilu HEB 200



Obr. 18 Dolní rám

3.2 Horní rám

Horní rám se skládá z hlavního nosníku (obr. 19 - 1), ze stojných noh (obr. 19 - 2) a z podélné vzpěry (obr. 19 - 3). Všechny tyto typy jsou z profilu HEB 160. Boční vzpěry jsou z profilu U 80 (obr. 19 - 4). Pozice 5 a 6 (obr. 19) jsou z tlustostěnného plechu o tloušťce 10 [mm]. Na pozici 7 (obr. 19) je podesta o tloušťce 10 [mm] a slouží k přimontování horního rámu ke spodnímu rámu pomocí šroubů M20.



Obr. 19 Horní rám

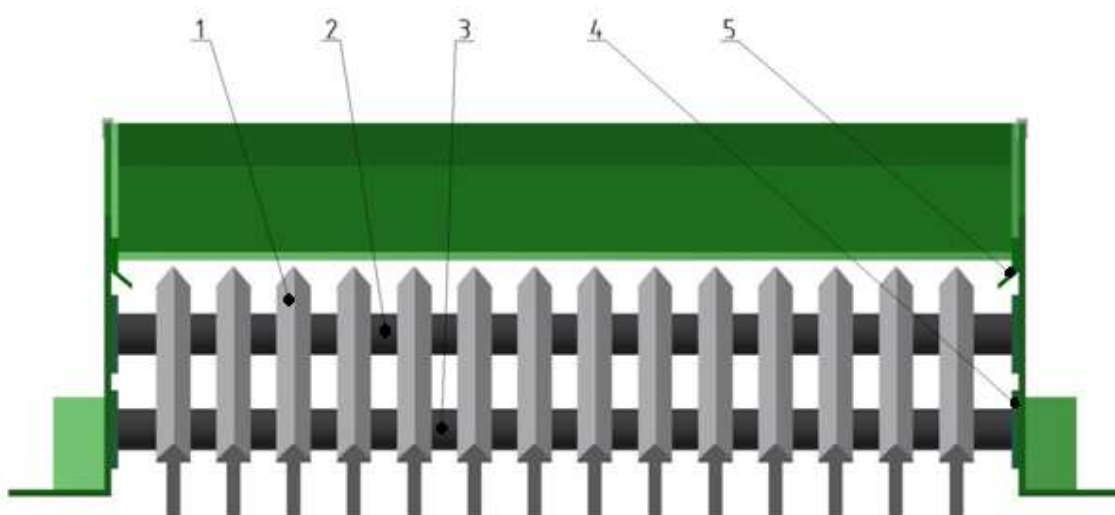
3.3 Třídíč

Hlavní třídící plocha (obr. 20 - 1) je složena z roštnic, které jsou navlečeny na tyče (obr. 20 - 2). Tyče (obr. 20 - 3) slouží ke zpevnění skříňě třídíče, protože jsou z boku přivařeny na desky (obr. 20 - 4) z tlustostěnného plechu o tloušťce 10 [mm]. Tyto desky jsou přišroubovány ke skříni třídíče (obr. 21 - 6).

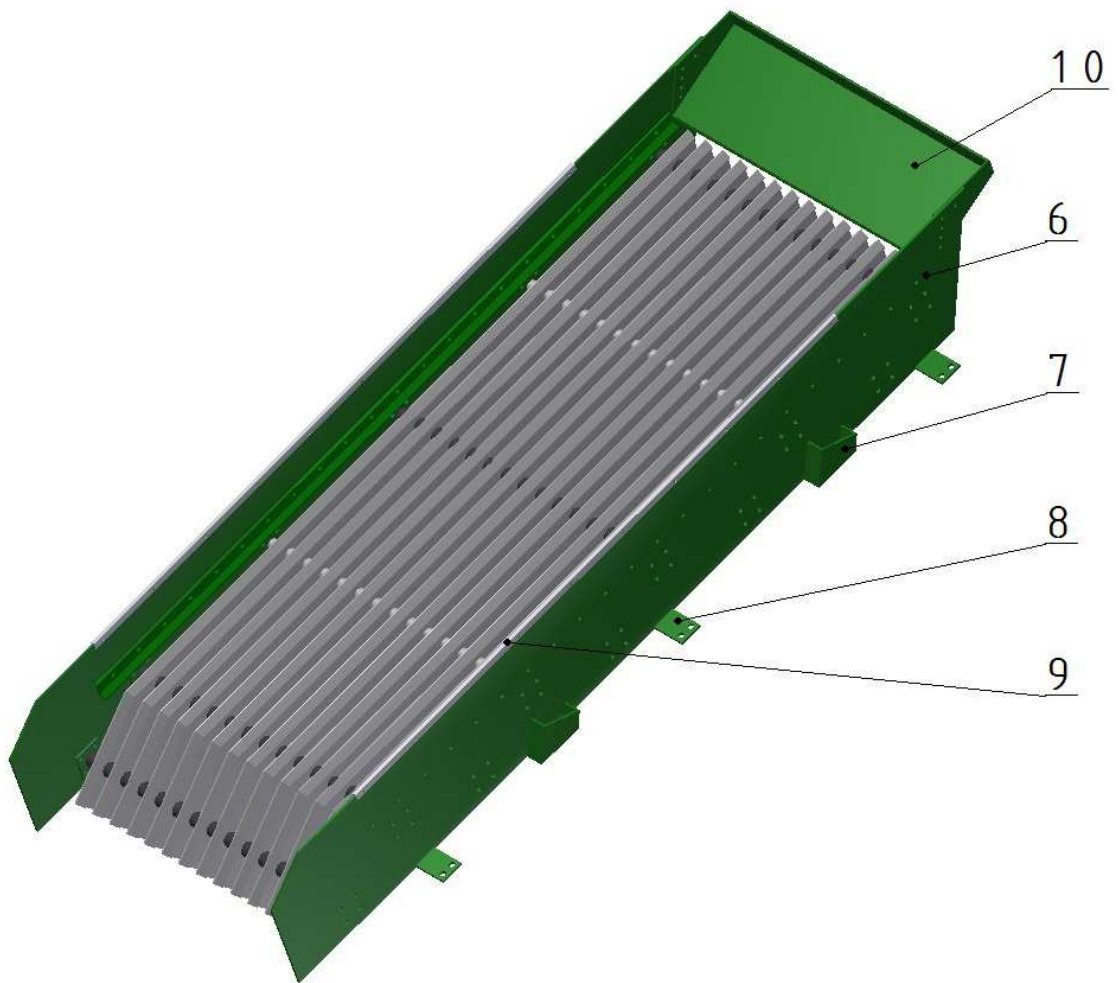
Ke skříni je přišroubována:

- vodící deska (obr. 20 - 5).
- kluzná tyč, sloužící jako doraz pro separátor, je znázorněna na pozici 9 (obr. 21)
- záda třídíče, pozice 10 (obr. 21)

Dále je na pozici č. 7 (obr. 21) konzole, která je přivařena ke skříni třídíče a slouží pro usazení tohoto celku. Nakonec jsou ke skříni navařeny patky (obr. 21 - 8), přes které je celá skříň připevní pomocí šroubů (obr 22) k rámu.



Obr. 20 Nárys třídíče



Obr. 21 Konstrukce třídiče

V technické dokumentaci je umístěn výkres sestavy BAR0347-01 s navazujícími prvky na rám, který se nachází v příloze C.

4 Konstrukční návrh a výpočet separátoru

4.1 Zadané hodnoty

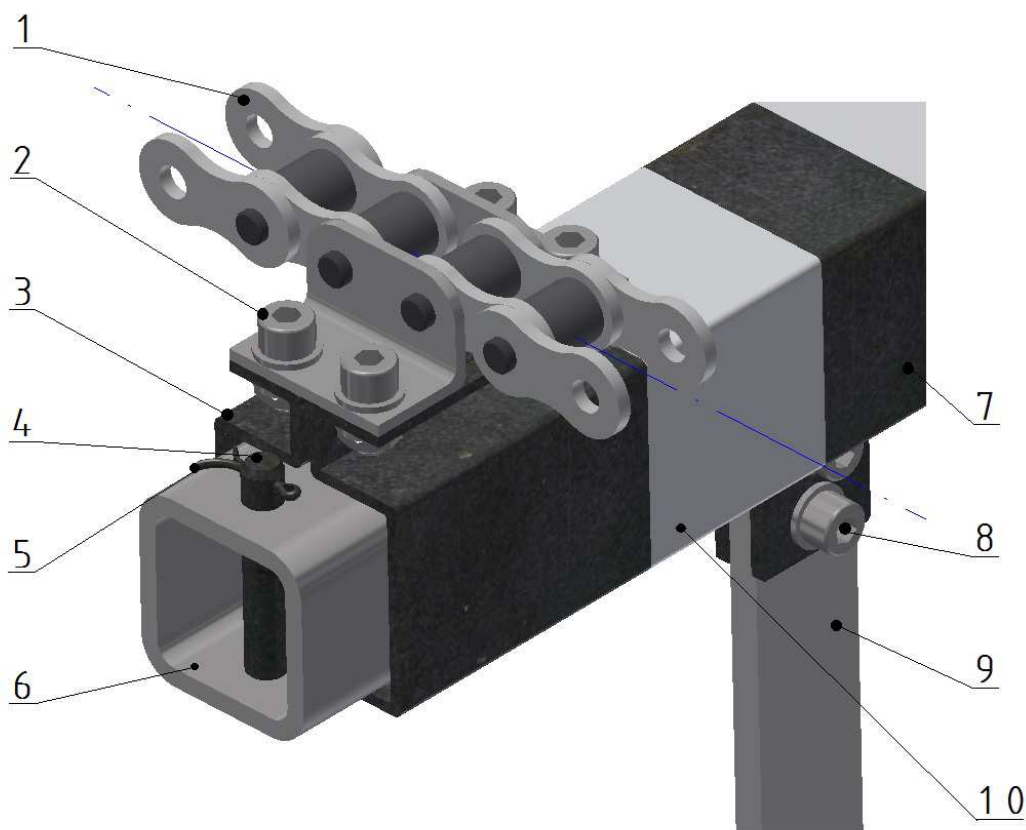
- Průměr bubnu $d = 500 [mm]$
- Teplota okolí $t = -10$ až $40 [^{\circ}C]$
- Rychlost pásu $v_p = 0,6 [m \cdot s^{-1}]$
- hmotové množství materiálu $Q_v = 180 [m^3 \cdot kg^{-1}]$
- úhel sklonu třídiče $\alpha = 20 [^{\circ}]$
- maximální hmotnost na jednom unašeči $m_{zr} = 30 [kg]$
- koeficient tření $f = 0,55 [-]$
- tíhové zrychlení $g = 9,81 [m \cdot s^{-2}]$

Volené hodnoty

- vzdálenost roštu od bubnu $l_b = 100 [mm]$
- délka roštu $s_r = 3000 [mm]$

4.2 Konstrukční návrh

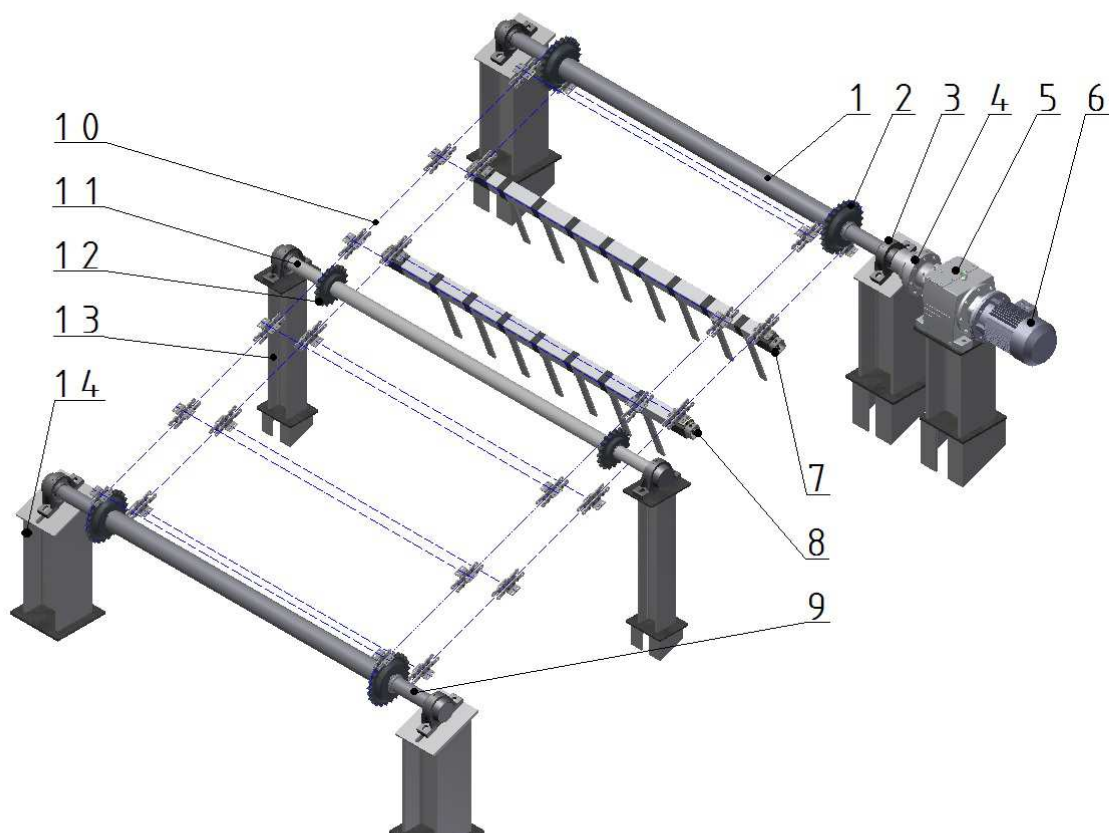
Hlavní částí separátoru je řetěz s upravenými články řetězu (obr. 22 – 1). Tento řetěz je pomocí čtyř šroubů s válcovou hlavou M8 x 16 ČSN EN ISO 4762 a s maticemi M8 dle normy ČSN EN ISO 4035 (obr. 22 – 2) připevněn k úchytu (obr. 22 - 3). Úchyt je navlečen na nosnou tyč (obr. 22 – 6). V této tyči je vyvrtána díra pro čep s hlavou 10 x 60 x 3,2 B ISO 2341 – St (obr. 22 -4), který je zajištěn proti vypadnutí závlačkou 3,2 x 18 ISO 1234 St (obr. 22 – 5). Na pozici 7 (obr. 22) je úchyt pro lopatku (obr. 22 – 9), která je přišroubovaná dvěma šrouby s válcovou hlavou M8 x 25 ČSN EN ISO 4762, maticemi M8 ČSN EN ISO 4035 (obr. 22 - 8) k tomuto úchytu. Na pozici č. 10 je rozpěrka (obr. 22) sloužící k zamezení pohybu úchytu po tyči.



Obr. 22 Detail unašeče přišroubovaného na řetěz

Na obr. 23 je znázorněna konstrukce separátoru s označenými hlavními uzly:

- Hnací hřídel (poz. 1)
- Řetězové kolo (poz. 2)
- Ložisko (poz. 3)
- Spojka (poz. 4)
- Převodovka (poz. 5)
- Elektromotor (poz. 6)
- Unašeč s 8 lopatkami (poz. 7)
- Unašeč se 7 lopatkami (poz. 8)
- Hnaná hřídel (poz. 9)
- Řetěz (poz. 10)
- Hřídel napínacího zařízení (poz. 11)
- Řetězové kolo napínacího zařízení (poz. 12) – určení rozměrů viz příloha I.
- Konstrukce napínacího zařízení (poz. 13)
- Konstrukce separátoru (poz. 14)

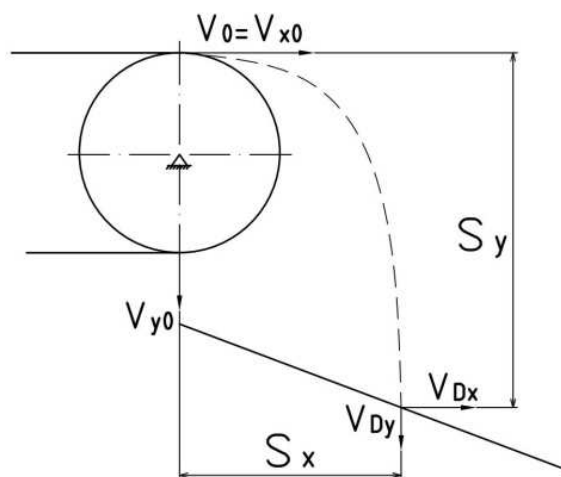


Obr. 23 Sestava separátoru

Výkresová dokumentace separátoru je umístěna v příloze A (BAR0347-00) a B (BAR0347-01).

4.3 Určení rychlosti a pohybu tříděného materiálu po roštu

Vzdálenost dopadu zrna z dopravníku na rošt volím $s_y = 600 [mm]$



Obr. 24 Šikmý vrh

$$s_x = v_0 \cdot t \quad (4.1)$$

$$v_x = v_0 \quad (4.2)$$

$$s_y = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \Rightarrow t = \sqrt{\frac{2 \cdot s_y}{g}} \quad (4.3)$$

$$v_y = -g \cdot t \quad (4.4)$$

Čas, za který zrno dopadne na rošt

$$t_D = \sqrt{\frac{2 \cdot s_y}{g}}$$

$$t_D = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,6}{9,81}}$$

$$t_D = 0,35 [s]$$

Vzdálenost dopadu zrna v ose x

$$s_x = v_0 \cdot t$$

$$s_x = (0,6 \cdot 0,35) \cdot 1000$$

$$s_x = 210 \text{ [mm]}$$

Vzdálenost dopadu zrna

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \tag{4.5}$$

$$s = \sqrt{210^2 + 600^2}$$

$$s = 636 \text{ [mm]}$$

Rychlost dopadu zrna v ose x

$$v_x = v_0$$

$$v_0 = 0,6 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Rychlost dopadu zrna v ose y

$$v_y = -g \cdot t$$

$$v_y = 9,81 \cdot 0,35$$

$$v_y = -3,4 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

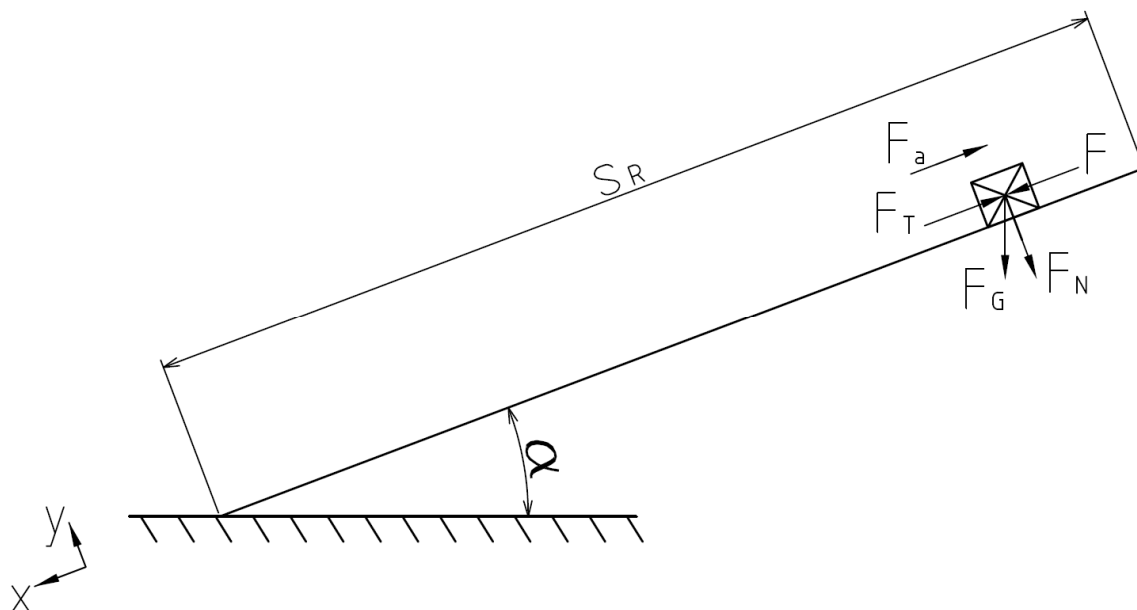
Rychlost dopadu zrna

$$v_D = \sqrt{v_{Dx}^2 + v_{Dy}^2} \tag{4.6}$$

$$v_D = \sqrt{0,6^2 + (-3,4)^2}$$

$$v_D = 3,45 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

4.4 Výpočty sil, které působí na zrna pohybující se po roštu



Obr. 25 Silový rozbor pohybu zrna na pásu

Silové rovnice

$$x : 0 = -F_t + F + m \cdot g \cdot \sin \alpha - m \cdot a \quad (4.7)$$

$$y : 0 = F_N - m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (4.8)$$

$$F_t = f \cdot F_N \quad (4.9)$$

Výpočet času pohybu zrna po roštu a jeho zrychlení

$$t = \frac{s_r}{v} \quad (4.10)$$

$$t = \frac{2,5}{0,7}$$

$$t = 3,57 \text{ [s]}$$

$$a_{zr} = \frac{v}{t} \quad (4.11)$$

$$a_{zr} = \frac{0,7}{3,57}$$

$$a_{zr} = 0,2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$$

Výpočet silových účinků

$$0 = F_N - m \cdot g \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_N = m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

$$F_N = 30 \cdot 9,81 \cdot \cos 20$$

$$F_N = 276,6 \text{ [N]}$$

$$F_t = f \cdot F_N$$

$$F_t = 0,55 \cdot 276,6$$

$$F_t = 152,1 \text{ [N]}$$

$$0 = -F_t + F + m \cdot g \cdot \sin \alpha - m \cdot a \Rightarrow F = F_t + m \cdot a - m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$F = 152,1 + 30 \cdot 0,14 - 30 \cdot 9,81 \cdot \sin 20$$

$$F = 55,8 \cong 56 \text{ [N]}$$

4.5 Předběžný návrh řetězu

Znamé parametry

- Rozteč řetězových kol $A = 2500 \text{ [mm]}$
- Zatěžující síla lopatek $F_L = 336 \text{ [N]}$

Volené parametry

- Rychlost řetězu $v_f = 0,7 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
- Převodový poměr $u = 1 \text{ [-]}$

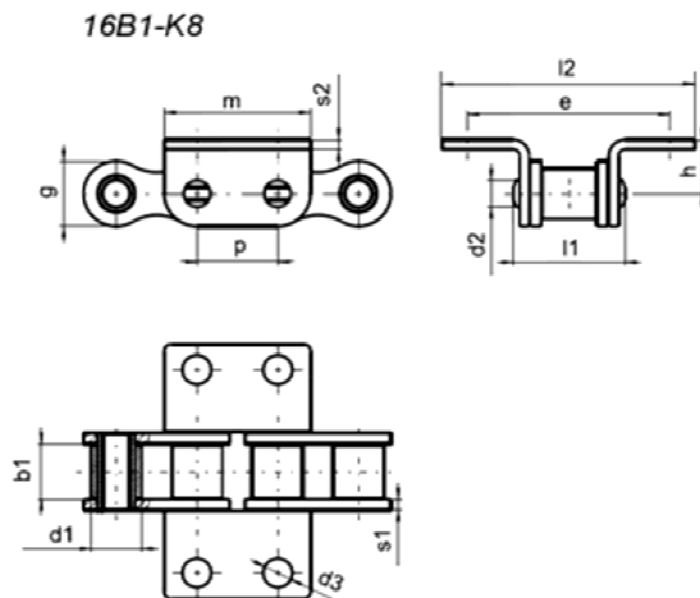
Tab. 1 Počet zubů na malém řetězovém kole

| | | | | | |
|-------------------------------------|-----|----|----|----|----|
| $v \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ | < 4 | 8 | 10 | 12 | 15 |
| z_{MIN} | 17 | 19 | 21 | 23 | 25 |

Na hnacím kole řetězky je doporučeno volit lichý počet zubů, což vyplývá ze vztahu $z_{\text{MIN}} \leq z_1$.

Pro naše účely jsem zvolil $z_1 = 25 \text{ [-]}$

Podle katalogového listu firmy Moravian chains, jsem vybral typ řetězu 16 B1-K8.



Obr. 26 Články řetězu [11]

Parametry řetězu

Tab. 2 Parametry řetězu [11]

| Tovární číslo | p - mm | b ₁ min mm | d ₁ h ₁₀ mm | d ₂ h ₉ mm | d ₃ h ₁₁ mm | e - mm | g max mm | s ₁ - mm | s ₂ - mm | h max mm | m max mm | l ₁ max mm | l ₂ max mm | F _B min kN | Q - kg/m |
|---------------|--------------|-----------------------------|---|--|---|--------------|----------------|---------------------------|---------------------------|----------------|----------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------|
| 16 B1 K7 | 25,40 | 17,02 | 15,88 | 8,28 | 9,00 | 63,80 | 21,00 | 3,50 | 3,00 | 17,00 | 45,90 | 36,10 | 80 | 60 | 3,23 |
| 16 B1 K8 | 25,40 | 17,02 | 15,88 | 8,28 | 9,00 | 63,80 | 21,00 | 3,50 | 3,00 | 17,00 | 45,90 | 36,10 | 80 | 60 | 3,86 |
| 16 B1 M7 | 25,40 | 17,02 | 15,88 | 8,28 | 9,00 | 31,10 | 21,00 | 3,50 | 3,00 | - | 45,90 | 36,10 | 39,10 | 60 | 3,23 |
| 16 B1 M8 | 25,40 | 17,02 | 15,88 | 8,28 | 9,00 | 31,10 | 21,00 | 3,50 | 3,00 | - | 45,90 | 36,10 | 39,10 | 60 | 3,86 |

4.6 Návrh řetězových kol

Počet zubů na hnaném řetězovém kole

$$z_2 = u \cdot z_1 \quad (4.12)$$

$$z_2 = 1 \cdot 25$$

$$z_2 = 25 \text{ [-]}$$

Průměr řetězových kol

$$D_1 = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} \quad (4.13)$$

$$D_1 = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{25}}$$

$$D_1 = 202,66 \text{ [mm]}$$

Jelikož převodový poměr $u = 1$ [-], průměr druhého kola bude stejný.

$$D_1 = D_2 = 202,66 \text{ [mm]} \quad (4.14)$$

4.7 Návrh elektromotoru a převodovky

Určení krouticího momentu

$$M_k = F \cdot \frac{D_1}{2} \quad (4.15)$$

$$M_k = 336 \cdot \frac{0,20266}{2}$$

$$M_k = 34 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Určení počtu otáček hřídele

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} = \frac{\frac{v}{D} \cdot 30}{\pi} = \frac{60 \cdot v}{\pi} \quad (4.16)$$

$$n = \frac{60 \cdot 0,7}{0,20266 \pi}$$

$$n = 66 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

Výkon potřebný pro otočení řetězového mechanismu

$$P_N = M_k \cdot \omega = M_k \cdot \frac{v}{\frac{D}{2}} \quad (4.17)$$

$$P_N = 34 \cdot \frac{0,7}{\frac{202,66 \cdot 10^{-3}}{2}}$$

$$P_N = 234,9 \text{ [W]}$$

Celková účinnost třídícího mechanismu

- Účinnost řetězového převodu $\eta_{\text{řp}} = 0,98 \text{ [%]}$
- Účinnost motoru $\eta_M = 0,77 \text{ [%]}$
- Účinnost převodovky $\eta_{\text{př}} = 0,994 \text{ [%]}$
- Účinnost spojky $\eta_{\text{sp}} = 0,99 \text{ [%]}$
- Účinnost ložisek $\eta_L = 0,99 \text{ [%]}$

$$\eta = \eta_{\text{řp}} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{př}} \cdot \eta_{\text{sp}} \cdot \eta_L \quad (4.18)$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,77 \cdot 0,994 \cdot 0,99 \cdot 0,99$$

$$\eta = 0,74 \text{ [%]}$$

Skutečný výkon elektromotoru

$$P_M = \frac{P_N}{\eta} \quad (4.19)$$

$$P_M = \frac{235,2}{0,74}$$

$$P_M = 317,4 \text{ [W]}$$

Z důvodů velikosti poháněného mechanismu a zohlednění dalších vlivů (nárazové zatížení, větší odpor tříděného materiálu), volím motor o výkonu $P_M = 1,1 \text{ [kW]}$.

Katalogový list je v příloze F.

- Typ motoru 90S – 1LA7 090 4AA
- Výkon elektromotoru 1100 [W]
- Otáčky elektromotoru 1415 [$ot \cdot min^{-1}$]
- Účinnost elektromotoru 77 [%]

K motoru dále volím převodovku od firmy TOS Znojmo. Parametry převodovky jsem převzal ze stránky výrobce [12]

- Typ převodovky MTC 52EC
- Převodový poměr 20,92 [-]
- Výstupní otáčky 66,9 [$ot \cdot min^{-1}$]
- Max. krouticí moment 860 [$N \cdot m$]

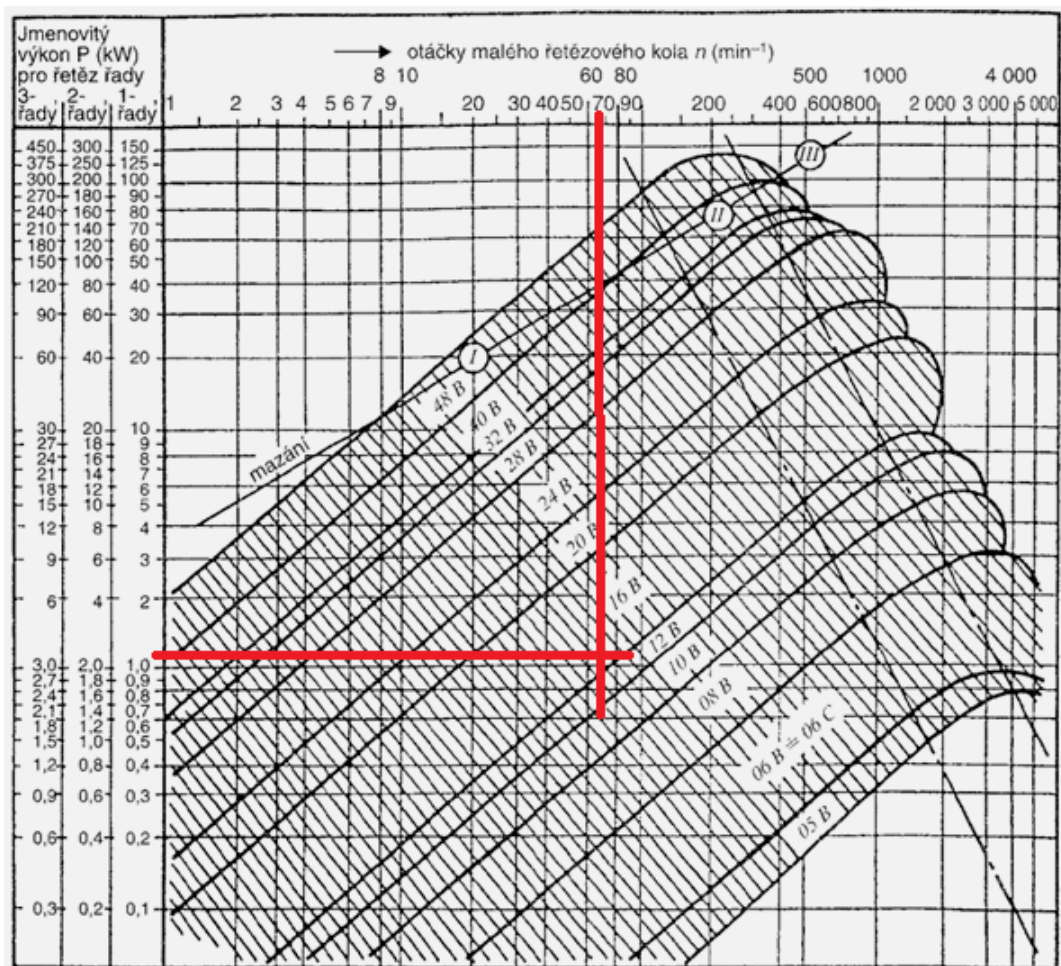
Pro propojení elektropřevodovky s poháněným mechanismem jsem vybral spojku firmy SIT, viz příloha G.

4.8 Návrh a kontrola řetězového pohonu

Řetězový pohon slouží k přenosu krouticího momentu (otáčivého pohybu) a k posunu hrabel po dané dráze. Daný pohon uvádí do pohybu elektropřevodovka, jež je umístěna na hnací hřídeli, na které se nachází řetězová kola.

Určení typu poháněného řetězu

V kapitole 3.4 jsem předběžně zvolil řetěz typu 16 B1-K8, který je třeba normalizovat podle ČSN 01 4811 (Obr. 25). Na horizontální ose jsou výstupní otáčky převodovky [$ot \cdot min^{-1}$] (neboli otáčky malého řetězového kola), na ose vertikální se orientujeme podle jmenovitého výkonu elektromotoru v [kW].



Obr. 27 Volba typu řetězu [4]

Z grafu vyplývá, že mnou zvolený jednořadý řetěz typu 16B1-K8, firmy Moravian chains, vyhovuje. Dále vyhovují i průměry řetězových kol, viz kapitola 3.4

Výkon řetězu

Pro výpočet výkonu řetězu je zapotřebí znát činitel mazání μ [-], dále činitel výkonu χ [-], pro jehož výpočet musíme nejdříve určit činitel rázů Y [-], a činitel provedení řetězu ϕ [-].

Tyto součinitele volím z níže uvedených tabulek 3–6.

Tab. 3 Činitel mazání μ [-] [6]

| Roz- mezi výkonu | Rychlost řetězu [m.s ⁻¹] | Druh mazání | | μ [-] | | | |
|------------------------|--|---|--|-------------------------------|---------------------|-------------------|-----------------------|
| | | Vhodné | Přípustné | Vhodné přípustné mazání | Nedostatečné mazání | | Bez ma- zání |
| | | | | | bez znečištění | se znečištěním | |
| I | do 4 | Lehké mazání olejem s vyšší viskozitou kapkami, 4 až 14 kapek za min. | Mazání tukem, ruční mazání | 1 | 0,6 | 0,3 | 0,15 |
| II | do 7 | Ponorné mazání máčením v olejové lázni | Mazání kapkami oleje, asi 20 kapek za min. | 1 | 0,3 | 0,15 | nepří- pus- tné |
| III | do 12 | Tlakové oběžné mazání olejem | Olejová lázeň s odstředivacím kotoučem | | nepřípustné | | |
| | přes 12 | Mazání olejovou mlhou | Tlakové oběžné mazání olejem | nepřípustné | | | |

Činitel mazání volím $\eta = 0,6$ [-]

Tab. 4 Činitel rázů Y [-] [6]

| Hnaný stroj | Hnací stroj | | | | | | | |
|-------------------|-------------------|-----------------|------------|-------------|------------|------------------|------------------|------------------|
| | Elektro- motor | Spalovací motor | | | | Vodní turbína | | Parní Turbína |
| | | Pomaloběžný | | rychloběžný | | rychlo- běžná | pomalu- běžná | |
| | | 1 válec | 2 válce | 4 válce | 6 válců | | | |
| Soustruh, vrtačka | 1,4 | | | | | | | |
| Frézka | 1,5 | | | | | | | |
| Hoblovka | 2,3 | | | | | | | |
| Obrážečka | 2 | | | | | | | |
| Tažný stroj | 1,8 | | | | | | | |

Činitel rázů volím $Y = 1,8$ [-]. Podle tabulky 5, musím činitel rázu zaokrouhlit na celé číslo $Y = 2$ [-].

Tab. 5 Činitel výkonu χ [-] [6]

| u | Y = 1 | | | | | Y = 2 | | | | | Y = 3 | | | | |
|---|----------------|------|------|------|------|----------------|------|------|------|------|----------------|------|------|------|------|
| | z ₁ | | | | | z ₁ | | | | | z ₁ | | | | |
| | 13 | 17 | 19 | 21 | 25 | 13 | 17 | 19 | 21 | 25 | 13 | 17 | 19 | 21 | 25 |
| 1 | - | 0,73 | 0,83 | 0,93 | 1,11 | - | 0,53 | 0,60 | 0,67 | 0,81 | - | 0,42 | 0,52 | 0,58 | 0,70 |
| 2 | 0,50 | 0,82 | 0,93 | 1,04 | 1,26 | - | 0,60 | 0,68 | 0,76 | 0,92 | - | 0,50 | 0,59 | 0,66 | 0,80 |
| 3 | 0,57 | 0,88 | 1,00 | 1,12 | 1,36 | 0,42 | 0,65 | 0,73 | 0,82 | 0,99 | - | 0,55 | 0,63 | 0,71 | 0,86 |
| 5 | 0,64 | 0,96 | 1,09 | 1,22 | 1,49 | 0,47 | 0,71 | 0,80 | 0,89 | 1,09 | 0,40 | 0,61 | 0,69 | 0,77 | 0,94 |
| 7 | 0,67 | 1,02 | 1,15 | 1,30 | 1,59 | 0,49 | 0,75 | 0,85 | 0,95 | 1,16 | 0,42 | 0,64 | 0,73 | 0,82 | 1,00 |

Hledanou hodnotu volím ze známých veličin, a to z činitele rázu a počtu zubů malého řetězového kola. Činitel výkonu volím $\chi = 0,81$ [-].

Tab. 6 Činitel provedení řetězu ϕ [-] [6]

| Řetěz | ϕ [-] |
|---|------------|
| ČSN 02 3311 provedení A, B a ČSN 02 3324 typ 06 C | 1 |
| ČSN 02 3311 ostatní provedení kromě A a B | 0,8 |
| ČSN 02 3315 (řetěz s dlouhou roztečí) | 1,5 |

Činitel provedení řetězu volím $\phi = 1,5$ [-]

$$P_D = \frac{P_1}{\chi \cdot \mu \cdot \phi} \quad (4.20)$$

$$P_D = \frac{1100}{0,81 \cdot 0,6 \cdot 1,5}$$

$$P_D = 1222,2 \text{ [W]}$$

Pro další výpočet je zapotřebí zvolit činitel vzdálenosti os ρ [-]

Tab. 7 Činitel vzdálenosti os ρ [-] [6]

| Osová vzdálenost A [mm] | ρ [-] |
|-------------------------|------------|
| $A = 20 \cdot t$ | 0,85 |
| $A = 40 \cdot t$ | 1 |
| $A = 80 \cdot t$ | 1,15 |
| $A = 160 \cdot t$ | 1,3 |

Jelikož ve vzorečku pro výpočet osově vzdálenosti neznám koeficient, nahrazuji číslo neznámou x , kterou následně vypočtu.

$$A = x \cdot t \Rightarrow x = \frac{A}{t} \quad (4.21)$$

$$x = \frac{2500}{25,4}$$

$$x = 98,4 \text{ [-]}$$

Pro další výpočty jsem získanou hodnotu zaokrouhlil na $x = 100$ [-]. Jelikož mi nevyšlo číslo, které by se shodovalo s výpočtem osově vzdálenosti v tabulce č. 7, jsem nucen si hodnotu ρ [-] vypočítat, a to pomocí vztahu:

$$\rho = (\rho_4 - \rho_3) \cdot 0,25 + 1 \quad (4.22)$$

$$\rho = (1,3 - 1,15) \cdot 0,25 + 1$$

$$\rho = 1,04 \text{ [-]}$$

Korigovaný výkon P_D'

$$P_D' = \frac{P_D}{\rho} \quad (4.23)$$

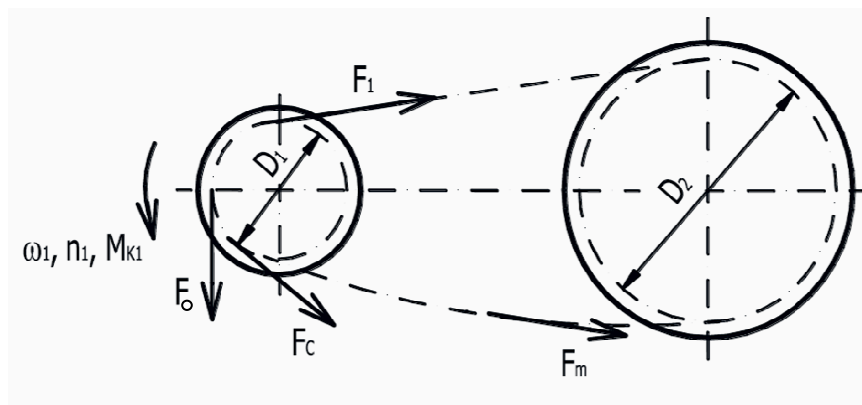
$$P_D' = \frac{1222,2}{1,04}$$

$$P_D' = 1175,2 \text{ [W]}$$

4.9 Pevnostní kontrola řetězu

a) Kontrola bezpečnosti řetězu proti přetržení

K přetržení řetězu dochází kvůli tomu, že je tahem namáhán. Na tažnou větev působí tažná síla F_1 [N], která je součtem sil působících na spodní větev řetězu (obr. 26). Jedná se konkrétně o součet obvodové síly F_o [N] přenášeného výkonu, tahové složky F_c [N] od odstředivé síly a tahové složky F_m [N] od tíhy řetězu.



Obr. 28 Tahové síly v řetězu [6]

Výpočet skutečné rychlosti řetězového pohonu

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \quad (4.24)$$

$$v = \frac{\pi \cdot 0,20266 \cdot 66,9}{60}$$

$$v = 0,7 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Obvodová síla

$$F_o = \frac{P_1}{v} \quad (4.25)$$

$$F_o = \frac{1100}{0,7}$$

$$F_o = 1571,4 \text{ [N]}$$

Tahová složka

$$F_c = \frac{dF_{OD}}{2 \cdot \sin \frac{d\varphi}{2}} = \frac{m_1 \cdot d\varphi \cdot v^2}{2 \cdot \frac{d\varphi}{2}} = m_1 \cdot v^2 \quad (4.26)$$

m_1 [$kg \cdot m^{-1}$] je hmotnost 1 metru řetězu

$$m_1 = 3,86 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1}\text{]}$$

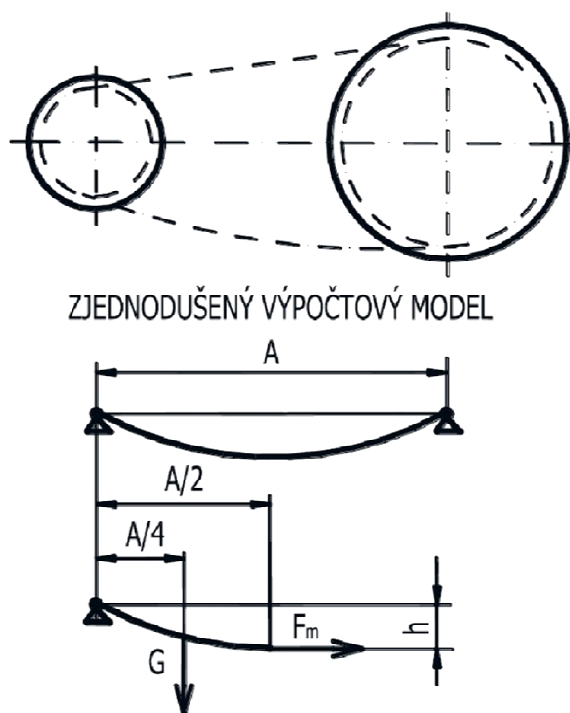
$$F_c = m_1 \cdot v^2$$

$$F_c = 3,86 \cdot 0,7^2$$

$$F_c = 1,9 \text{ [N]}$$

Tahová složka

Působením tíhy G [N] v dolní větvi řetězu je způsoben průhyb řetězu h [m].



Obr. 29 Určení tahové složky od tíhy řetězu [6]

$$h = (1 \div 2\%) \cdot A \quad (4.27)$$

$$h = 0,01 \cdot 2,5$$

$$h = 0,025 \text{ [m]}$$

$$F_m \cdot h = G \cdot \frac{A}{4} \Rightarrow F_m \cdot h = m_1 \cdot \frac{A}{2} \cdot g \cdot \frac{A}{4} \Rightarrow F_m \cong \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g \quad (4.28)$$

$$F_m \cong \frac{3,86 \cdot 2,5^2}{8 \cdot 0,025} \cdot 9,81$$

$$F_m \cong 1183,3 \text{ [N]}$$

Tažná síla

K vypočteným silám navíc přičtu sílu působící na zabírající lopatky $F_L = 336 \text{ [N]}$ a zatěžující sílu řetězu $F_R = 1049,7 \text{ [N]}$ od tíhy unášečů.

$$F_1 = F_o + F_c + F_m + F_L + F_R \quad (4.29)$$

$$F_1 = 1571,4 + 1,9 + 1183,3 + 336 + 1049,7$$

$$F_1 = 4142,3 \text{ [N]}$$

Z tab. 2 na str. 40 je síla F_B , která je nutná k přetržení řetězu, rovna $60\,000 \text{ [N]}$. Tato hodnota je použita při výpočtu obou složek součinitele bezpečnosti, a to jak při statickém $k_s [-]$, tak i dynamickém $k_D [-]$ zatížení.

$$k_s = \frac{F_B}{F_1} \geq 7 \quad (4.30)$$

$$k_s = \frac{60000}{4142,3}$$

$$k_s = 14,5 \geq 7 \text{ [-]}$$

$$k_D = \frac{F_B}{F_1 \cdot Y} \geq 5 \quad (4.31)$$

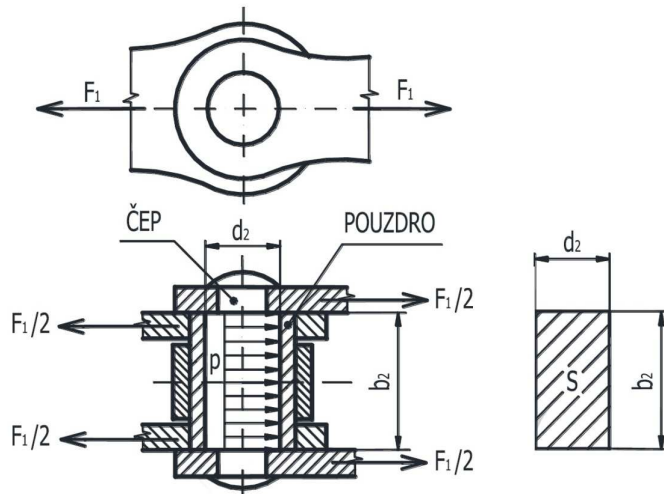
$$k_D = \frac{60000}{4142,3 \cdot 2}$$

$$k_D = 7,2 \geq 5 \text{ [-]}$$

Kontrola statického a dynamického zatížení vyhovuje.

b) Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Tahová síla F_1 je přenášena kontaktní plochou $S \text{ [mm}^2\text{]}$ čepu a pouzdra. Na tento spoj působí tlakem $p \text{ [MPa]}$ a nastává vzájemný pohyb čepu a pouzdra. Dochází tak k zatížení řetězu a jeho opotřebení (natahování). Měrný tlak je hlavní podmínkou, která rozhoduje o trvanlivosti řetězu.



Obr. 30 Tlak v kloubu válečkového řetězu [6]

Při kontrole měrného tlaku se vychází z podmínky $p_v \leq p_D$, kde p_v [Pa] je výpočtový tlak a p_D [Pa] je tlak dovolený.

Základní rovnice pro výpočet tlaku:

$$p_v = \frac{F_1}{S} = \frac{F_1}{b_2 \cdot d_2} \leq p_D \quad (4.32)$$

Určení výpočtového tlaku

Z tabulky č. 2 určím šířku řetězu b_2 [mm]. Tato šířka je zobrazena na obr. 30.

$$b_2 = b_1 + 2 \cdot s_1 \quad (4.33)$$

$$b_2 = 17,02 + 2 \cdot 3,5$$

$$b_2 = 24,02 \text{ [mm]}$$

$$p_v = \frac{F_1}{b_2 \cdot d_2}$$

$$p_v = \frac{4142,3}{24,02 \cdot 8,28}$$

$$p_v = 20,82 \text{ [MPa]}$$

Určení dovoleného tlaku

Pro určení dovoleného tlaku potřebuji znát činitel tření λ [-] a směrný tlak v kloubu p [MPa], který závisí na obvodové rychlosti.

Tab. 8 Činitel tření λ [-] [6]

| A | Převodový poměr u | | | | |
|---------|-------------------|------|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 5 | 7 |
| 20 · t | 0,69 | 0,80 | 0,87 | 0,98 | 1,04 |
| 40 · t | 0,83 | 0,93 | 1,00 | 1,09 | 1,15 |
| 80 · t | 1,00 | 1,12 | 1,19 | 1,27 | 1,32 |
| 160 · t | 1,24 | 1,38 | 1,45 | 1,53 | 1,57 |

Vzhledem k tomu, že hodnotu A z tabulky č. 8 neznám, poslouží mi hodnota, kterou jsem si určil v bodě 3.7, a to $A = 100 \cdot t$. Nyní jsem schopen pomocí vztahu $\lambda = 1 + (u_{14} - u_{13}) \cdot 0,25 + 0,03$ vypočítat požadovaný součinitel tření.

Hodnoty z tabulky č. 8:

$$u_{13} = 1,00 \text{ [-]}$$

$$u_{14} = 1,24 \text{ [-]}$$

$$\lambda = 1 + (u_{14} - u_{13}) \cdot 0,25 + 0,03 \tag{4.34}$$

$$\lambda = 1 + (1,24 - 1) \cdot 0,25 + 0,03$$

$$\lambda = 1,09 \text{ [-]}$$

Tab. 9 Směrný tlak v kloubu řetězu p_{kl} [MPa] [6]

| v [m·s ⁻¹] | z_1 | | | | |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 17 | 19 | 21 | 23 | ≥ 25 |
| 0,1 | 31,78 | 31,98 | 32,47 | 32,47 | 32,86 |
| 0,2 | 30,41 | 30,41 | 31,00 | 31,49 | 31,89 |
| 0,4 | 28,94 | 29,33 | 29,63 | 29,92 | 30,51 |
| 0,6 | 27,76 | 28,15 | 28,45 | 29,04 | 29,72 |
| 0,8 | 26,59 | 27,08 | 27,57 | 27,96 | 28,55 |

Protože není v tabulce uvedena hodnota pro obvodovou rychlost $v = 0,7$ [m·s⁻¹], zvolil jsem hodnotu pro rychlost $v = 0,8$ [m·s⁻¹]. Tuto volbu jsem provedl z důvodů přísnějšího požadavku na volený tlak.

$$p_D = p_{kl} \cdot \lambda \quad (4.35)$$

$$p_D = 28,55 \cdot 1,09$$

$$p_D = 31,12 \text{ [MPa]}$$

$$p_v \leq p_D \quad (4.36)$$

$$20,82 \leq 31,12 \text{ [MPa]}$$

Z provedených výpočtů vyplývá, že řetěz splnil i druhou podmínku a to podmínku na kontrolu měrného dovoleného tlaku v kloubu řetězu. Z toho vyplývá, že mnou volený řetěz vyhovuje ve všech kritériích.

4.10 Stanovení počtu článků a délky řetězu

Ze zvolených a vypočtených parametrů (počet zubů na řetězovém kole, rozteč řetězu a rozteč řetězových kol) nejprve určím počet článků řetězu X [-], který je poté nutné zaokrouhlit na celé sudé číslo.

$$X_r = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A} \quad (4.37)$$

$$X_f = 2 \cdot \frac{2500}{25,4} + \frac{25 + 25}{2} + 0$$

$$X_f = 221,9 [-]$$

Po zaokrouhlení je počet článků řetězu $X_f = 222 [-]$.

K určení délky řetězu $L [mm]$ použiju zaokrouhlený počet článků a rozteč řetězu.

$$L = X \cdot t \tag{4.38}$$

$$L = 222 \cdot 25,4$$

$$L = 5638,8 [mm]$$

4.11 Stanovení skutečné osové vzdálenosti pohonu

Skutečná osová vzdálenost pohonu $A_{SK} [mm]$ vyplývá z počtu článků řetězu.

$$A_{SK} = \frac{t}{8} \cdot \left[2 \cdot X_f - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X_f - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] \tag{4.39}$$

$$A_{SK} = \frac{25,4}{8} \cdot \left[2 \cdot 222 - 25 - 25 + \sqrt{(2 \cdot 222 - 25 - 25)^2} \right]$$

$$A_{SK} = 2501,9 [mm]$$

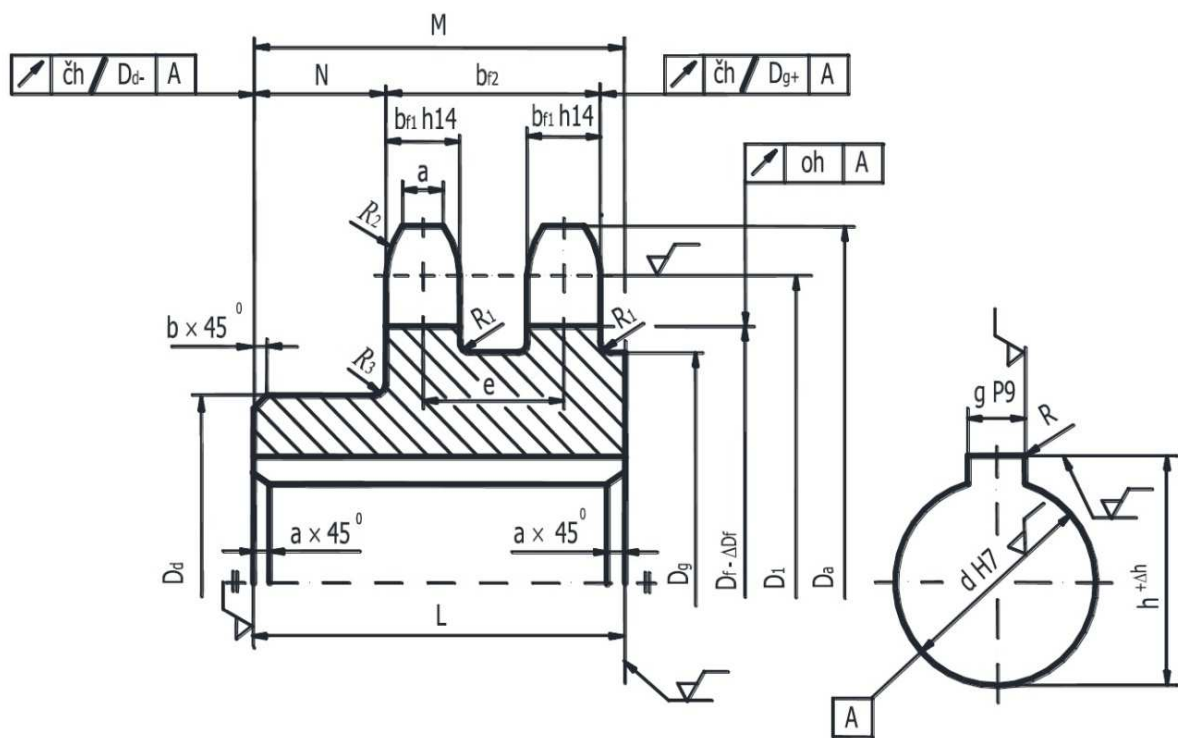
Součinitel $F [-]$, nelze ze vztahu $\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$ určit, protože je stejný počet zubů na hnacím a

hnaném kole.

Po provedených výpočtech volím **ŘETĚZ 222 ČLÁNKŮ 16B1-K8 ČSN 02 3301.1.**

4.12 Návrh hnacího řetězového kola

Při návrhu hnacího řetězového kola byly použity vzorce uvedené v příloze H. Vypočtené hodnoty je možno najít v tabulce č. 7.



Obr. 31 Rozměrový návrh řetězového kola [6]

Tab. 10 Rozměrové hodnoty řetězového kola

| | | | |
|-----------------------------|--------------|---------|------|
| Poloměr dna zubní mezery | r_{fMIN} | 8 | [mm] |
| | r_{fMAX} | 8,2 | [mm] |
| Poloměr boku zubu | r_{aMIN} | 51,5 | [mm] |
| | r_{aMAX} | 102,3 | [mm] |
| Úhel otevření zubové mezery | ϕ_{MIN} | 116,4 | [°] |
| | ϕ_{MAX} | 136,4 | [°] |
| Průměr hlavové kružnice | D_{aMIN} | 210,6 | [mm] |
| | D_{aMAX} | 218,53 | [mm] |
| Průměr patní kružnice | D_f | 186,621 | [mm] |
| Největší průměr věnce | D_g | 167,1 | [mm] |
| Šířka zubu | b_f | 16,2 | [mm] |
| Hodnota zaoblení zubu | b_a | 2,1 | [mm] |

Výkresová dokumentace řetězového kola, viz výkres BAR0347-02, příloha D.

4.13 Výpočet a návrh hnacího hřídele

U výpočtu a návrhu průměru hnacího hřídele jsem vycházel z válcového konce hřídele na straně umístění elektropřevodovky, kde bude průměr tohoto hřídele nejmenší. Jeho další rozměry se budou odvíjet od vypočteného průměru.

Materiál hřídele volím 11600 s dovoleným napětím v krutu $\tau_D = 25$ [MPa] a s mezí kluzu $R_e = 284$ [MPa]. Zvoleno podle [10]

U tohoto výpočtu vycházím z podmínky

$$\tau = \frac{M_{Khř}}{W_K} \leq \tau_D, \quad (4.40)$$

pro jejíž výpočet potřebuji znát zatěžující sílu hřídele, která je rovna tažné síle, viz kapitola 4.8.

Dalším parametrem je krouticí moment hnacího hřídele.

$$D_1 = 202,66 \text{ [mm]}$$

$$M_{Khř} = F_1 \cdot \frac{D_1}{2} \quad (4.41)$$

$$M_{Khř} = 4142,3 \cdot \frac{202,66}{2}$$

$$M_{Khř} = 419739,3 \text{ [N}\cdot\text{mm]}$$

$$W_K = \frac{M_{Khř}}{\tau_D} \Rightarrow \frac{\pi}{16} \cdot d_{\min}^3 = \frac{M_{Khř}}{\tau_D}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{Khř}}{\pi \cdot \tau_D}}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 419739,3}{\pi \cdot 25}}$$

$$d_{\min} = 44,1 \text{ [mm]}$$

Vypočtený průměr zaokrouhlím podle normy ČSN 01 4990 – Válcové konce hřídelů [9]. Z této normy volím průměr $d_1 = 50 [mm]$. Další průměry hřídele odstupňuji po desítkách milimetrů.

$$d_2 = 60 [mm]$$

$$d_3 = 70 [mm]$$

$$d_4 = 80 [mm]$$

Návrh hřídele se všemi potřebnými parametry, viz příloha E – výkresová dokumentace hnacího hřídele BAR0347-03.

4.14 Kontrola ložisek

Hnací i hnaná hřídel je uložena ve dvou ložiskových domcích SY 510M s ložisky YEL 210F. Ložiska jsou chráněna krytem ECY 210. Všechny tyto součásti jsou od firmy SKF. Parametry výrobků jsou uvedeny v katalogových listech výrobce, viz příloha J.

Postup výpočtu jsem převzal ze stránek výrobce [13].

Na ložiska bude působit pouze radiální síla $F_R [N]$ a proto z přílohy K, volím hodnotu $X [-]$ pro radiální kuličková ložiska.

$$X = 1 [-]$$

Potřebné parametry:

- | | |
|---|--------------------|
| - Dynamická únosnost | $C = 35100 [N]$ |
| - Tažná síla | $F_1 = 4142,3 [N]$ |
| - Zatěžující síla od hřídele a řetězových kol | $F_S = 873 [N]$ |
| - Exponent pro bodový styk ložiska | $p = 3 [-]$ |

$$P_A = X \cdot F_R + Y \cdot F_a \quad (4.42)$$

$$P_A = X \cdot F_R = X \cdot (F_1 + F_S)$$

$$P_A = 1 \cdot (4142,3 + 873)$$

$$P_A = 5015,3 [N]$$

Základní trvanlivost

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (4.43)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{35100}{5015,3} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 66,9}$$

$$L_{10h} = 85399 \text{ [hod]}$$

5 Závěr

Předložená bakalářská práce s názvem „Separátor cizorodých předmětů z nerostných surovin“ byla po formální i obsahové stránce uspořádána s ohledem na komplexní vyplnění zadaných cílů.

Na začátku práce se má možnost čtenář seznámit s přehledem současného stavu techniky určené k třídění nerostných surovin. Dále se práce zabývá zpracováním možných variant konstrukčních řešení separátoru, ze kterých je následně vybráno nejvhodnější provedení. Ve třetí kapitole byla navržena nosná konstrukce celého zařízení a třídící plochy. Snahou bylo dosáhnout, aby se tato konstrukce skládala z co nejvíce normalizovaných dílů a částí. Na tento koncept navazuje návrh separátoru, u kterého byla provedena výpočtová zpráva návrhu řetězového pohonu, určení průměru hřídele a kontrola zvolených ložisek. Posledním oddílem je výkresová dokumentace, která obsahuje sestavu separátoru s kusovníkem, sestavu kompletní konstrukce stroje, výkres řetězového kola a hnacího hřídele.

V rámci dané bakalářské práce byly dodrženy všechny stanovené cíle.

6 Seznam použité literatury

- [1] ŠPALDON, F. *Úprava nerastných surovín: celoštátna vysokoškolská učebnica pre banícke fakulty vysokých škôl*. Bratislava: Alfa, 1986.
- [2] VIDLÁŘ, J., RŮŽIČKOVÁ, Z. a SRB, J. *Úprava druhotných surovin*. Ostrava: VŠB, 1985.
- [3] POLICKÝ, Zdeněk. *Úpravárenské stroje*. Brno: Ediční středisko VUT, 1987.
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2008.
- [5] ŠŤASTNÍK, S. *Těžba, lomařství a úpravnictví (modul M2-Úpravnictví nerostných surovin)*. Brno: VUT, 2006.
- [6] KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2008.
- [7] Vibrační třídiče. *Odes s.r.o.* [online]. 2014 [cit. 2015-11-10]. Dostupné z: <http://www.odes.cz/zarizeni/tridice/vibracni-tridice>
- [8] Vibrační třídič. *SG strojírna s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2015-11-20]. Dostupné z: <http://www.sg-stroj.cz/vibracni-tridic>
- [9] Polyuretanový systém Clip-Clean. *Screen servis spol. s r.o.* [online]. 2006 [cit. 2015-12-02]. Dostupné z: <http://www.screenservis.cz/cs/root/prumyslova-sita/nekovova-sita/polyuretanovy-system-clip-clean>
- [10] POLYURETANOVÉ SÍTO. *Euro sitex s.r.o.* [online]. 2013 [cit. 2015-12-10]. Dostupné z: <http://www.eurositex.cz/napinane/115/114/detail/>
- [11] Válečkové řetězy: Válečkové řetězy s hranatými unašeči - široký tvar. *Moravian chains* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-s-hranatymi-unaseci-siroky-tvar/>
- [12] Maximální hodnoty převodovek. *TOS Znojmo a.s.* [online]. 28. 4. 2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mtc/cz/index.htm>

- [13] Dynamické zatížení ložiska a trvanlivost. *SKF a.s.* [online]. 6. 4. 2016 [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/bearing-life-and-load-ratings/dynamic-bearing-loads-and-life/index.html>

Seznam příloh

| | |
|-----------|--|
| Příloha A | Výkres sestavy BAR0347-00 |
| Příloha B | Výkres sestavy – kusovník BAR0347-00.1 |
| Příloha C | Výkres sestavy BAR0347-01 |
| Příloha D | Výrobní výkres řemenového převodu BAR0347-02 |
| Příloha E | Výrobní výkres hnací hřídele BAR0347-03 |
| Příloha F | Katalogový list elektromotoru |
| Příloha G | Katalogový list spojky |
| Příloha H | Vzorce pro výpočet parametrů řetězových kol |
| Příloha I | Volba řetězového kola napínacího zařízení |
| Příloha J | Katalogový list ložiska a jeho částí |
| Příloha K | Tabulka s parametry X a Y pro radiální kuličková ložiska |

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval zejména doc. Dr. Ing. Ladislavu Kováři za konzultace, cenné rady a připomínky, které mi během psaní bakalářské práce poskytl. Poděkování patří také Bc. Janě Melčákové, která se podílela na korektuře mé práce. Taktéž děkuji své rodině za možnost studovat a za podporu, která se mi od nich po celou dobu studia dostávala.