

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Zařízení pro vytřídování surovin

Equipment for Raw Materials Sorting

Student: Marek Caga

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

Ostrava 2019

## Zadání bakalářské práce

Student: **Marek Caga**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: **Zařízení pro vyříd'ování surovin  
Equipment for Raw Materials Sorting**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh zařízení pro odstraňování (vyříd'ování) cizorodých předmětů ze suroviny dopravované pásovým dopravníkem.  
Při návrhu vycházejte ze zadaných výchozích parametrů.

### Výchozí parametry:

dopravovaný materiál: upravený rudný koncentrát  
maximální průměr zrna: 30mm  
sklon dopravníku: 15o  
sklon bočních válečků válečkové stolice: 20o  
šířka pásu dopravníku: 1400 mm  
průměr vratného bubnu dopravníku: 600 mm  
rychlost pásu: 0,8 m.s-1

### Proveďte:

- 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 řešení navrhovaného zařízení,
- detailní konstrukční zpracování mechanismu pohonu a pohyblivých částí zařízení včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca 1x A0.

### Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS\_SME\_05\_003 verze: H *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] POLÁK, J., PAVLISKA, J., SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení I.* Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.

- [5] KOPÁČEK J. : *Pohony a převody 1. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2  
[6] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.  
[7] Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového 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: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

---

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



---

prof. 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 dne 20. května 2019



Podpis

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, 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 užit tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užit toto své dílo, 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 - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Marek Caga

Adresa trvalého pobytu autora práce: Trnávka 159

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Caga, M. *Zařízení pro vytřídování surovin: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2019, 63s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

Bakalářská práce se zabývá projekčně – konstrukčním návrhem zařízení pro vytřídování surovin. Úvodní část práce je věnována popisu technologie třídění, jejímu rozdělení a jsou v ní popsány roštové třídače, na jejichž principu pracuje navržené zařízení. Následně jsou představeny tři návrhy zařízení, z nichž je vybrán jeden, kterým je roštový třídač s kombinací pevných a pohyblivých roštnic a separátor, jímž je rotující hřídel s lopatkami, ten je dále detailně představen a popsán. Následuje výpočtová část a k práci je přiložena příslušná výkresová dokumentace.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

Caga, M. *Equipment for Raw Materials Sorting: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2019, 63p. Thesis head: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

The bachelor thesis is dealing with the projection – design solution equipment for raw materials sorting. The introductory part of the work is devoted to the description of sorting technology, its classification and there are described grate sorters, on the principle of which the designed equipment works. Subsequently, three designs of devices are presented, one of them is selected, which is a grate sorter with a combination of fixed and movable grate rods, and a separator, which is a rotating shaft with blades, which is further described and described in detail. The computational part follows and the relevant drawing documentation is attached to the work.

# Obsah

1 Úvod .....	15
2 Třídění.....	16
2.1 Rozdělení třídění .....	17
2.2 Roštové třídiče.....	19
3 Cíle práce .....	20
4 Varianty řešení .....	20
4.1 Varianta A .....	21
4.2 Varianta B .....	21
4.3 Varianta C .....	21
5    Projekčně – konstrukční návrh zařízení .....	22
5.1 Konstrukce.....	22
5.2 Třídící plocha .....	23
5.3 Průřezy roštnic: .....	24
5.4 Připevnění pohyblivých roštnic .....	24
5.5 Připevnění pevných roštnic.....	25
5.6 Separátor .....	26
5.7 Počet hřídelí s lopatkami.....	26
5.8 Počet řad lopatek .....	27
5.9 Připevnění lopatek k náboji.....	27
5.10 Pohon .....	28
6 Výpočty.....	29
6.1 Výpočet výkonu 1. dopravníku.....	29
6.2 Výpočet výkonu 2. Dopravníku .....	31
6.3 Výpočet sklonu roštu.....	32
6.4 Výpočet místa dopadu přepravovaného materiálu na rošt.....	33

6.5	Výpočet postupové rychlosti.....	35
6.6	Výpočet výkonu roštového třídiče .....	36
6.7	Výpočet potřebného krouticího momentu .....	36
6.7.1	Krouticí moment v 1. hřídeli.....	37
6.7.2	Krouticí moment v 2. hřídeli.....	39
6.7.3	Krouticí moment v 3. hřídeli.....	39
6.8	Kontrola 3. hřídele .....	41
6.8.1	Statická kontrola.....	42
6.8.2	Dynamická kontrola.....	45
6.8.3	Kontrola na zkrut .....	46
6.9	Výpočet ložisek .....	47
6.10	Výpočet perových spojů .....	48
6.11	Návrh a výpočet řetězového převodu .....	49
6.12	Návrh a výpočet ozubeného převodu .....	52
6.13	Pevnostní analýza .....	57
7	Závěr.....	58
8	Seznam použité literatury .....	60
9	Seznam příloh.....	63



## Seznam použitých symbolů a značek

$A$	osová vzdálenost	[m]
$A_{sk}$	skutečné osová vzdálenost	[m]
$B$	šířka dopravníku	[m]
$C$	základní dynamická únosnost	[N]
$D$	průměr vratného bubnu dopravníku	[m]
$D_1$	průměr roztečné kružnice hnacího řetězového kola	[m]
$D_2$	průměr roztečné kružnice hnaného řetězového kola	[m]
$E$	modul pružnosti v tahu	[Pa]
$E_p$	potenciální energie	[J]
$F$	obvodová síla	[N]
$F_a$	axiální síla	[N]
$F_C$	odstředivá síla	[N]
$F_m$	síla od tíhy řetězu	[N]
$F_{Pt}$	síla při přetržení řetězu	[N]
$F_r$	radiální síla	[N]
$F_t$	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici	[N]
$F_{t1}$	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení	[N]
$F_1$	tahová síla	[N]
$F_2$	síla působící z náboje na pero	[N]
$G$	tíhová síla	[N]
$G_s$	modul pružnosti ve smyku	[Pa]
$I$	moment setrvačnosti	[kg·m <sup>2</sup> ]
$I_{m1}$	hmotnostní dopravní výkon 1. dopravníku	[kg·s <sup>-1</sup> ]
$I_{m2}$	hmotnostní dopravní výkon 2. dopravníku	[kg·s <sup>-1</sup> ]
$I_V$	objemový dopravní výkon	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$J_p$	moment setrvačnosti	[m <sup>4</sup> ]
$K_A$	součinitel vnějších dynamických sil	[1]

$K_{AS}$	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	[1]
$K_F$	součinitel přídavných zatížení	[1]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení po šířce zubu	[1]
$K_H$	součinitel přídavných zatížení	[1]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení po šířce zubu	[1]
$L$	délka řetězu	[m]
$L_{10h}$	trvanlivost ložiska	[s]
$M_k$	kroučící moment	[N·m]
$M_{k1}$	kroučící moment 1. hřídele	[N·m]
$M_{k2}$	kroučící moment 2. hřídele	[N·m]
$M_{k3}$	kroučící moment 3. hřídele	[N·m]
$M_{KL}$	kroučící moment potřebný k posunutí cizorodých předmětů po roštu, pomocí lopatek	[N·m]
$M_{k\dot{R}ET}$	kroučící moment řetězového převodu	[N·m]
$M_{KR}$	kroučící moment pro pohyb roštnic	[N·m]
$M_o$	ohybový moment	[N·m]
$N$	normálová síla	[N]
$P$	ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
$P_R$	výkon potřebný pro pohyb roštnic	[W]
$P_Z$	výkon potřebný pro pohyb zatížených roštnic	[W]
$P_1$	výkon elektromotoru	[W]
$P_D$	diagramový výkon	[W]
$Q$	výkon roštového třídiče	[kg·s <sup>-1</sup> ]
$R_A$	reakce v ložisku	[N]
$R_B$	reakce v ložisku	[N]
$R_e$	mez kluzu	[Pa]
$R_m$	mez pevnosti	[Pa]
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu určená z trvalé deformace pod zatížením 0,2% deformace	[Pa]
$R_F$	fiktivní poloměr vrubu	[m]

$R_1$	poloměr zaoblení drážky	[m]
$S$	plocha kloubu	[m <sup>2</sup> ]
$S_c$	celková plocha průřezu náplně na pásu	[m <sup>2</sup> ]
$S_1$	plocha průřezu horní části náplně pásu	[m <sup>2</sup> ]
$S_2$	plocha průřezu dolní náplně pásu	[m <sup>2</sup> ]
$T$	třecí síla	[N]
$T_1$	točivý moment na výstupu z převodovky	[N·m]
$V$	objem	[m <sup>3</sup> ]
$W_o$	modul průřezu v ohybu	[m <sup>3</sup> ]
$W_k$	modul průřezu v krutu	[m <sup>3</sup> ]
$X_f$	počet článků řetězu	[1]
$X$	součinitel dynamického radiálního zatížení	[1]
$Y$	součinitel dynamického axiálního zatížení	[1]
$Y_{FS}$	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[1]
$Y_\beta$	součinitel sklonu zubu	[1]
$Y_\epsilon$	součinitel vlivu záběru profilu	[1]
$Z_E$	součinitel mechanických vlastností materiálů	[1]
$Z_H$	součinitel tvaru spoluzabírajících kol	[1]
$Z_\epsilon$	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[1]
$a_w$	osová vzdálenost	[m]
$b$	šířka ozubení	[m]
$b_p$	ložná šířka pásu	[m]
$b_t$	využitelná šířka třídící plochy	[m]
$b_{wF}$	pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb	[1]
$b_{wH}$	pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk	[1]
$b_1$	průmět šířky materiálu na pásu	[m]
$d$	průměr hřídele	[m]
$d_A$	průměr hřídele v místě drážky pro pero	[m]
$d_1$	průměr roztečné kružnice pastorku	[m]
$d_2$	průměr roztečné kružnice kola	[m]
$f$	součinitel tření	[1]
$f_F$	pomocný součinitel	[1]

$f_H$	pomocný součinitel	[1]
$g$	gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$h_t$	průměrná výška vrstvy materiálu na roštu	[m]
$h$	vhodný průhyb	[m]
$h_r$	zdvih v těžišti roštnic	[m]
$h_{zr}$	zdvih v těžišti železné rudy na roštu	[m]
$h_2$	výška mezi dopravníkem a roštem	[m]
$k$	součinitel sklonu	[1]
$k_1$	součinitel korekce vrchlíku náplně na pásu	[1]
$k_s$	statická bezpečnost	[1]
$k_z$	součinitel zaplnění roštu	[1]
$k_\sigma$	dynamické bezpečnost v ohybu	[1]
$k_\tau$	dynamické bezpečnost v krutu	[1]
$k_v$	výsledná dynamická bezpečnost	[1]
$l_1$	délka válečku	[m]
$m$	hmotnost	[kg]
$m_1$	hmotnost 1 metru řetězu	[kg]
$m_n$	normálový modul	[m]
$n_1$	otáčky na výstupu z převodovky	$[ot \cdot s^{-1}]$
$p$	směrný tlak v kloubu řetězu	[Pa]
$p_s$	součinitel styku	[1]
$r$	délka ramene lopatky	[m]
$s^x$	součinitel pevnostní hypotézy	[1]
$t$	čas	[s]
$t_f$	rozteč řetězu	[m]
$t_1$	hloubka drážky	[m]
$u$	převodový poměr	[1]
$v$	rychlost pásu dopravníku	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_d$	rychlost dopadu na rošt	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_o$	obvodová rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_p$	postupová rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_x$	rychlost v ose x	$[m \cdot s^{-1}]$

$v_y$	rychlost v ose y	$[m \cdot s^{-1}]$
$z_{MIN}$	minimální počet zubů hnacího řetězového kola	[1]
$z_1$	počet zubů hnacího řetězového kola	[1]
$z_2$	počet zubů hnaného řetězového kola	[1]
$z_1$	počet zubů pastorku	[1]
$z_2$	počet zubů kola	[1]
$\alpha$	úhel sklonu dopravníku	$[^\circ]$
$\alpha_\sigma$	tvarový součinitel	[1]
$\alpha_\tau$	tvarový součinitel	[1]
$\beta$	úhel sklonu roštu	$[^\circ]$
$\beta_\sigma$	součinitel vrubu	[1]
$\gamma$	součinitel rázů	[1]
$\varepsilon$	úhlové zrychlení	$[rad \cdot s^{-2}]$
$\varepsilon_p$	součinitel jakosti povrchu	[1]
$\eta_L$	účinnost ložisek	[1]
$\eta_{ok}$	účinnost ozubených kol	[1]
$\eta_{řet}$	účinnost řetězu	[1]
$\lambda$	součinitel tření	[1]
$\lambda_v$	úhel sklonu bočních válečků	$[^\circ]$
$\mu$	poissonovo číslo	[1]
$\mu_m$	součinitel mazání	[1]
$\nu$	poissonova konstanta pro ocel v pružném stavu	[1]
$\nu_\sigma$	součinitel velikosti	[1]
$\pi$	ludolfovo číslo	[1]
$\rho$	synná hmotnost/hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\rho^x$	materiálová konstanta	[m]
$\sigma_o$	napětí v ohybu	[Pa]
$\sigma_{red}$	redukované napětí	[Pa]
$\sigma_{CO}$	mez únavy materiálu	[Pa]
$\sigma_{CO}^x$	mez únavy kritického místa	[Pa]
$\sigma_F$	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[Pa]
$\sigma_{Fmax}$	největší místní ohybové napětí v patě zubu	[Pa]

$\sigma_{FP}$	přípustné napětí v ohybu	[Pa]
$\sigma_{FPmax}$	přípustné napětí v ohybu	[Pa]
$\sigma_{FSt}$	pevnost v ohybu při největším zatížení	[Pa]
$\sigma_{F\ lim}^0$	mez únavy v ohybu	[Pa]
$\sigma_{Hmax}$	největší napětí v dotyku	[Pa]
$\sigma_{HO}$	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[Pa]
$\sigma_{HP}$	přípustné napětí v dotyku	[Pa]
$\sigma_{HPmax}$	přípustné napětí v dotyku	[Pa]
$\sigma_{H\ lim}^0$	mez únavy v dotyku	[Pa]
$\tau_k$	napětí v krutu	[Pa]
$\varphi$	zkroucení hřídele	[rad]
$\varphi_{\check{r}}$	součinitel provedení řetězu	[1]
$\varphi_0$	počáteční úhlová dráha	[rad]
$\varphi_1$	úhlová dráha	[rad]
$\chi$	součinitel výkonu	[1]
$\psi_{bd1}$	poměrná šířka zubu	[1]
$\psi_d$	dynamický sypný úhel	[°]
$\psi_m$	poměrná šířka zubu	[1]
$\omega_0$	počáteční úhlová rychlost	[rad·s <sup>-1</sup> ]
$\omega_1$	úhlová rychlost	[rad·s <sup>-1</sup> ]

# 1 Úvod

Cílem práce je navrhnout zařízení, které odstraní (vytřídí) cizorodé předměty z dopravovaného materiálu, kterým je upravený rudný koncentrát. Cizorodými předměty mohou být kovové předměty, kameny, kusy folií, textilií, dřev, plastů, skel apod.

Úvodní část práce obsahuje popis technologie třídění, jeho rozdělení a popis roštových třídíčů, na jejichž principu pracuje navržené zařízení. Dále následuje představení třech návrhů zařízení a je vybrán jeden z nich. Ten je dále detailně představen a popsán, včetně návrhu a výběru různých variant řešení jednotlivých konstrukčních uzlů. Následuje výpočtová část a navazující výkresová dokumentace.

## 2 Třídění

Třídění je rozdělování zrn výchozího materiálu na požadované zrnitostní třídy. Provádí se na třídících plochách, jimiž jsou síta nebo rošty. Při třídění je výchozí materiál přiváděn na síto s otvory. Po prosetí získáváme tzv. třídy, což jsou produkty třídění, které se dále zpracovávají. Pokud se tyto produkty dále nezpracovávají, říkáme jim druhy. Počet tříd, které tříděním získáme, je vždy o jednu větší, než počet sít. Při třídění na jednom sítu dostaneme dvě třídy. První z nich, podsítná, je souhrn zrn, které prošly otvory síta. Druhá z nich, nadsítná, je souhrn zrn, které neprošly otvory síta. Jedná se převážně o zrna větší velikosti, než jsou otvory síta, ale v provozních podmínkách jsou zde i zrna s menšími rozměry, než jsou otvory síta, což je známka nedokonalého roztřídění podle velikosti. Dokonalost třídění zrn podle velikosti udává účinnost třídění. Jedná se o poměr hmotnosti materiálu, který sítem propadl a hmotnosti materiálu, který vzhledem ke své zrnitosti měl sítem propadnout.

Hlavní faktory ovlivňující účinnost třídění:

- tvar a velikost zrn tříděného materiálu
- tvar, velikost a sklon třídící plochy
- vlhkost tříděného materiálu
- konstrukce třídiče
- množství materiálu na sítu
- součinitel tření mezi materiálem a sítem



## 2.1 Rozdělení třídění

Rozdělení třídění podle způsobu třídění:

- Mechanické
  - nepohyblivé – síta, rošty
  - pohyblivé
    - s pohybem elementů třídící plochy – roštové
    - s jednosměrným pohybem třídící plochy – pásové, bubnové
    - s vibračním pohybem třídící plochy – výstředníkové, rezonanční
- Hydraulické
  - sedimentační
    - s horizontálním prouděním – lamelové, spirálové, hrablové
    - s vertikálním prouděním – protiproudové
  - odstředivé - hydrocyklóny
- Pneumatické
  - gravitační – šachtové, rotační, pulzní, kaskádové, fluidní
  - setrvačné – lopatkové
  - odstředivé – cyklónové, vzduchoproudové, spirálové

Rozdělení třídění podle velikosti zrn:

- kusové třídění – pro zrna o velikosti 80 až 200mm
- hrubé třídění – pro zrna o velikosti 25 až 80mm
- jemné třídění – pro zrna o velikosti 10 až 25mm
- jemné prosévání – pro zrna o velikosti 1 až 10mm
- velmi jemné prosévání – pro zrna o velikosti 0 až 1mm

Rozdělení třídění podle zařazení ve strojní technologické lince:

- třídění před drcením
- třídění mezi a po drcení
- třídění před a při mletí
- třídění po mletí a konečné třídění

Rozdělení třídění podle mechanismu:

- třídění na rošttech – nepohyblivých a pohyblivých, vhodné pro hrubé třídění
- třídění rotací – nakloněné síťové plochy, vhodné pro hrubé třídění
- třídění vrhem – v rovině kolmé na rovinu síťové plochy, vhodné pro jemné až hrubé třídění i prosévání, pro zrna o velikosti 0,5 až 200mm
- třídění plošným pohybem – v rovině síťové plochy, vhodné pro jemné a velmi jemné třídění a prosévání, pro zrna o velikosti do 0,5mm

Třídící plochy

Třídící plocha je základní pracovní část třídícího zařízení. Třídící plochy mohou tvořit:

- roštnice – tyčové, kotoučové
- síta – plechová, pryžová, drátěná

## 2.2 Roštové třídiče

Roštové třídiče patří mezi mechanické třídiče a mohou mít pevný nebo pohyblivý rošt. Nepohyblivé roštové třídiče (třídiče s pevným roštem) se používají k hrubému předtřídění materiálu před jeho dalším zpracováním (např. drcením). Tím zabraňují vniknutí velkých nežádoucích předmětů do drtiče. Třídící plocha je složená z roštnic uložených rovnoběžně s pohybem tříděného materiálu. Roštnice bývají připevněny k příčné ocelové tyči na jednom nebo obou koncích svařováním a jsou skloněny pod úhlem až 45°. Materiál se pohybuje samospádem. Mohou mít různé tvary průřezů, musí však umožňovat, aby se tříděný materiál nezasekl v mezerách mezi nimi. Velikost mezery mezi roštnicemi závisí na maximální požadované velikosti částic, které mají roštem propadnout. V některých případech se roštnice směrem dolů zužují a mezery mezi nimi se tedy rozšiřují. Tím pádem na konci roštnic mohou propadnout i větší zrna materiálu, než na začátku.



Obrázek 1 Roštový třídič

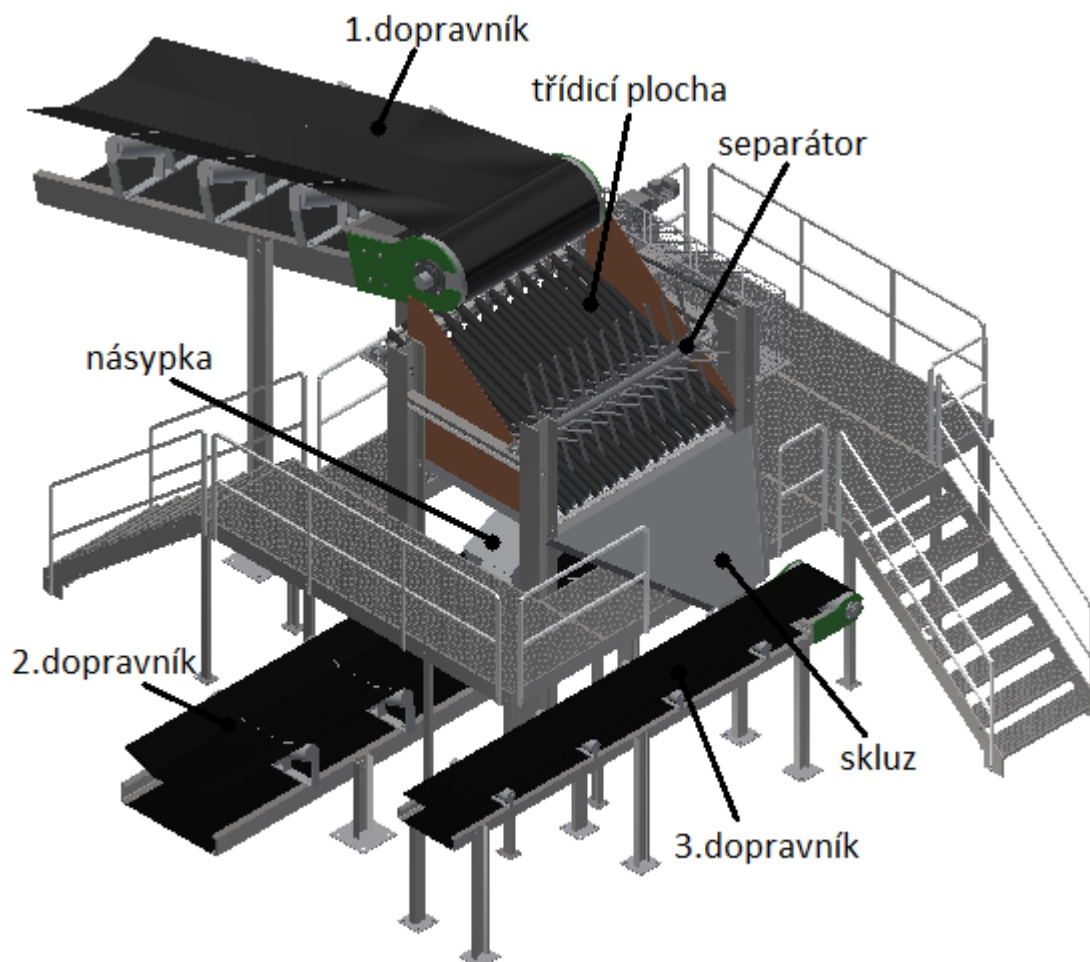
Zdroj: [http://www.techkon.cz/realizace/Tornado\\_R\\_130\\_035\\_Granita\\_Chvaletice.html](http://www.techkon.cz/realizace/Tornado_R_130_035_Granita_Chvaletice.html)

### 3 Cíle práce

Cílem práce je navrhnout zařízení, které odstraní (vytřídí) cizorodé předměty z dopravovaného materiálu, kterým je upravený rudný koncentrát. Cizorodými předměty mohou být kovové předměty, kameny, kusy folií, textilií, dřev, plastů, skel apod.

### 4 Varianty řešení

Třídění se provádí na třídících plochách, kterými mohou být síta nebo rošty. Vzhledem k velikosti a množství materiálu bude třídění probíhat na roštu. Třídění může pomáhat separátor, který z roštu odstraní předměty, které skrz rošt nepropadnou.



Obrázek 2 Schéma zařízení

## **4.1 Varianta A**

Rošt je složený z pevných a pohyblivých roštových tyčí (roštnic). Rudný koncentrát propadá skrz mezery mezi roštnicemi a přes násypku dopadá na 2. dopravník, kterým je odvážen dál. Cizorodé předměty, které skrz rošt nepropadnou, se posouvají dále pomocí gravitace, pohyblivých roštnic a separátoru, kterým je otočná hřídel s lopatkami, až na skluz, po kterém sklouznou na 3. dopravník, kterým jsou odváženy dál, viz Obrázek 2 Schéma zařízení.

## **4.2 Varianta B**

Varianta B je podobná variantě A s tím rozdílem, že tentokrát není separátorem otočná hřídel s lopatkami, ale lopatky připevněny k tyčím, které jsou připevněny k řetězu. Řetězový převod je podél roštu po obou jeho stranách a tyče s lopatkami posouvají cizorodé předměty po roštu.

## **4.3 Varianta C**

Další možnou variantou je použít pouze rošt, žádný separátor. V tomhle případě by musel být rošt skloněn pod větším úhlem, aby se po něm předměty posunuly vlivem gravitace. Velkou nevýhodou by byla nízká účinnost třídění, která se zvětšujícím se sklonem roštu klesá.

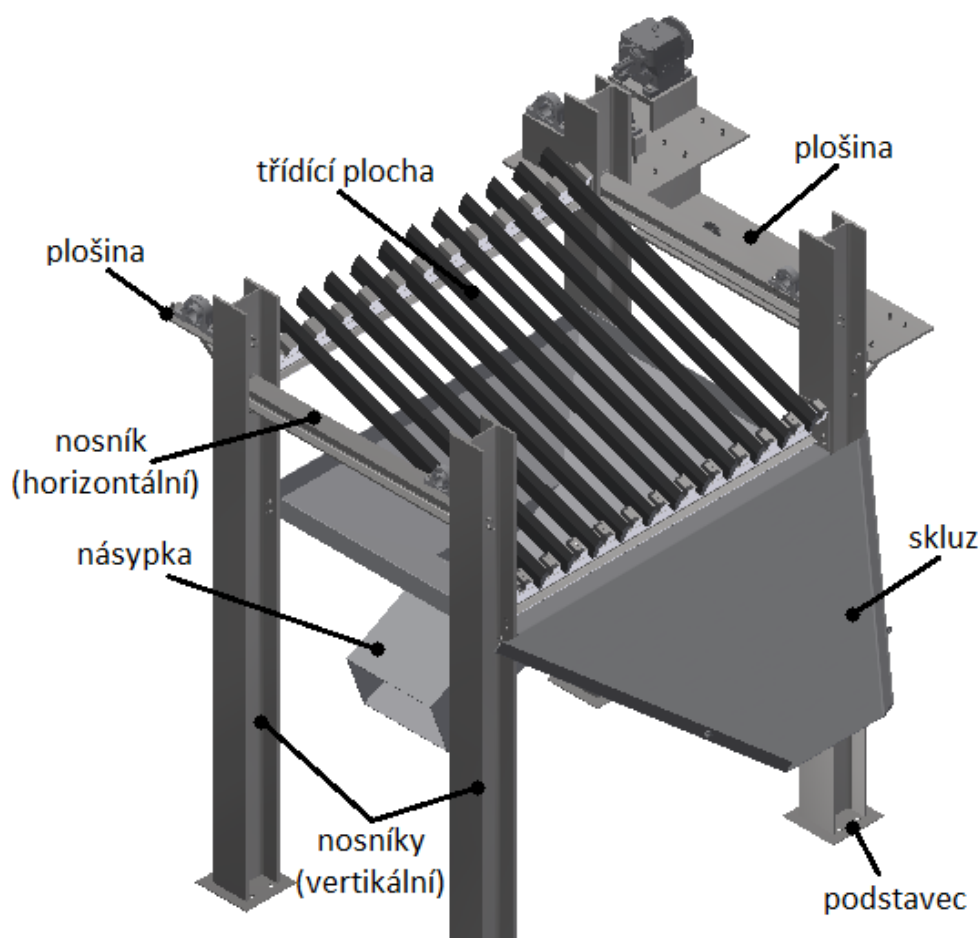
### **Volba varianty**

Varianta C z důvodu nízké účinnosti třídění není vhodná, volím tedy mezi variantou A a B. U varianty B by lopatky díky připevnění k řetězu nemusely zvládnout posunutí větších např. ocelových předmětů tak dobře jako u varianty A a tyče, na kterých jsou připevněny, by se mohly od řetězů uvolnit. Volím tedy variantu A.

## 5 Projekčně – konstrukční návrh zařízení

### 5.1 Konstrukce

Aby byla celá konstrukce rozložitelná, jsou jednotlivé součásti spojeny převážně šrouby. Základem konstrukce jsou čtyři vertikálně uložené nosníky. Ty jsou přivařeny k podstavcům, které jsou připevněny k podlaze šrouby. K těmto nosníkům je připevněna pomocí šroubových spojů třídící plocha, násypka, skluz a dvě plošiny, které jsou podepřeny konzolami a jsou k nim přišroubovány ložiskové domky 1. a 2. hřídele, převodovka a napínák řetězu. K vertikálním nosníkům jsou dále připevněny další dva nosníky, které jsou uloženy horizontálně na obou stranách konstrukce a k nim jsou přišroubovány ložiskové domky 3. hřídele (číselné označení hřídel viz kap. 5.9 Pohon).



Obrázek 3 Konstrukce

## 5.2 Třídící plocha

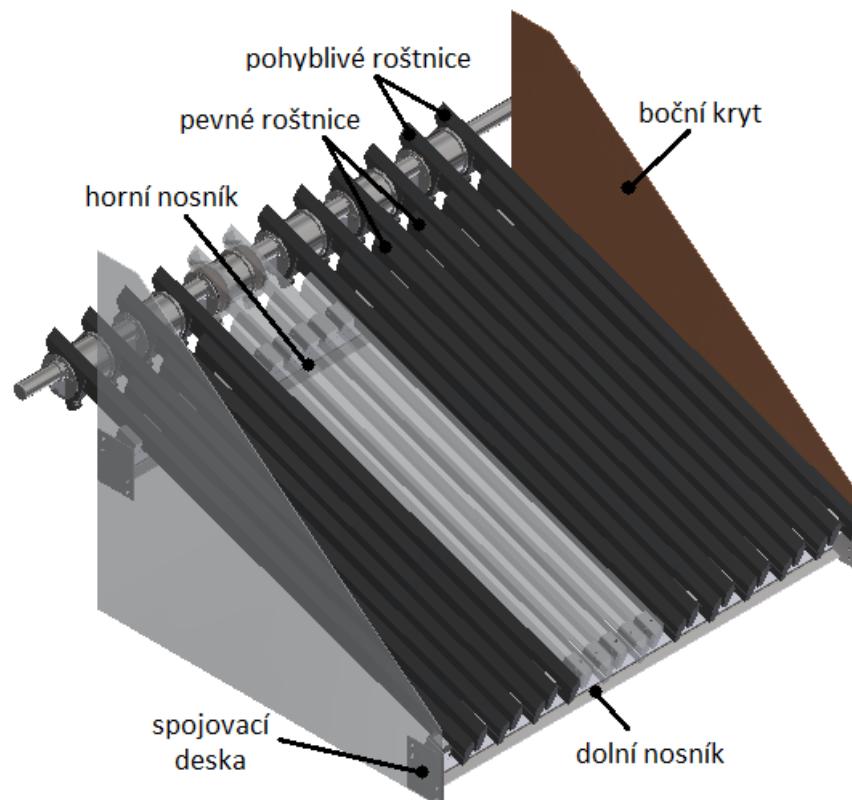
Třídící plocha se skládá z roštnic, uložených rovnoběžně s pohybem tříděného materiálu.

Roštnice:

- a) pevné
- b) pohyblivé
- c) kombinace pevných a pohyblivých

Volím variantu c). Každá druhá roštnice bude pohyblivá. Pohyblivé roštnice budou pomáhat postupu cizorodých předmětů dál po třídící ploše a zároveň zabraňovat ucpání třídící plochy.

Pevné roštnice jsou připevněny k dolnímu a hornímu nosníku, ty jsou přivařeny ke spojovacím deskám a těmi přišroubovány k základní konstrukci. Pohyblivé roštnice jsou připevněny k nábojům na 1. hřídeli a o dolní nosník se pouze opírají. Na bocích třídící plochy jsou boční kryty, které zabraňují přepadávání materiálu přes boky třídící plochy.



Obrázek 4 Třídící plocha

### 5.3 Průřezy roštnic:



Obrázek 5 Tvary příčných průřezů roštových tyčí<sup>[3]</sup>

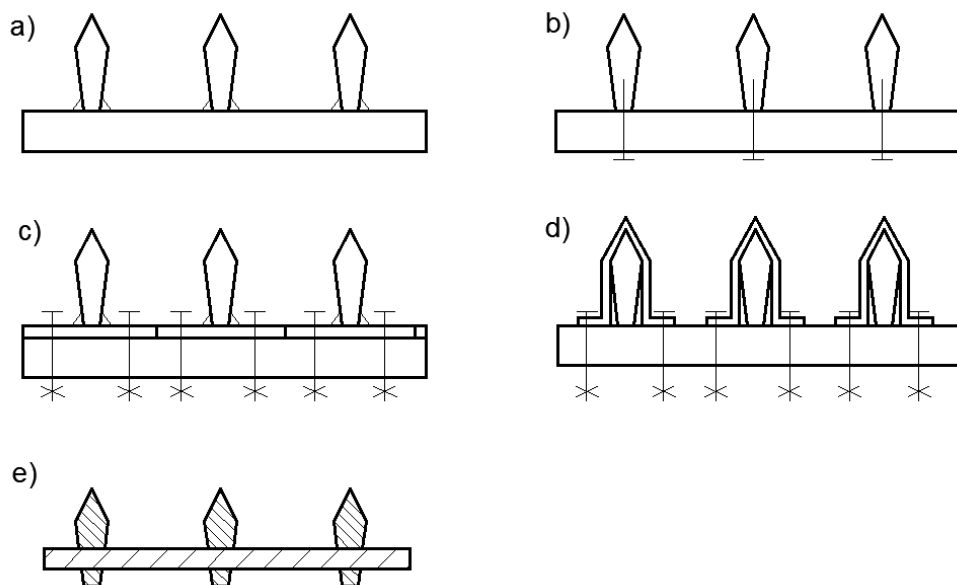
Volím variantu III. Díky ostré hraně na horní ploše roštnic se případné hroudy železné rudy mohou o tuto hranu při dopadu na ni oddělit a po zkosených horních plochách mohou sklouznout do mezer mezi roštnice lépe, než u ostatních variant.

### 5.4 Připevnění pohyblivých roštnic

Pohyblivé roštnice jsou připevněny k nábojům, umístěným na hřídeli pomocí svěrných spojů, aby je bylo možné jednoduše vyměnit při případném poškození či zlomení roštnic. Mezi náboji a roštnicemi jsou kluzná pouzdra, které snižují tření při jejich vzájemném pohybu a jelikož vše bude probíhat v prašném prostředí, je tento spoj utěsněn těsníci kroužky viz výkres CAG0017 – 01.01 – řez A - A. Náboje pracují na principu výstředníkového mechanismu s excentricitou 30mm. Celkový zdvih je tedy 60mm. Roštnice se na svém druhém konci opírají a kloužou ve vložkách připevněných k nosníku. Tyto vložky jsou z plechu Hardox 450 a jsou připevněny pomocí šroubů, jelikož z důvodu jejich opotřebení bude nutná jejich pravidelná výměna, viz Obrázek 7 Připevnění roštnic k nosníku. Hřídel sloužící k pohybu roštnic je umístěna tak, aby pohyblivé roštnice při pohybu dopředu byly nad pevnými roštnicemi a při pohybu dozadu pod nimi. Tím nehrozí, že by roštnice posouvaly cizorodé předměty po roštu opačným směrem.



## 5.5 Připevnění pevných roštnic

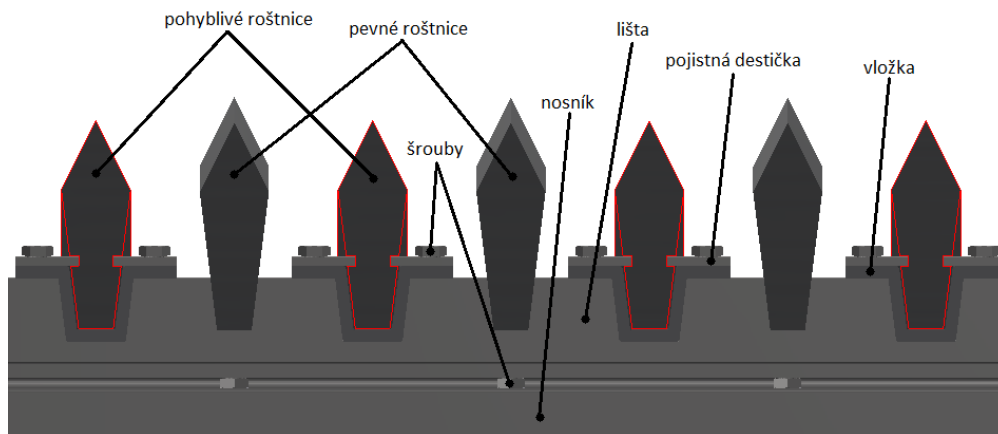


Obrázek 6 Připevnění pevných roštových tyčí

- a) připevnění k nosníkům svary
- b) připevnění k nosníkům zespod šrouby
- c) připevnění k lištám svary, lišty spojeny s nosníky šrouby
- d) připevnění k nosníkům pomocí ohnuté plechové lišty a šroubů
- e) spojení průběžnou tyčí

Volím variantu b). Z důvodu možného opotřebení či zlomení roštnic musí být roštnice vyměnitelné, tím pádem nelze roštové tyče připevnit k nosníku svary, a jelikož každá druhá roštnice bude pohyblivá, nelze roštnice spojit průběžnou tyčí. Mezi roštnicemi budou mezery 40mm, tudíž kvůli nedostatku prostoru vedle roštnic bude nejlepším řešením připevnit je k nosníku šrouby zespod.

Na nosníku je lišta s drážkami pro roštnice, která je k nosníku připevněna šrouby společně s pevnými roštnicemi. Pohyblivé roštnice jsou uloženy s vůlí ve vložce, které jsou k liště přišroubovány společně s pojistnými destičkami, které zajišťují roštnice při případném pohybu směrem vzhůru.

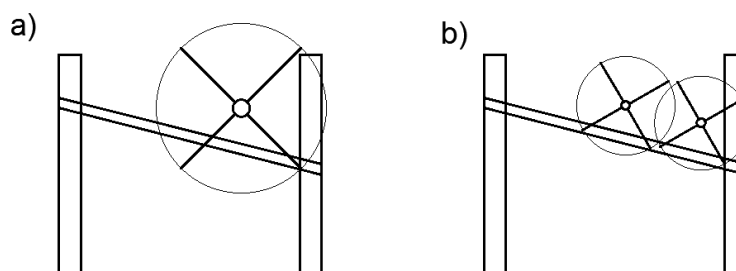


Obrázek 7 Připevnění roštnic k nosníku

## 5.6 Separátor

Separátor tvoří hřídel s lopatkami, které budou pomáhat postupu cizorodých předmětů po třídící ploše. Byl použit dělený náboj, tzn. na hřídeli je nasazeno pět jednotlivých nábojů, které jsou spojeny s hřídelí pomocí per a jsou k nim připevněny lopatky.

## 5.7 Počet hřídelí s lopatkami

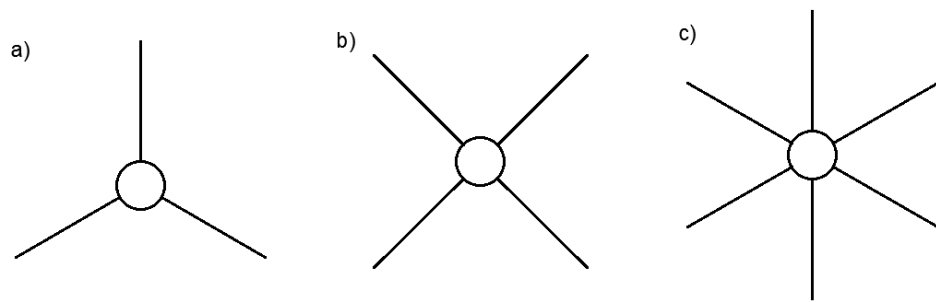


Obrázek 8 Počet hřídelí s lopatkami

- a) 1 hřídel
- b) více hřídelí

Volím variantu a). Použití více hřídelí by bylo konstrukčně složitější a mohla by mezi nimi na roštu vzniknout místa, ve kterých by lopatky nebyly schopny zabírat.

## 5.8 Počet řad lopatek

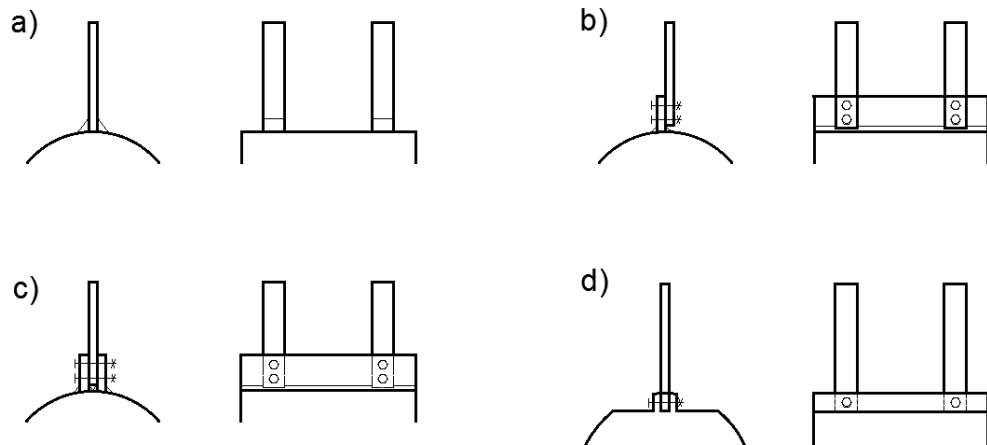


Obrázek 9 Počet řad lopatek

- a) 3 řady lopatek
- b) 4 řady lopatek
- c) více řad lopatek

Volím variantu b) s tím, že dvě protilehlé řady budou vždy zabírat ob jednu mezeru do každé liché mezery a zbylé dvě řady do každé sudé mezery.

## 5.9 Připevnění lopatek k náboji



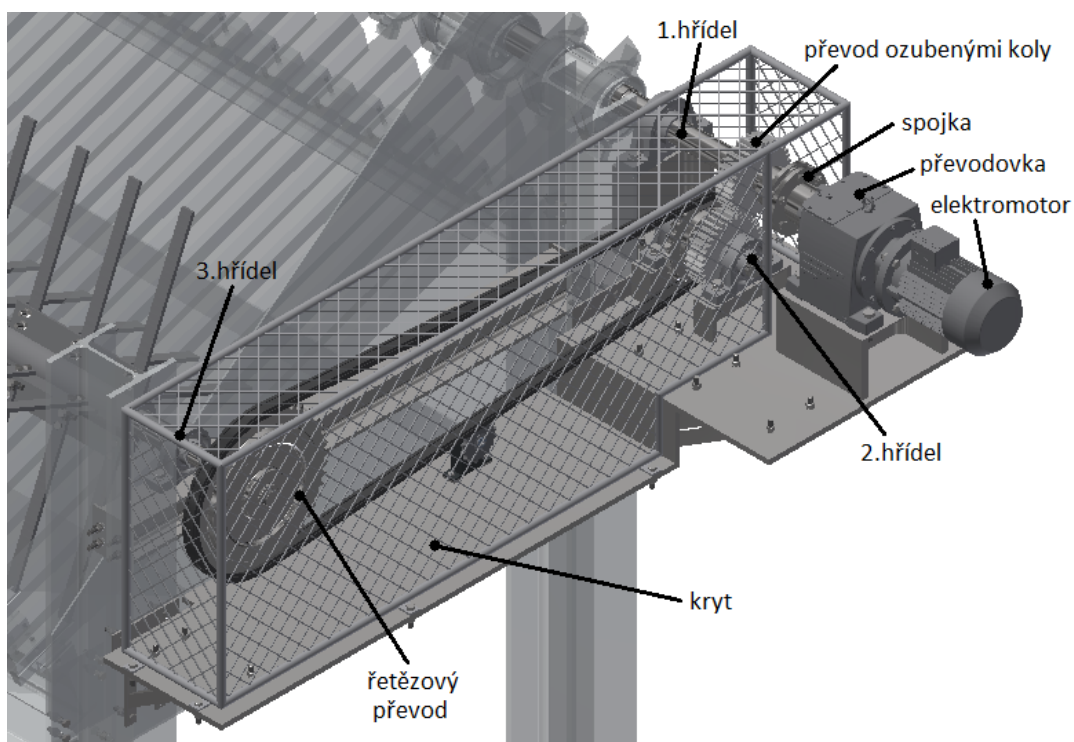
Obrázek 10 Připevnění lopatek k náboji

- a) připevnění lopatek k náboji svař
- b) připevnění lišty k náboji svař a lopatek k liště šrouby
- c) připevnění 2 lišt k náboji svař a lopatek k lištám šrouby
- d) připevnění šroubem do drážky v náboji

Volím variantu b). Z důvodu možného opotřebení či zlomení lopatek musí být lopatky vyměnitelné, což toto spojení umožňuje a je jednodušší než ostatní varianty.

## 5.10 Pohon

V zařízení je nutno zajistit pohyb hřídele zajišťující pohyb roštnic (1. hřídel) a hřídele s lopatkami (3. hřídel). 1. hřídel je poháněna elektromotorem, přes převodovku a s tou je spojena hřídelovou pružnou spojkou. Jelikož se obě hřídele otáčejí opačnými směry, je mezi nimi umístěna mezhřídel (2. hřídel). Ta je poháněna převodem ozubenými koly 1. hřídelí a 3. hřídel je poháněna řetězovým převodem 2. hřídelí. Tím je zajištěn pohyb 1. a 3. hřídele potřebnými směry. Nad převody je kryt tvořený ocelovou konstrukcí s pletivem, který zabraňuje případným zraněním obsluhy, vzniklým jejich kontaktem s převody.



Obrázek 11 Schéma pohonu

### Základní informace

Elektromotor – třífázový asynchronní elektromotor 1LA7106-4AA, počet pólů - 4, výkon 2200kW, počet otáček 1420ot/min, jmenovitý moment 15Nm.

Převodovka – čelní převodovka MTC 52A, převodový poměr 23,8; výstupní krouticí moment 352Nm, počet otáček výstupní hřídele 59,7ot/min.

Spojka – pružná hřídelová spojka GMD type S, velikost 65

Podrobné informace viz Přílohy C, D, E

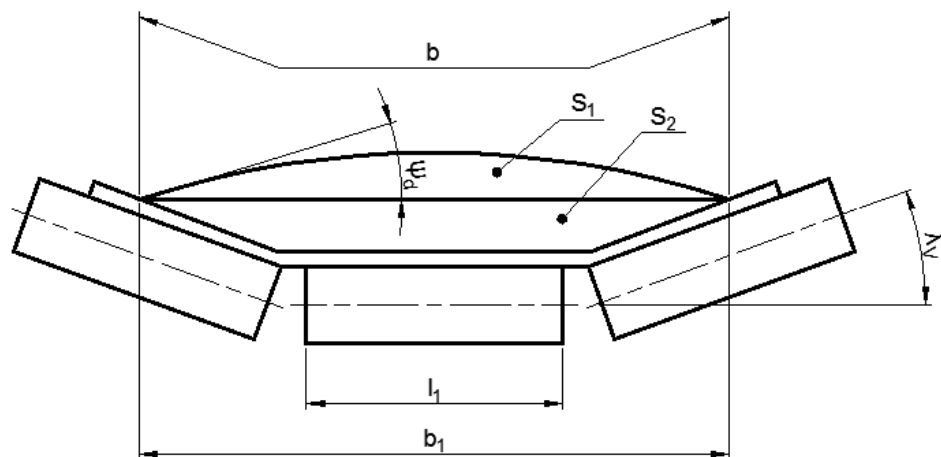
## 6 Výpočty

### 6.1 Výpočet výkonu 1. dopravníku

Prvním dopravníkem je dopravník, který dopravuje železnou rudu na roštový třídič.

Zadané parametry:

- šířka pásu dopravníku  $B = 1400\text{mm}$
- průměr vratného bubnu dopravníku  $D = 600\text{mm}$
- rychlost pásu  $v = 0,8\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
- sklon dopravníku  $\alpha = 15^\circ$
- sklon bočních válečků dopravníku  $\lambda_V = 20^\circ$
- dopravovaný materiál železná ruda



Obrázek 12 Schéma dopravníku

Ložná šířka pásu

$$b_p = 0,9 \cdot B - 0,05 = 0,9 \cdot 1,4 - 0,05 = 1,21\text{m} \quad (1.1)$$

kde  $B$  – šířka dopravníku  $B = 1,4\text{m}$

Průmět šířky materiálu na pásu

$$b_1 = b_p \cdot \cos\lambda_V + l_1 \cdot (1 - \cos\lambda_V) \quad [\text{mm}] \quad (1.2)$$

$$b_1 = 1,21 \cdot \cos 20^\circ + 0,53 \cdot (1 - \cos 20^\circ) \doteq 1,169\text{m}$$

kde  $\lambda_V$  – úhel sklonu bočních válečků  $\lambda_V = 20^\circ$

$l_1$  – délka jednoho válečku  $l_1 = 0,53\text{m}^{[13]}$

Plocha průřezu horní části náplně na pásu

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_d = \frac{1}{6} \cdot 1,169^2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ \doteq 0,061 \text{m}^2 \quad (1.3)$$

kde  $\psi_d$  – dynamický sypný úhel  $\psi_d = 15^\circ$ <sup>[14]</sup>

Plocha průřezu dolní části náplně na pásu

$$S_2 = \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - l_1^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda_V = \frac{1}{4} \cdot (1,169^2 - 0,53^2) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \doteq 0,099 \text{m}^2 \quad (1.4)$$

Celková plocha průřezu náplně na pásu

$$S_c = S_1 + S_2 = 0,061 + 0,099 = 0,16 \text{m}^2 \quad (1.5)$$

Součinitel korekce vrchlíku náplně na pásu

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha - \cos^2 \psi_d}{1 - \cos^2 \psi_d}} = \sqrt{\frac{\cos^2 15^\circ - \cos^2 15^\circ}{1 - \cos^2 15^\circ}} = 0 \quad (1.6)$$

kde  $\alpha$  – úhel sklonu dopravníku  $\alpha = 15^\circ$

Součinitel sklonu

$$k = 1 - \frac{S_1}{S_c} \cdot (1 - k_1) = 1 - \frac{0,061}{0,16} \cdot (1 - 0) \doteq 0,62 \quad (1.7)$$

Objemový dopravní výkon

$$I_V = S_c \cdot v \cdot k = 0,16 \cdot 0,8 \cdot 0,62 \doteq 0,08 \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.8)$$

kde  $v$  – rychlost dopravníku  $v = 0,8 \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Hmotnostní dopravní výkon

$$I_{m1} = I_V \cdot \rho \cdot 3600 = 0,08 \cdot 3000 \cdot 3600 = 864\,000 \text{kg} \cdot \text{hod}^{-1} \quad (1.9)$$

kde  $\rho$  – sypná hmotnost  $\rho = 3000 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ <sup>[14]</sup>

## 6.2 Výpočet výkonu 2. Dopravníku

Druhým dopravníkem je dopravník, který dopravuje železnou rudu, která prošla roštovým tříděčem dál. Aby druhý dopravník stačil odvážet množství přivezeného materiálu prvním dopravníkem, musí být jeho výkon větší, než je výkon prvního dopravníku.

Výpočet provádíme stejným způsobem jako u prvního dopravníku.

Navržené parametry:

- šířka pásu dopravníku  $B = 1000\text{mm}$
- rychlost pásu  $v = 1,1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
- sklon dopravníku  $\alpha = 0^\circ$
- sklon bočních válečků dopravníku  $\lambda_V = 20^\circ$

Ložná šířka pásu

$$b_p = 0,85\text{m}$$

Průmět šířky materiálu na pásu

$$b_1 \doteq 0,822\text{m}$$

Plocha průřezu horní části náplně na pásu

$$S_1 \doteq 0,03\text{m}^2$$

Plocha průřezu dolní části náplně na pásu

$$S_2 \doteq 0,048\text{m}^2$$

Celková plocha průřezu náplně na pásu

$$S_c = 0,078\text{m}^2$$

Součinitel sklonu

$$k = 1$$

Objemový dopravní výkon

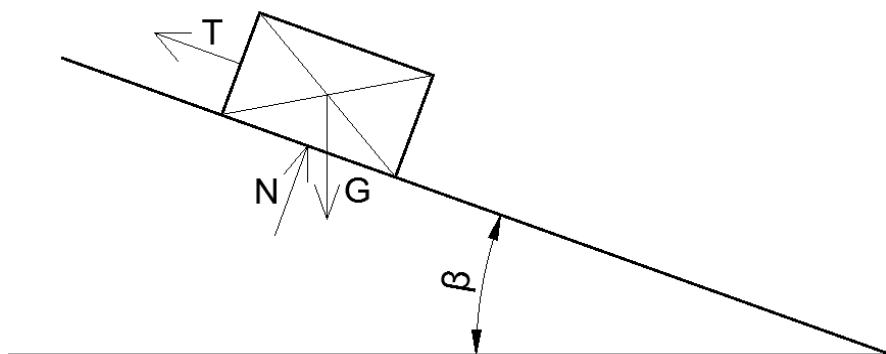
$$I_V \doteq 0,086\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní dopravní výkon

$$I_{m2} = 928\,800\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

$$I_{m2} > I_{m1} \Rightarrow 928\,800\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1} > 864\,000\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

### 6.3 Výpočet sklonu roštu



Obrázek 13 Schéma sklonu roštu

Normálová síla

$$N = G \cdot \cos\beta \quad (3.1)$$

kde  $G$  – tíhová síla [N]

$\beta$  – úhel sklonu roštu [°]

Třecí síla

$$T = G \cdot \sin\beta \quad (3.2)$$

$$T = N \cdot f \quad (3.3)$$

kde  $f$  – součinitel tření [1]

Úhel sklonu roštu

$$\sin\beta = \frac{T}{G} = \frac{N \cdot f}{G} = \frac{G \cdot \cos\beta \cdot f}{G} = \cos\beta \cdot f \Rightarrow f = \frac{\sin\beta}{\cos\beta} = \operatorname{tg}\beta \Rightarrow$$

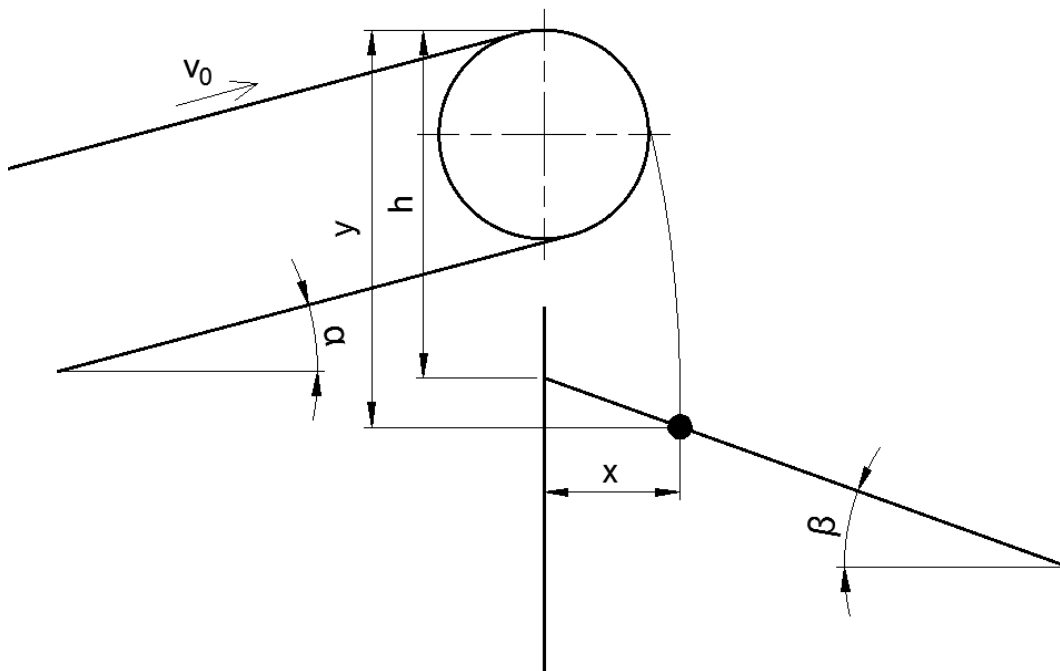
$$\beta = \operatorname{arctg}f = \operatorname{arctg}0,35 \doteq 19,3^\circ \rightarrow \text{volím } \beta = 20^\circ \quad (3.4)$$

kde  $f$  – součinitel tření - mezi ocelí a dřevem  $f = 0,35$ <sup>[4]</sup>

Zvolil jsem velikost součinitele tření právě mezi ocelí a dřevem, jelikož je zapotřebí, aby cizorodé předměty po roštu sklouzly. Skluzu budou navíc pomáhat pohyblivé roštnice a lopatky.



## 6.4 Výpočet místa dopadu přepravovaného materiálu na rošt



Obrázek 14 Schéma místa dopadu

Rychlost v ose x

$$v_x = v \cdot \cos\alpha \quad (4.1)$$

Rychlost v ose y

$$v_y = v \cdot \sin\alpha \quad (4.2)$$

Soustava 3 rovnic o 3 neznámých pro určení místa dopadu

$$x = v_x \cdot t = v \cdot \cos\alpha \cdot t \quad (4.3)$$

$$-y = v_y \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 = v \cdot \sin\alpha \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \Rightarrow$$

$$0 = y + v \cdot \sin\alpha \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad (4.4)$$

$$tg\beta = \frac{y-h}{x} \Rightarrow y = x \cdot tg\beta + h_2 = v \cdot \cos\alpha \cdot t \cdot tg\beta + h_2 \quad (4.5)$$

kde  $x$  – vzdálenost místa dopadu v ose x [m]

$y$  – vzdálenost místa dopadu v ose y [m]

$t$  – doba dopadu materiálu na rošt [s]

$g$  – tíhové zrychlení  $g = 9,81\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$

$h_2$  – výška mezi dopravníkem a roštem  $h_2 = 1\text{m}$

Složení 3 rovnic do kvadratické rovnice

$$v \cdot \cos\alpha \cdot t \cdot \operatorname{tg}\beta + h_2 = - \left( v \cdot \sin\alpha \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \right) \Rightarrow$$

$$\frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 - (v \cdot \sin\alpha \cdot t + v \cdot \cos\alpha \cdot t \cdot \operatorname{tg}\beta) - h_2 = 0 \quad (4.6)$$

Výpočet kvadratické rovnice (výpočet místa dopadu)

$$a = \frac{1}{2} \cdot g = \frac{1}{2} \cdot 9,81 = 4,905 \quad (4.7)$$

$$b = -(v \cdot \sin\alpha + v \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\beta) \quad (4.8)$$

$$b = -(0,8 \cdot \sin 15^\circ + 0,8 \cdot \cos 15^\circ \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) \doteq -0,488$$

$$c = -h_2 = -1 \quad (4.9)$$

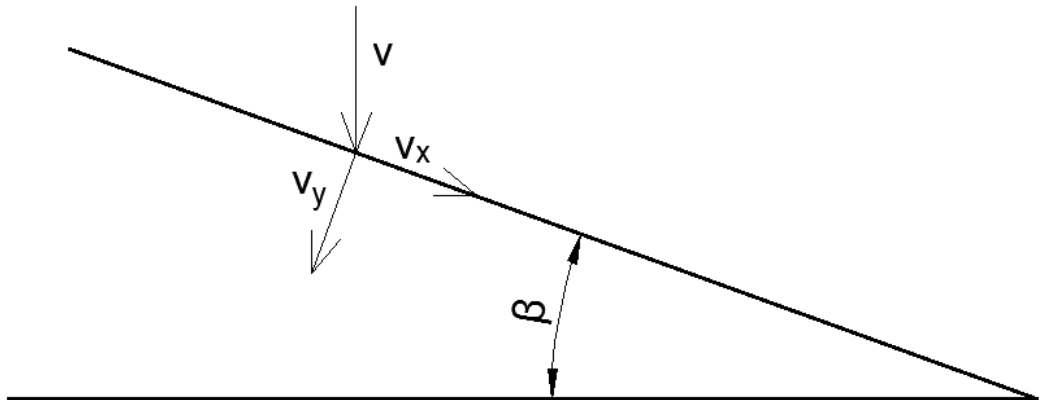
$$t_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} = \frac{-(-0,488) \pm \sqrt{(-0,488)^2 - 4 \cdot 4,905 \cdot (-1)}}{2 \cdot 4,905} \Rightarrow t \doteq 0,504\text{s} \quad (4.10)$$

$$x = v \cdot \cos\alpha \cdot t = 0,8 \cdot \cos 15^\circ \cdot 0,504 \doteq 0,39\text{m} \quad (4.11)$$

$$y = x \cdot \operatorname{tg}\beta + h_2 = 0,39 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 1 \doteq 1,14\text{m} \quad (4.12)$$

Podle výpočtu šikmého vrhu dopadne přepravovaný materiál na rošt těsně za dopravníkem, viz Obrázek 14 Schéma místa dopadu.

## 6.5 Výpočet postupové rychlosti



Obrázek 15 Schéma postupové rychlosti

Rychlost dopadu na rošt

$$v_d = v + g \cdot t \quad (5.1)$$

$$h = h_0 + v \cdot t + \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad (5.2)$$

$$t_{1,2} = \frac{-v \pm \sqrt{v^2 - 4 \cdot \frac{1}{2} g \cdot (-h)}}{2 \cdot \frac{1}{2} g} = \frac{-0,8 \pm \sqrt{0,8^2 - 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot (-0,83)}}{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 9,81} \Rightarrow t = 0,34s \quad (5.3)$$

$$v_d = v + g \cdot t = 0,8 + 9,81 \cdot 0,34 = 4,14m \cdot s^{-1}$$

kde  $t$  – doba volného pádu materiálu na rošt [s]

$h$  – výška volného pádu  $h = 0,83m$

Postupová rychlost

$$\sin\beta = \frac{v_p}{v_d} \Rightarrow v_p = v_d \cdot \sin\beta = 4,14 \cdot \sin 20^\circ = 1,42m \cdot s^{-1} \quad (5.4)$$

Z důvodu působící nárazové síly na materiál při jeho dopadu na rošt volím postupovou rychlost  $v_p = 1,2m \cdot s^{-1}$

## 6.6 Výpočet výkonu roštového třídiče

$$Q = b_t \cdot h_t \cdot v_p \cdot k_z \cdot \rho \cdot 3,6 [t \cdot \text{hod}^{-1}]$$

$$Q = 1,88 \cdot 0,05 \cdot 1,2 \cdot 0,75 \cdot 3000 \cdot 3,6 = 914 t \cdot \text{hod}^{-1} \quad (6.1)$$

kde  $b_t$  – využitelná šířka třídící plochy  $b_t = 1,88\text{m}$

$h_t$  – průměrná výška vrstvy materiálu na roštu  $h_t = 0,05\text{m}$

$k_z$  – součinitel zaplnění roštu  $k_z = 0,5 \div 0,75 \Rightarrow$  volím  $0,75^{[1]}$

Výkon roštového třídiče musí být větší než je dopravní výkon prvního dopravníku, aby byl tříděný materiál včas odvezen dále druhým dopravníkem a nedocházelo k ucpání třídiče, musí platit:

$$Q > I_{m1} \Rightarrow 914000 \text{kg} \cdot \text{hod}^{-1} > 864000 \text{kg} \cdot \text{hod}^{-1} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

## 6.7 Výpočet potřebného krouticího momentu

$$\begin{aligned} M_k &= \frac{M_{k1}}{\eta_L} + \frac{M_{k2}}{\eta_L^2 \cdot \eta_{ok}} + \frac{M_{k3}}{i \cdot \eta_L^3 \cdot \eta_{řet} \cdot \eta_{ok}} + \frac{M_{kL}}{i \cdot \eta_L^3 \cdot \eta_{řet} \cdot \eta_{ok}} + \frac{M_{kŘET}}{i \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{ok}} + \frac{M_{kR}}{\eta_L} = \\ &= \frac{4}{0,995} + \frac{1}{0,995^2 \cdot 0,99} + \frac{10}{2 \cdot 0,995^3 \cdot 0,98 \cdot 0,99} + \frac{70}{2 \cdot 0,995^3 \cdot 0,98 \cdot 0,99} + \frac{381}{2 \cdot 0,995^2 \cdot 0,99} + \frac{18}{0,995} \doteq \\ &\doteq 259 \text{Nm} \end{aligned} \quad (7.1)$$

kde  $M_{k1}$  – krouticí moment 1. hřídele [Nm]

$M_{k2}$  – krouticí moment 2. hřídele [Nm]

$M_{k3}$  – krouticí moment 3. hřídele [Nm]

$M_{kL}$  - krouticí moment potřebný k posunutí cizorodých předmětů po roštu, pomocí lopatek [Nm]

$M_{kŘET}$  - krouticí moment řetězového převodu [Nm]

$M_{kR}$  - krouticí moment pro pohyb roštnic [Nm]

$\eta_L$  – účinnost ložisek  $\eta_L = 0,995$

$\eta_{ok}$  – účinnost ozubených kol  $\eta_{ok} = 0,99$

$\eta_{řet}$  – účinnost řetězového převodu  $\eta_{řet} = 0,98$

### 6.7.1 Krouticí moment v 1. hřídeli

$$M_{k1}' = M_{k1} + M_{kR} = 4 + 18 = 22\text{Nm} \quad (7.1.1)$$

$$M_{k1}'' = M_k = 259\text{Nm} \quad (7.1.2)$$

kde  $M_{k1}'$  - krouticí moment hřídele mezi jejím koncem a ozubeným kolem [Nm]

$M_{k1}''$  - krouticí moment hřídele mezi ozubeným kolem a převodovkou [Nm]

Výpočet krouticího moment 1. hřídele

$$M_{k1} = I \cdot \varepsilon = 0,644 \cdot 6,25 \doteq 4\text{Nm} \quad (7.1.3)$$

kde  $I$  – moment setrvačnosti hřídele se všemi nasazenými komponenty

kromě pohyblivých roštnic [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]

$\varepsilon$  – úhlové zrychlení [ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ]

Výpočet momentu setrvačnosti

$$\begin{aligned} I &= I_1 + I_2 + x_3 \cdot I_3 + I_4 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot r_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot r_2^2 + x_3 \cdot \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot r_3^2 + \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot r_4^2 = \\ &= \frac{1}{2} \cdot 69,12 \cdot 0,035^2 + \frac{1}{2} \cdot 8,61 \cdot 0,088^2 + 6 \cdot \frac{1}{2} \cdot 26,5 \cdot 0,08^2 + \frac{1}{2} \cdot 17,92 \cdot 0,081^2 \doteq \\ &\doteq 0,644\text{kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (7.1.4)$$

kde  $I_1$  – moment setrvačnosti hřídele [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]

$I_2$  – moment setrvačnosti ozubeného kola [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]

$I_3$  – moment setrvačnosti náboje [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]

$x_3$  – počet nábojů  $x_3 = 6$

$I_4$  – moment setrvačnosti spojky [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ]

Výpočet úhlového zrychlení

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 59,7}{60} \doteq 6,25 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.1.5)$$

$$\varphi_1 - \varphi_0 = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot t^2 + \omega_0 \cdot t \Rightarrow t = \frac{2 \cdot \varphi_1}{\omega_1} = \frac{2 \cdot \pi}{6,25} = 1 \text{ s} \quad (7.1.6)$$

$$\omega_1 - \omega_0 = \varepsilon \cdot t \Rightarrow \varepsilon = \frac{\omega_1}{t} = \frac{6,25}{1} = 6,25 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7.1.7)$$

kde  $\omega_1$  – úhlová rychlost [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\omega_0$  – počáteční úhlová rychlost  $\omega_0 = 0 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$

$\varphi_1$  – úhlová dráha  $\varphi_1 = \pi \text{ rad}$

$\varphi_0$  – počáteční úhlová dráha  $\varphi_0 = 0 \text{ rad}$

$n$  – otáčky hřídele  $n = 59,7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Výpočet krouticího momentu pro pohyb roštnic

$$M_{kR} = \frac{60 \cdot P_R}{2 \cdot \pi \cdot n} + \frac{60 \cdot P_Z}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 88}{2 \cdot \pi \cdot 59,7} + \frac{60 \cdot 29}{2 \cdot \pi \cdot 59,7} \doteq 18 \text{ Nm} \quad (7.1.8)$$

$$P_R = \frac{W}{t} = \frac{E_p}{t} = \frac{m_1 \cdot g \cdot h_r}{t} = \frac{299,5 \cdot 9,81 \cdot 0,03}{1} \doteq 88 \text{ W} \quad (7.1.9)$$

$$m_1 = \frac{12 \cdot m_1'}{2} = \frac{12 \cdot 49,91}{2} \doteq 299,5 \text{ kg} \quad (7.1.10)$$

$$P_Z = \frac{W}{t} = \frac{E_p}{t} = \frac{m_2 \cdot g \cdot h_{zr}}{t} = \frac{74,1 \cdot 9,81 \cdot 0,04}{1} \doteq 29 \text{ W} \quad (7.1.11)$$

$$\begin{aligned} m_2 &= \frac{\rho_1 \cdot V_1}{2} + \frac{3 \cdot \rho_2 \cdot V_2}{2 \cdot 2} = \frac{\rho_1 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot c_1}{2} + \frac{3 \cdot \rho_2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot c_2}{2 \cdot 2} = \\ &= \frac{3000 \cdot 1,88 \cdot 0,4 \cdot 0,05}{2} + \frac{3 \cdot 7850 \cdot 0,3 \cdot 0,1 \cdot 0,1}{2 \cdot 2} \doteq 74,1 \text{ kg} \end{aligned} \quad (7.1.12)$$

kde  $P_R$  – výkon potřebný pro pohyb roštnic [W]

$P_Z$  – výkon potřebný pro pohyb zatížených roštnic [W]

$E_p$  – potenciální energie [J]

$m_1$  – hmotnost roštnic [kg]

$m_1'$  – hmotnost 1 roštnice  $m_1 = 49,91 \text{ kg}$

$h_r$  – zdvih v těžišti roštnic  $h_r = 0,03 \text{ m}$

$h_{zr}$  – zdvih v těžišti železné rudy na roštu  $h_{zr} = 0,03 \text{ m}$

### 6.7.2 Krouticí moment v 2. hřídeli

$$M_{k2}' = \frac{M_{k3}'}{i \cdot \eta_L \cdot \eta_{řet}} + \frac{M_{křET}}{i} + M_{k2} = \frac{80}{2 \cdot 0,995 \cdot 0,98} + \frac{381}{2} + 1 \doteq 232,5Nm \quad (7.2.1)$$

Výpočet krouticího momentu řetězového převodu

$$M_{křET} = F_1 \cdot \frac{D_1}{2} = 3762 \cdot \frac{0,20266}{2} \doteq 381Nm \quad (7.2.2)$$

kde  $F_1$  – tahová síla v řetězu  $F_1 = 3762N$

$D_1$  – roztečný průměr hnacího řetězového kola  $D_1 = 202,66mm$

Výpočet krouticího momentu 2. hřídele

$$M_{k2} = I \cdot \varepsilon = 0,074 \cdot 6,25 \doteq 1Nm \quad (7.2.3)$$

Úhlové zrychlení  $\varepsilon$  bude stejně velké, jako u 1. hřídele.

Výpočet momentu setrvačnosti

Výpočet provádím stejně jako u 1. hřídele

$$I = I_1 + I_2 + I_3 \doteq 0,074kg \cdot m^2 \quad (7.2.4)$$

### 6.7.3 Krouticí moment v 3. hřídeli

$$M_{k3}' = M_{kL} + M_{k3} = 70 + 10 = 80Nm \quad (7.3.1)$$

Výpočet krouticího momentu potřebného k posunutí cizorodých předmětů po roštu

$$M_{kL} = F \cdot r = m \cdot g \cdot f \cdot r = 70,65 \cdot 9,81 \cdot 0,2 \cdot 0,5 = 69,3Nm \doteq 70Nm \quad (7.3.2)$$

kde  $F$  – síla působící na lopatky [N]

$r$  – délka ramene lopatky  $r = 0,5m$

$m$  – hmotnost ocelových předmětů [kg]

$f$  – koeficient tření mezi ocelí a ocelí  $f = 0,2^{[4]}$

Beru v úvahu, že na lopatky působí síla z třech cizorodých ocelových předmětů o rozměrech 30cm x 10cm x 10cm.

Výpočet hmotnosti ocelových předmětů

$$m = \rho \cdot V \cdot x = 7850 \cdot 0,3 \cdot 0,1 \cdot 0,1 \cdot 3 = 70,65 \text{ kg} \quad (7.3.3)$$

kde  $\rho$  – hustota oceli  $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$

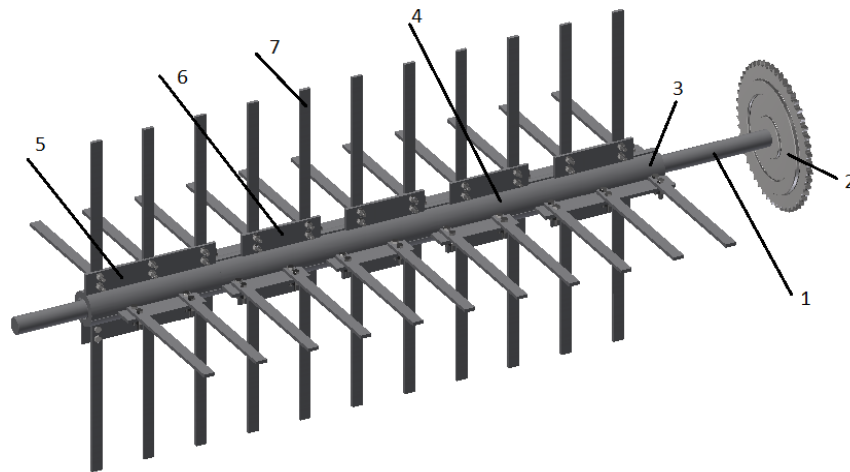
$V$  – objem ocelového předmětu  $[\text{m}^3]$

$x$  – počet ocelových předmětů  $x = 3$

Výpočet krouticího momentu 3. hřídele

$$M_{k3} = I \cdot \varepsilon = 5,57 \cdot 1,5 \doteq 8,4 \text{ Nm} \doteq 10 \text{ Nm} \quad (7.3.4)$$

Malé součásti jako jsou šrouby, matice,... jsem ve výpočtu zanedbal, proto zaokrouhluji výsledek z  $M_{k3} = 8,4 \text{ Nm}$  na  $M_{k3} = 10 \text{ Nm}$ .



Obrázek 16 3. hřídel

Výpočet momentu setrvačnosti

Výpočet provádím stejně jako u 1. a 2. hřídele

$$I = I_1 + I_2 + x_3 \cdot I_3 + x_4 \cdot I_4 + x_5 \cdot I_5 + x_6 \cdot I_6 + x_7 \cdot I_7 = 5,57 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7.3.5)$$

Výpočet úhlového zrychlení

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 29,35}{60} \doteq 3,07 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.3.6)$$

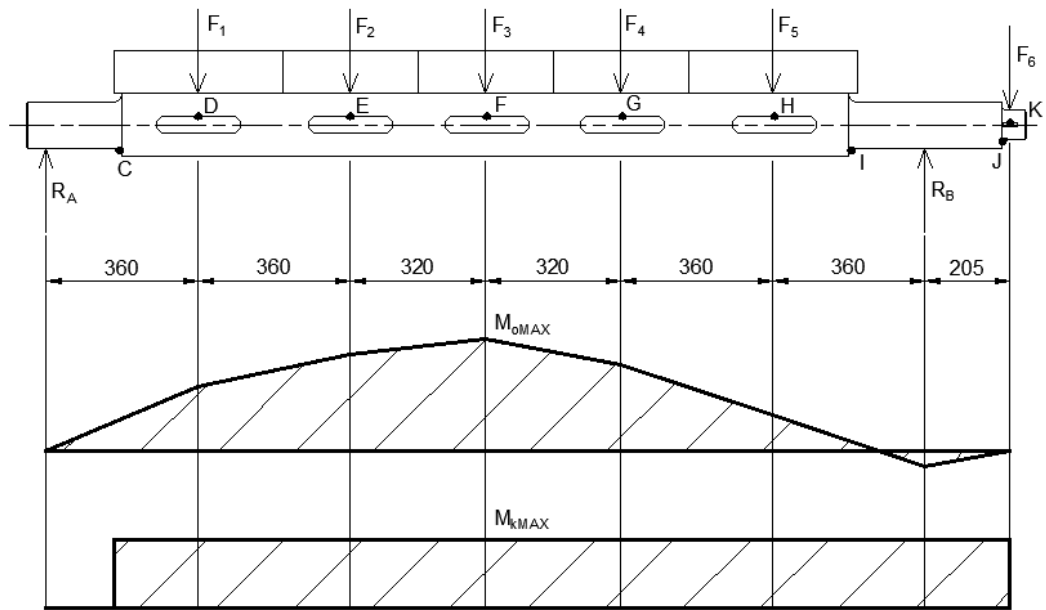
$$\varphi_1 - \varphi_0 = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot t^2 + \omega_0 \cdot t \Rightarrow t = \frac{2 \cdot \varphi_1}{\omega_1} = \frac{2 \cdot \pi}{3,07} = 2,05 \text{ s} \quad (7.3.7)$$

$$\omega_1 - \omega_0 = \varepsilon \cdot t \Rightarrow \varepsilon = \frac{\omega_1}{t} = \frac{3,07}{2,05} = 1,5 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7.3.8)$$

kde  $n$  – otáčky hřídele  $n = 29,85 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$



## 6.8 Kontrola 3. hřídele



Obrázek 17 Schéma 3. Hřídele

Síly působící na hřídel

$$F_1 = m_1 \cdot g = 33,9 \cdot 9,81 \doteq 333N \quad (8.1)$$

kde  $m_1$  – hmotnost náboje se všemi komponenty na něm uloženými  $m_1 = 33,9\text{kg}$

$$F_2 = m_2 \cdot g = 26,8 \cdot 9,81 \doteq 263N \quad (8.2)$$

$$F_3 = F_2 = 263N \quad (8.3)$$

$$F_4 = F_2 = 263N \quad (8.4)$$

$$F_5 = F_1 = 333N \quad (8.5)$$

$$F_6 = m_6 \cdot g = 26,5 \cdot 9,81 \doteq 260N \quad (8.6)$$

Reakce v ložiscích

$$F_1 \cdot 0,36 + F_2 \cdot 0,72 + F_3 \cdot 1,04 + F_4 \cdot 1,36 + F_5 \cdot 1,72 - R_B \cdot 2,08 + F_6 \cdot 2,28 = 0 \Rightarrow$$

$$R_B = \frac{F_1 \cdot 0,36 + F_2 \cdot 0,72 + F_3 \cdot 1,04 + F_4 \cdot 1,36 + F_5 \cdot 1,72 + F_6 \cdot 2,28}{2,08}$$

$$R_B = \frac{333 \cdot 0,36 + 263 \cdot 0,72 + 263 \cdot 1,04 + 263 \cdot 1,36 + 333 \cdot 1,72 + 260 \cdot 2,28}{2,08}$$

$$R_B \doteq 1013N \quad (8.7)$$

$$R_A + R_B - \sum F = 0 \Rightarrow R_A = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 - R_B$$

$$R_A = 333 + 263 + 263 + 263 + 333 + 260 - 1013 = 702N \quad (8.8)$$

Kritická místa:

Zaoblené přechody – C, I, J

Drážky pro pero – D, E, F, G, H, K

Kontrolujeme místa C, J, F, K (Ostatní místa mají stejné rozměry jako některé z kontrolovaných míst, ale bude v nich působit menší moment, tudíž kontrola v těchto místech není nutná).

### 6.8.1 Statická kontrola

Místo C

Ohybový moment

$$M_{oC} = R_A \cdot 0,16 = 702 \cdot 0,16 = 112\,320Nmm \quad (8.1.1)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oC} = \frac{M_{oC}}{W_{oC}} = \frac{32 \cdot M_{oC}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 112\,320}{\pi \cdot 50^3} \doteq 10MPa \quad (8.1.2)$$

kde  $W_{oC}$  – modul průřezu v ohybu [ $mm^3$ ]

$d$  – průměr hřídele  $d = 60mm$

Krouticí moment

$$M_{kC} = M_{k3'} = 80Nm \quad (8.1.3)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{kC} = \frac{M_{kC}}{W_{kC}} = \frac{16 \cdot M_{kC}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 80\,000}{\pi \cdot 50^3} \doteq 3,3MPa \quad (8.1.4)$$

kde  $W_{kC}$  – modul průřezu v krutu [ $mm^3$ ]

Redukované napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{redC} &= \sqrt{(\sigma_{oC} \cdot \alpha_{\sigma C})^2 + 3 \cdot (\tau_{kC} \cdot \alpha_{\tau C})^2} = \\ &= \sqrt{(10 \cdot 1,6)^2 + 3 \cdot (3,3 \cdot 1,3)^2} \doteq 17,6 \text{MPa}\end{aligned}\quad (8.1.5)$$

kde  $\alpha_{\sigma}, \alpha_{\tau}$  – tvarové součinitele [1]<sup>[18]</sup>

Statická bezpečnost

$$k_{sC} = \frac{R_e}{\sigma_{redC}} = \frac{360}{17,6} = 20,4 \quad (8.1.6)$$

kde  $R_e$  – mez kluzu – pro materiál 16 440.7  $R_e = 785 \text{MPa}$ <sup>[4]</sup>

Místo J

Ohybový moment

$$M_{oJ} = -F_6 \cdot 0,02 = -260 \cdot 0,02 = -5 \text{ 200Nmm} \quad (8.1.7)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oJ} = \frac{M_{oJ}}{W_{oJ}} = \frac{32 \cdot |M_{oJ}|}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 5 \text{ 200}}{\pi \cdot 40^3} \doteq 0,8 \text{MPa} \quad (8.1.8)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{kJ} = \frac{M_{kJ}}{W_{kJ}} = \frac{16 \cdot M_{kJ}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 80 \text{ 000}}{\pi \cdot 40^3} \doteq 6,4 \text{MPa} \quad (8.1.9)$$

Redukované napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{redJ} &= \sqrt{(\sigma_{oJ} \cdot \alpha_{\sigma J})^2 + 3 \cdot (\tau_{kJ} \cdot \alpha_{\tau J})^2} = \\ &= \sqrt{(0,8 \cdot 1,9)^2 + 3 \cdot (6,4 \cdot 1,7)^2} \doteq 18,9 \text{MPa}\end{aligned}\quad (8.1.10)$$

Statická bezpečnost

$$k_{sC} = \frac{R_e}{\sigma_{redC}} = \frac{360}{18,9} = 19 \quad (8.1.11)$$

Místo F

Ohybový moment

$$\begin{aligned} M_{oF} &= R_A \cdot 1,04 - F_1 \cdot 0,68 - F_2 \cdot 0,32 = 702 \cdot 1,04 - 333 \cdot 0,68 - 263 \cdot 0,32 = \\ &= 419\,480 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (8.1.12)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oF} = \frac{M_{oF}}{W_{oF}} = \frac{32 \cdot M_{oF}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 419\,480}{\pi \cdot 53,2^3} \doteq 28,4 \text{ MPa} \quad (8.1.13)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{kF} = \frac{M_{kF}}{W_{kF}} = \frac{16 \cdot M_{kF}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{16 \cdot 80\,000}{\pi \cdot 53,2^3} \doteq 2,7 \text{ MPa} \quad (8.1.14)$$

Redukované napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{redF} &= \sqrt{(\sigma_{oF} \cdot \alpha_{\sigma F})^2 + 3 \cdot (\tau_{kF} \cdot \alpha_{\tau F})^2} = \\ &= \sqrt{(28,4 \cdot 3,9)^2 + 3 \cdot (2,7 \cdot 3)^2} \doteq 111,6 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.1.15)$$

Statická bezpečnost

$$k_{sF} = \frac{R_e}{\sigma_{redF}} = \frac{360}{111,6} = 3,2 \quad (8.1.16)$$

Místo K

V místě K není žádný ohybový moment, tudíž ani žádné ohybové napětí, statickou kontrolu tedy provádím pouze na namáhání krutem.

Napětí v krutu

$$\tau_{kK} = \frac{M_{kK}}{W_{kK}} = \frac{16 \cdot M_{kK}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{16 \cdot 80\,000}{\pi \cdot 35,1^3} \doteq 9,4 \text{ MPa} \quad (8.1.17)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{redK} = \sqrt{3 \cdot (\tau_{kK} \cdot \alpha_{\tau K})^2} = \sqrt{3 \cdot (9,4 \cdot 2,8)^2} \doteq 45,6 \text{ MPa} \quad (8.1.18)$$

Statická bezpečnost

$$k_{sK} = \frac{R_e}{\sigma_{redK}} = \frac{360}{45,6} = 7,9 \quad (8.1.19)$$

## 6.8.2 Dynamická kontrola

Dynamickou kontrolu provádím pouze v místě s nejnižší statickou bezpečností (místo F).

Mez únavy materiálu

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 600 = 294 \text{MPa} \quad (8.2.1)$$

kde  $R_m$  – mez pevnosti – pro materiál 11 600  $R_m = 600 \text{MPa}$ <sup>[4]</sup>

Součinitel vrubu

$$\beta_\sigma = \alpha_\sigma \cdot \sqrt{\frac{R_1}{R_F}} = 3,9 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{0,8}} \doteq 3,38 \quad (8.2.2)$$

kde  $R_1$  – poloměr zaoblení drážky  $R_1 = 0,6$ <sup>[4]</sup>

$R_F$  – fiktivní poloměr vrubu [mm]

Fiktivní poloměr vrubu

$$R_F = R_1 + s^x \cdot \rho^x = 0,6 + 2,43 \cdot 0,08 = 0,8 \text{mm} \quad (8.2.3)$$

kde  $s^x$  – součinitel pevnostní hypotézy [1]<sup>[6]</sup>

$\rho^x$  – materiálová konstanta  $\rho^x = 0,08 \text{mm}$ <sup>[6]</sup>

Součinitel pevnostní hypotézy

$$s^x = \frac{2-\nu}{1-\nu} = \frac{2-0,3}{1-0,3} \doteq 2,43 \quad (8.2.4)$$

kde  $\nu$  – poissonova konstanta pro ocel v pružném stavu  $\nu = 0,3$ <sup>[6]</sup>

Mez únavy kritického místa

$$\sigma_{CO}^x = \sigma_{CO} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta_\sigma} = 294 \cdot \frac{0,83 \cdot 0,54}{3,38} = 39 \text{MPa} \quad (8.2.5)$$

kde  $\varepsilon_p$  – součinitel jakosti povrchu  $\varepsilon_p = 0,83$ <sup>[6]</sup>

$\nu_\sigma$  – součinitel velikosti  $\nu_\sigma = 0,54$ <sup>[6]</sup>

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{CO}^x}{\sigma_o} = \frac{39}{28,4} \doteq 1,4 \quad (8.2.6)$$

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_{\tau} = \frac{0,65 \cdot R_e}{\tau_k \cdot \alpha_{\tau}} = \frac{0,65 \cdot 360}{2,7 \cdot 3} \doteq 28,9 \quad (8.2.7)$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_v = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{1,4 \cdot 28,9}{\sqrt{1,4^2 + 28,9^2}} \doteq 1,4 \quad (8.2.8)$$

### 6.8.3 Kontrola na zkrut

Skutečné zkroucení

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{M_k \cdot l}{G_s \cdot J_p} = \frac{32 \cdot M_k \cdot l_1}{G_s \cdot \pi \cdot d_1^4} + \frac{32 \cdot M_k \cdot l_2}{G_s \cdot \pi \cdot d_2^4} + \frac{32 \cdot M_k \cdot l_3}{G_s \cdot \pi \cdot d_3^4} = \\ &= \frac{32 \cdot 80000 \cdot 1760}{80769 \cdot \pi \cdot 60^4} + \frac{32 \cdot 80000 \cdot 550}{80769 \cdot \pi \cdot 50^4} + \frac{32 \cdot 80000 \cdot 60}{80769 \cdot \pi \cdot 40^4} \doteq 0,0025 \text{ rad} \end{aligned} \quad (8.3.1)$$

kde  $G_s$  – modul pružnosti ve smyku [MPa]

$J_p$  – moment setrvačnosti [mm<sup>4</sup>]

Modul pružnosti ve smyku

$$G_s = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} = \frac{210000}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 80769 \text{ MPa} \quad (8.3.2)$$

kde  $E$  – modul pružnosti v tahu – pro ocel  $E = 210000$  MPa

$\mu$  – poissonovo číslo – pro ocel  $\mu = 0,3$

Dovolené zkroucení

$$\varphi_{dov} = 0,25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{l}{1000} = 0,25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{2370}{1000} = 0,01 \text{ rad} \quad (8.3.3)$$

$\varphi \leq \varphi_{dov} \Rightarrow 0,0025 \text{ rad} \leq 0,01 \text{ rad} \Rightarrow$  podmínka je splněna

## 6.9 Výpočet ložisek

Ložiska 1. hřídele

Pro 1. hřídel z firmy SKF volím ložisko YAR 212-2RF uložené v ložiskovém domku SY 512 M.

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 3041 + 0 \cdot 0 = 3041N \quad (9.1)$$

kde  $F_r$  – radiální síla [N]

$F_a$  – axiální síla [N]

$X$  – součinitel dynamického radiálního zatížení  $X = 1$

$Y$  – součinitel dynamického axiálního zatížení  $Y = 0$

Trvanlivost ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p_s} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{52700}{3041}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{59,7 \cdot 60} = 1\,452\,971 \text{ hod} \quad (9.2)$$

kde  $C$  – základní dynamická únosnost  $C = 52\,700N$

$p_s$  – součinitel styku  $p_s = 3$

Ložiska 2. hřídele

Pro 2. a 3. hřídel z firmy SKF volím ložisko YAR 210-2RF uložené v ložiskovém domku SY 510 M.

Výpočty provádím stejně jako u ložisek 1. hřídele.

$$P = 678N$$

$$L_{10h} = 38\,735\,279 \text{ hod}$$

Ložiska 3. hřídele

$$P = 1013N$$

$$L_{10h} = 23\,227\,230 \text{ hod}$$

## 6.10 Výpočet perových spojů

Výpočet perových spojů provádím v místě s největším momentem a v místě s nejmenším průměrem hřídele. Jelikož ostatní pera jsou stejně velká nebo větší, jejich kontrola není nutná.

Pero pod pastorkem

Síla působící z náboje na pero

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d+t_1}{2}} = \frac{259000}{\frac{50+3,8}{2}} = 9\,628\text{N} \quad (10.1)$$

kde  $t_1$  – hloubka drážky  $t_1 = 3,8\text{mm}^{[4]}$

Účinná délka pera

$$p_2 = \frac{F_2}{l \cdot t_1} \leq p_{D2} \Rightarrow l' \geq \frac{F_2}{t_1 \cdot p_{D2}} = \frac{9628}{3,8 \cdot 150} = 16,9\text{mm} \Rightarrow \text{volím } 29\text{mm} \quad (10.2)$$

kde  $p_2$  – tlak působící z náboje na pero [MPa]

$p_{d2}$  – dovolený tlak [MPa]

Délka pera

$$l = l' + b = 29 + 16 = 45\text{mm} \quad (10.3)$$

kde  $b$  – šířka pera  $b = 16\text{mm}^{[4]}$

Pero pod hnaným řetězovým kolem

Výpočet provádím stejně jako u výpočtu pera pod pastorkem.

Síla působící z náboje na pero

$$F_2 = 3712\text{N}$$

Délka pera

$$l \geq 24\text{mm} \Rightarrow \text{volím } 40\text{mm}$$



## 6.11 Návrh a výpočet řetězového převodu

Diagramový výkon

$$P_D = \frac{P_1}{\chi \cdot \mu_m \cdot \varphi_{\dot{r}}} = \frac{2200}{0,81 \cdot 1 \cdot 1} = 2716W \quad (11.1)$$

kde  $P_1$  – výkon elektromotoru  $P_1 = 2200W$

$\chi$  – součinitel výkonu  $\chi = 0,81^{[5]}$

$\mu_m$  – součinitel mazání  $\mu = 1^{[5]}$

$\varphi_{\dot{r}}$  – součinitel provedení řetězu  $\varphi = 1^{[5]}$

Z výkonového diagramu velikosti válečkového řetězu volím dle diagramového výkonu  $P_D = 2716W$  a otáček hnacího řetězového kola  $n_1 = 59,7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  jednořadý řetěz 16B.

Počet zubů hnacího řetězového kola  $z_1$  volím 25.

Počet zubů hnaného řetězového kola

$$z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 2 = 50 \quad (11.2)$$

kde  $u$  – převodový poměr  $u = 2$

Skutečný převodový poměr

$$u_{SK} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{25} = 2 \quad (11.3)$$

Podmínka minimálního počtu zubů

$$z_{MIN} \leq z_1 \Rightarrow 17 \leq 25 \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Roztečné průměry kol

$$D_1 = \frac{t_{\dot{r}}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} \doteq 202,66mm \quad (11.4)$$

$$D_2 = \frac{t_{\dot{r}}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{50}} \doteq 404,52mm \quad (11.5)$$

kde  $t_{\dot{r}}$  – rozteč řetězu  $t_{\dot{r}} = 25,4mm^{[4]}$

Kontrola řetězu proti přetržení

$$k_S = \frac{F_{Pt}}{F_1} = \frac{58000}{3683} = 15,8 \geq 7 \Rightarrow \text{podmínka splněna} \quad (11.6)$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_1 \cdot \gamma} = \frac{58000}{3492 \cdot 2} = 8,3 \geq 5 \Rightarrow \text{podmínka splněna} \quad (11.7)$$

kde  $F_{Pt}$  – síla při přetržení řetězu  $F_{Pt} = 58\,000\text{N}^{[4]}$

$\gamma$  – součinitel rázů  $\gamma = 2^{[5]}$

$F_1$  – tahová síla [N]

Tahová síla

$$F_1 = F + F_C + F_m = 3492 + 1 + 269 = 3762\text{N} \quad (11.8)$$

kde  $F$  – obvodová síla [N]

$F_C$  – odstředivá síla [N]

$F_m$  – síla od tíhy řetězu [N]

Obvodová síla

$$F = \frac{P_1}{v_o} = \frac{2200}{0,63} = 3\,492\text{N} \quad (11.9)$$

$$v_o = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,20266 \cdot 59,7}{60} \doteq 0,63\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.10)$$

kde  $v_o$  – obvodová rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Odstředivá síla

$$F_C = m_1 \cdot v^2 = 2,75 \cdot 0,63^2 \doteq 1\text{N} \quad (11.11)$$

kde  $m_1$  – hmotnost 1 metru řetězu  $m_1 = 2,75\text{kg}^{[4]}$

Síla od tíhy řetězu

$$F_m = \frac{m_1 \cdot A^2 \cdot g}{8 \cdot h} = \frac{2,75 \cdot 1,34^2 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,0225} \doteq 269\text{N} \quad (11.12)$$

$$h = 0,02 \cdot A = 0,02 \cdot 1,1263 = 0,0225\text{m}$$

kde  $A$  – osová vzdálenost  $A = 1,34\text{m}$

$h$  – vhodný průhyb [m]<sup>[5]</sup>

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_V \leq p_D \Rightarrow 17,5 \text{ MPa} \leq 27,6 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Výpočtový a dovolený tlak

$$p_V = \frac{F_1}{S} = \frac{3683}{210} = 17,5 \text{ MPa} \quad (11.13)$$

$$p_D = p \cdot \lambda = 29,72 \cdot 0,93 = 27,6 \text{ MPa} \quad (11.14)$$

kde  $S$  – plocha kloubu  $S = 210 \text{ mm}^2$ <sup>[4]</sup>

$\lambda$  – součinitel tření  $\lambda = 0,93$ <sup>[5]</sup>

$p$  – směrný tlak v kloubu řetězu  $p = 29,72 \text{ MPa}$ <sup>[5]</sup>

Počet článků řetězu

$$\begin{aligned} X_{\check{r}} &= 2 \cdot \frac{A}{t_{\check{r}}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t_{\check{r}}}{A} = \\ &= 2 \cdot \frac{1340}{25,4} + \frac{25 + 50}{2} + \left( \frac{50 - 25}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1340} \doteq 143,3 \Rightarrow \text{volím } 144 \end{aligned} \quad (11.15)$$

Délka řetězu

$$L = X_{\check{r}} \cdot t_{\check{r}} = 144 \cdot 25,4 = 3657,6 \text{ mm} \quad (11.16)$$

Skutečná osová vzdálenost

$$\begin{aligned} A_{SK} &= \frac{t_{\check{r}}}{8} \cdot \left[ 2 \cdot X_{\check{r}} - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X_{\check{r}} - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] = \\ &= \frac{25,4}{8} \cdot \left[ 2 \cdot 144 - 25 - 50 + \sqrt{(2 \cdot 144 - 25 - 50)^2 - 0,8109 \cdot (50 - 25)^2} \right] = \\ &= 1348,76 \text{ mm} \end{aligned} \quad (11.17)$$

kde  $F$  – součinitel  $F = 0,8109$ <sup>[5]</sup>

Specifikace řetězu

ŘETĚZ 144 ČLÁNKŮ 16 B-1 ČSN 02 3311.1

## 6.12 Návrh a výpočet ozubeného převodu

Počet zubů pastorku a kola

Dle tabulky volím počet zubů pastorku  $z_1 = 35$ . Jelikož je převodový poměr  $u = 1$ , platí  $z_2 = z_1 = 35$

Návrh modulu ozubení z dotyku

$$d_1 = z_1 \cdot m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{bd1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \Rightarrow m_n = \frac{f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{bd1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}}{z_1} =$$
$$= \frac{770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,94 \cdot 352}{0,286 \cdot 672^2} \cdot \frac{1+1}{1}}}{35} \doteq 4,8 \text{ mm} \quad (12.1)$$

kde  $d_1$  – průměr roztečné kružnice pastorku [mm]

$f_H$  – pomocný součinitel – pro přímé zuby  $f_H = 770$ <sup>[22]</sup>

$K_H$  – součinitel přídavných zatížení [1]

$T_1$  – točivý moment na výstupu z převodovky  $T_1 = 352 \text{ Nm}$

$\psi_{bd1}$  – poměrná šířka zubu [1]

$\sigma_{HP}$  – přípustné napětí v dotyku [MPa]

$u$  – převodový poměr  $u = 1$

Součinitel přídavných zatížení

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,297 \doteq 1,94 \quad (12.2)$$

kde  $K_A$  – součinitel vnějších dynamických sil  $K_A = 1,5$

$K_{H\beta}$  – součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení po šířce zubu  $K_{H\beta} = 1,295$

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0 = 0,8 \cdot 840 = 672 \text{ MPa} \quad (12.3)$$

kde  $\sigma_{Hlim}^0$  – mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim}^0 = 840 \text{ MPa}$ <sup>[22]</sup>

Návrh modulu ozubení z ohybu

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 352}{10 \cdot 35 \cdot 361,2}} \doteq 3,1 \text{ mm} \quad (12.4)$$

kde  $f_F$  – pomocný součinitel –  $f_F = 18$ <sup>[22]</sup>

$K_F$  – součinitel přídavných zatížení [1]

$\psi_m$  – poměrná šířka zubu  $\psi_m = 10$

$\sigma_{FP}$  – přípustné napětí v ohybu [MPa]

Součinitel přídavných zatížení

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} = 1,5 \cdot 1,197 \doteq 1,8 \quad (12.5)$$

kde  $K_{F\beta}$  – součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení po šířce zubu  $K_{F\beta} = 1,196$ <sup>[22]</sup>

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0 = 0,6 \cdot 602 = 361,2 \text{ MPa} \quad (12.6)$$

kde  $\sigma_{F \text{ lim}}^0$  – mez únavy v ohybu  $\sigma_{F \text{ lim}}^0 = 602 \text{ MPa}$ <sup>[22]</sup>

Volba modulu

Z výpočtů modulu na ohyb a na dotyk a z normalizované řady modulů volím modul

$m_n = 5 \text{ mm}$

Osová vzdálenost

$$a_w = 175,57 \text{ mm}$$

Přesnou osovou vzdálenost jsem určil pomocí přesného umístění všech hřídelí v programu Autodesk Inventor, viz výkres CAG0017-01.01 řez B – B.

Průměry roztečných kružnic

$$d_1 = m_n \cdot z_1 = 5 \cdot 35 = 175 \text{ mm} \quad (12.7)$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 = 5 \cdot 35 = 175 \text{ mm} \quad (12.8)$$

Šířka ozubení

$$b = m_n \cdot \psi_m = 5 \cdot 10 = 50 \text{ mm} \quad (12.9)$$

Materiál kol

Materiál pastorku volím konstrukční zušlechtěnou ocel 16 436.

Materiál kola volím konstrukční zušlechtěnou ocel 42 2767.

Korekce ozubených kol

Korekci ozubených kol jsem provedl pomocí programu Autodesk Inventor pro danou osovou vzdálenost, viz Příloha F.

Pevnostní kontrola ozubení

Tabulka součinitelů určených pomocí programu Autodesk Inventor viz Příloha F.

Největší napětí v dotyku, vzniklé působením síly  $F_{t1}$

$$\sigma_{Hmax1} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} = 392,2 \cdot \sqrt{\frac{6035 \cdot 1,94}{4023}} \doteq 669,1 MPa \quad (12.10)$$

$$\sigma_{Hmax2} = \sigma_{Hmax1} = 669,1 MPa \quad (12.11)$$

kde  $\sigma_{HO}$  – napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů [MPa]

$F_t$  - obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici [N]

$F_{t1}$  - Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení [N]

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wh} \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = 188 \cdot 2,461 \cdot 0,884 \cdot \sqrt{\frac{4023}{50 \cdot 175} \cdot \frac{1+1}{1}} \doteq 392,2 MPa \quad (12.12)$$

kde  $Z_E$  – součinitel mechanických vlastností materiálů  $Z_E = 188$

$Z_H$  – součinitel tvaru spoluzabírajících kol  $Z_H = 2,461$

$Z_\varepsilon$  – součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů  $Z_\varepsilon = 0,884$

$b_{wh}$  – pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk  $b_{wh} = 50mm$

Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{AS} = 4023 \cdot 1,5 \doteq 6\,035N \quad (12.13)$$

kde  $K_{AS}$  – součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení.  $K_{AS} = 1,5$

Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 352000}{175} \doteq 4\,023N \quad (12.14)$$

Přípustné napětí v dotyku vzniklé působením síly  $F_{t1}$

$$\sigma_{HPmax1} = 2,8 \cdot R_{p0,2} = 2,8 \cdot 980 = 2744MPa \quad (12.15)$$

$$\sigma_{HPmax2} = 2,8 \cdot R_{p0,2} = 2,8 \cdot 875 = 2450MPa \quad (12.16)$$

kde  $R_{p0,2}$  - smluvní mez kluzu určená z trvalé deformace pod zatížením 0,2% deformace

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly  $F_{t1}$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = 83,4 \cdot \frac{6035}{4023} = 125,1MPa \quad (12.17)$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{Fmax1} = 125,1MPa \quad (12.18)$$

kde  $\sigma_F$  - ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu [MPa]

Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon = \frac{4023}{50 \cdot 5} \cdot 1,8 \cdot 4,1 \cdot 1 \cdot 0,702 \doteq 83,4MPa \quad (12.19)$$

kde  $b_{wF}$  – pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb  $b_{wF} = 50mm$

$Y_{FS}$  – součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí  $Y_{FS} = 4,1$

$Y_\beta$  – součinitel sklonu zubu  $Y_\beta = 1$

$Y_\epsilon$  – součinitel vlivu záběru profilu  $Y_\epsilon = 0,702$

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení silou  $F_{t1}$

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt1} = 0,8 \cdot 1505 = 1204MPa \quad (12.20)$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt2} = 0,8 \cdot 1380 = 1104MPa \quad (12.21)$$

kde  $\sigma_{FSt}$  – pevnost v ohybu při největším zatížení [MPa]

Pevnost v ohybu při největším zatížení

$$\sigma_{FSt1} = 2,5 \cdot \sigma_{FSlimb} = 2,5 \cdot 602 = 1505MPa \quad (12.22)$$

$$\sigma_{FSt2} = 2,5 \cdot \sigma_{FSlimb} = 2,5 \cdot 552 = 1380MPa \quad (12.23)$$

Kontrola splnění podmínek

$$S_{H1} > 1,2 \Rightarrow 1,254 > 1,2 \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

$$S_{H2} > 1,2 \Rightarrow 1,254 > 1,2 \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

$$S_{F1} > 1,4 \Rightarrow 6,851 > 1,4 \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

$$S_{F2} > 1,4 \Rightarrow 7,545 > 1,4 \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

$$\sigma_{Hmax1} \leq \sigma_{HPmax1} \Rightarrow 669,1MPa \leq 2744MPa \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

$$\sigma_{Hmax2} \leq \sigma_{HPmax2} \Rightarrow 669,1MPa \leq 2450MPa \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

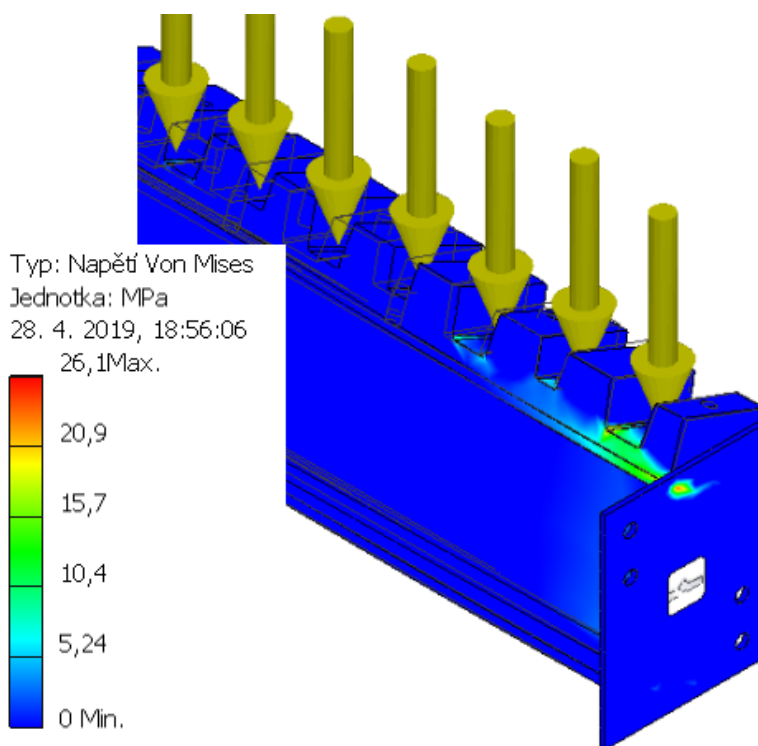
$$\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax1} \Rightarrow 125,1MPa \leq 1204MPa \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

$$\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax2} \Rightarrow 125,1MPa \leq 1104MPa \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$



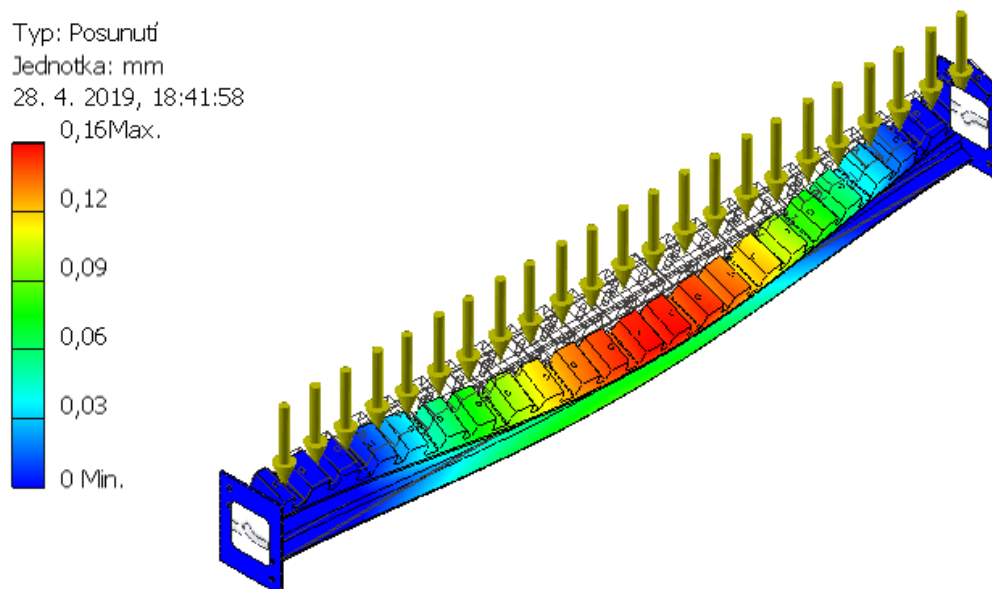
## 6.13 Pevnostní analýza

Pevnostní analýzou kontroluji průhyb dolního nosníku, viz Obrázek 4 Třídící plocha, ke kterému jsou připevněny pevné roštnice a opírají se o něj pohyblivé roštnice. Na obrázku 19 jdou vidět všechny působící síly na nosník. Jsou jimi síly z roštnic. Z každé pevné roštnice včetně jejího zatížení železnou rudou působí na nosník síla  $F = 239\text{N}$  a z pohyblivé roštnice síla  $F = 275\text{N}$ . Tyto síly jsou dvojnásobně větší, ale jelikož se pevné roštnice opírají i o protější nosník na svém druhém konci a pohyblivé roštnice jsou připevněny k náboji na hřídeli, jsou tyto síly takto velké. V místě prostřední roštnice bude průhyb největší, tím pádem do tohoto místa přidávám zatížení roštnice ocelovými předměty, které se mohou vyskytovat mezi železnou rudou. Tato síla je  $F = 586\text{N}$ .



Obrázek 13 Napětí v nosníku

Maximální napětí v nosníku je 26,1MPa a nachází se na obou krajích nosníku.



Obrázek 14 Průhyb nosníku

Maximální průhyb nosníku je 0,16mm a nachází se uprostřed nosníku. Tento průhyb je poměrně malý, tím pádem nosník vůči tomuto zatížení vyhovuje.

## 7 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vypracovat projekčně – konstrukční návrh zařízení pro vytřídění cizorodých předmětů ze suroviny dopravované pásovým dopravníkem.

Úvodní část práce je věnována popisu technologie třídění, jejímu rozdělení a jsou v ní popsány roštové třídiče, na jejichž principu pracuje navržené zařízení. Dále jsou zde navrženy tři varianty řešení, v nichž je popsána funkce zařízení. Z nich je vybrána jedna varianta, kterou je třídění pomocí roštového třídiče a separátoru v podobě otočné hřídele s lopatkami. Tato varianta je v práci dále detailně zpracována. Jsou zde navrženy možné varianty řešení dílčích konstrukčních uzlů, z nichž je vždy vybrána ta nejvhodnější. Dále je konstrukčně zpracován mechanismus pohonu a pohyblivých částí jak v textové části, tak v navazující výkresové dokumentaci. Na textovou část navazuje část výpočtová a výkresová dokumentace obsahující výkres sestavy zařízení, podsestavy – třídiče a výrobní výkres ozubeného kola.

## **Poděkování**

Na tomto místě chci poděkovat panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za jeho čas, který se mnou strávil na konzultacích bakalářské práce a za jeho cenné rady a připomínky, které mi během nich poskytl.

## 8 Seznam použité literatury

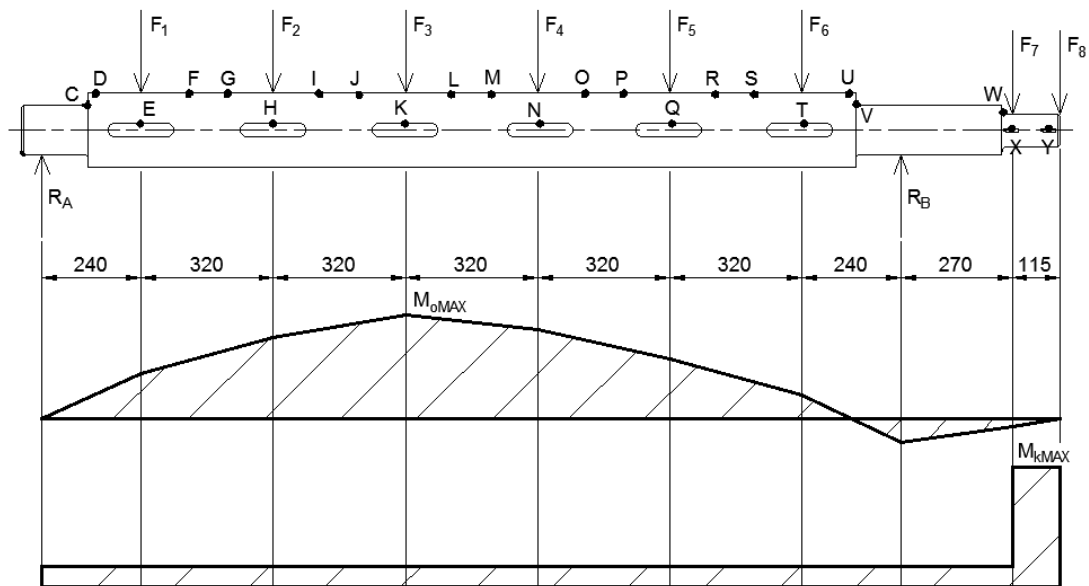
- [1] JASAŇ V. a LEMESÁNY L. *Úpravnické stroje I.* Košice
- [2] ŽŮREK F. a HENCL V. *Úprava nerostných surovin.* Příbram, 1960
- [3] BIKŠAKOV A.S. a RUDĚNKO K.G. *Úprava a třídění uhlí.* Praha: ROH, 1952
- [4] LEINVEBER J. a VÁVRA P. *Strojnické tabulky.* Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] KALÁB K. *Části a mechanismy strojů pro 2. a 3. ročník bakalářského studia.* Ostrava, 2015
- [6] KALÁB K. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu kruhového přírubového spoje.* Ostrava, 2018
- [7] ŠŤASTNÍK S. *Těžba, lomařství a úpravnictví: Úpravnictví nerostných surovin.* Brno, 2005 [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z:  
[http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BJ53-Tezba%20a%20upravnictvi%20surovin%20\(M\)/Tezba%20a%20upravnictvi%20surovin%20-%20upravnictvi%20nerostnych%20surovin.pdf](http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BJ53-Tezba%20a%20upravnictvi%20surovin%20(M)/Tezba%20a%20upravnictvi%20surovin%20-%20upravnictvi%20nerostnych%20surovin.pdf)
- [8] *Třídění* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z:  
[http://fzp.ujep.cz/ktv/uc\\_texty/pt3/7%20Trideni.pdf](http://fzp.ujep.cz/ktv/uc_texty/pt3/7%20Trideni.pdf)
- [9] *Dělení směsí zrnitých materiálů* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z:  
[http://users.fsid.cvut.cz/~jiroutom/vyuka/hmz/hmz16\\_rv.pdf](http://users.fsid.cvut.cz/~jiroutom/vyuka/hmz/hmz16_rv.pdf)
- [10] JUNGA P. *Technika pro zpracování odpadů* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z:  
[http://web2.mendelu.cz/af\\_291\\_projekty2/vseo/files/210/17165.pdf](http://web2.mendelu.cz/af_291_projekty2/vseo/files/210/17165.pdf)
- [11] FRIES J. *Stroje pro zpracování odpadu* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z:  
[http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/SZO/vyukovy\\_text.pdf](http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/SZO/vyukovy_text.pdf)
- [12] KUDĚLKA J., FRYČ J. a ŠEVČÍK J. *Dopravní články ve stacionárních dopravních systémech* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z:  
[http://user.mendelu.cz/los/Dopravni\\_clanky.pdf](http://user.mendelu.cz/los/Dopravni_clanky.pdf)

- [13] *Dopravníkové válečky*, Stomil CZ [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <http://www.stomil.cz/cz/produkty/dopravnikove-valecky/>
- [14] SLÍVA A. *Základy zařízení úpraven* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2732-2.pdf>
- [15] Tyče, Feron a.s. [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/307>
- [16] MARŠÁLEK P. *Křivočarý a nerovnoměrný pohyb*, Ostrava
- [17] *Tornádo R 130.035*, Techkon s.r.o. [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: [http://www.techkon.cz/realizace\\_Tornado\\_R\\_130\\_035\\_Granita\\_Chvaletice.html](http://www.techkon.cz/realizace_Tornado_R_130_035_Granita_Chvaletice.html)
- [18] *Tvarové součinitele* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: [http://homel.vsb.cz/~fol20/Konstrukcni\\_cviceni\\_II/Tvarove\\_soucinitele.pdf](http://homel.vsb.cz/~fol20/Konstrukcni_cviceni_II/Tvarove_soucinitele.pdf)
- [19] SVOBODOVÁ M. *Převody a mechanismy* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: [http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_15-04.pdf](http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_15-04.pdf)
- [20] *Kluzná pouzdra*, SKF CZ a.s. [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/table-bushings/index.html>
- [21] *Stojaté ložiskové jednotky Y*, SKF CZ a.s. [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html>
- [22] BUREŠ M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Navrh\\_a\\_pevnostni\\_vypocet\\_o\\_zubnych\\_kol.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_o_zubnych_kol.pdf)
- [23] *Čelní převodovky MTC..A*, Elprim – tech s.r.o. [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <http://elprim.cz/katalogy/mtc.pdf>
- [24] *Trojfázové asynchronní motory nakrátko, zavřené 1LA7*, – tech s.r.o. [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <http://elprim.cz/katalogy/1LA7.pdf>



## 9 Seznam příloh

Příloha A	Kontrola 1. hřídele
Příloha B	Kontrola 2. hřídele
Příloha C	Katalog elektromotoru
Příloha D	Katalog převodovky
Příloha E	Katalog spojky
Příloha F	Tabulky ozubeného převodu
Příloha G	Výkres sestavy třídícího zařízení CAG0017-01.00 list1
Příloha E	Výkres sestavy třídícího stroje CAG0017-01.00 list2
Příloha F	Kusovník CAG0017-01.00SP list1, list2, list3, list4
Příloha G	Výrobní výkres ozubeného kola CAG0017-01.09

**Kontrola 1. hřídele**

Obrázek 20 Schéma 1. hřídele

Materiál hřídele – ocel 16 440.7,  $R_e = 785\text{MPa}$ ,  $R_m = 1079\text{MPa}$

Síly působící na hřídel

$$F_1 = F_2 = F_4 = F_5 = F_6 \doteq 827\text{N}$$

$$F_3 \doteq 1000\text{N}$$

$$F_7 \doteq 986\text{N}$$

$$F_8 \doteq 88\text{N}$$

Síly  $F_1, F_2, F_4, F_5, F_6$  jsou působení tíhy nábojů s roštnicemi a železné rudy. Tíha roštnic a železné rudy je poloviční, jelikož se roštnice opírají na svém druhém konci o konstrukci.

Síla  $F_3$  navíc obsahuje tíhu např. ocelových předmětů, které se mohou vyskytovat mezi železnou rudou.

Reakce v ložiscích

$$R_B \doteq 3041\text{N}$$

$$R_A = 2341\text{N}$$

Kritická místa:

Zaoblené přechody – C, V, W

Drážky pro pero – E, H, K, N, Q, T, X, Y

Drážky pro opěrnou desku – D, F, G, I, J, L, M, O, P, R, S, U

Kontrolujeme místa C, W, K, X, L



## Statická kontrola

Místo C

Ohybový moment  $M_{oC} = 257\,510\text{Nmm}$

Napětí v ohybu  $\sigma_{oC} \doteq 12,1\text{MPa}$

Krouticí moment  $M_{kC} = 22\text{Nm}$

Napětí v krutu  $\tau_{kC} \doteq 0,5\text{MPa}$

Redukované napětí  $\sigma_{redC} \doteq 24,2\text{MPa}$

Statická bezpečnost  $k_{sC} \doteq 32,4$

Místo W

Ohybový moment  $M_{oW} = -125\,710\text{Nmm}$

Napětí v ohybu  $\sigma_{oW} \doteq 10,2\text{MPa}$

Napětí v krutu  $\tau_{kW} \doteq 0,9\text{MPa}$

Redukované napětí  $\sigma_{redW} \doteq 19,6\text{MPa}$

Statická bezpečnost  $k_{sW} \doteq 40,1$

Místo K

Ohybový moment  $M_{oK} = 1\,266\,160\text{Nmm}$

Napětí v ohybu  $\sigma_{oK} \doteq 52,6\text{MPa}$

Napětí v krutu  $\tau_{kK} \doteq 0,4\text{MPa}$

Redukované napětí  $\sigma_{redK} \doteq 184,1\text{MPa}$

Statická bezpečnost  $k_{sK} \doteq 4,3$

Místo X

Ohybový moment  $M_{oX} = -10\,120\text{Nmm}$

Napětí v ohybu  $\sigma_{oX} \doteq 1,2\text{MPa}$

Krouticí moment  $M_{kC} = 259\text{Nm}$

Napětí v krutu  $\tau_{kX} \doteq 15,7\text{MPa}$

Redukované napětí  $\sigma_{redX} \doteq 81,7\text{MPa}$

Statická bezpečnost  $k_{sX} \doteq 9,6$

Místo L

Ohybový moment  $M_{oL} = 1\,231\,730\text{Nmm}$

Napětí v ohybu  $\sigma_{oL} \doteq 58,1\text{MPa}$

Napětí v krutu  $\tau_{kL} \doteq 0,5\text{MPa}$

Redukované napětí  $\sigma_{redL} \doteq 116,2\text{MPa}$

Statická bezpečnost  $k_{sL} \doteq 6,8$

### **Dynamická kontrola**

Dynamickou kontrolu provádím pouze v místě s nejnižší statickou bezpečností (místo K).

Mez únavy materiálu  $\sigma_{CO} \doteq 528,7\text{MPa}$

Součinitel vrubu  $\beta_{\sigma} \doteq 3,31$

Fiktivní poloměr vrubu  $R_F = 0,67\text{mm}$

Součinitel pevnostní hypotézy  $s^x \doteq 2,43$

Mez únavy kritického místa  $\sigma_{CO}^x \doteq 68,9\text{MPa}$

Dynamická bezpečnost v ohybu  $k_{\sigma} \doteq 1,3$

Dynamická bezpečnost v krutu  $k_{\tau} \doteq 472,4$

Výsledná dynamická bezpečnost  $k_v \doteq 1,3$

### **Kontrola na zkrut**

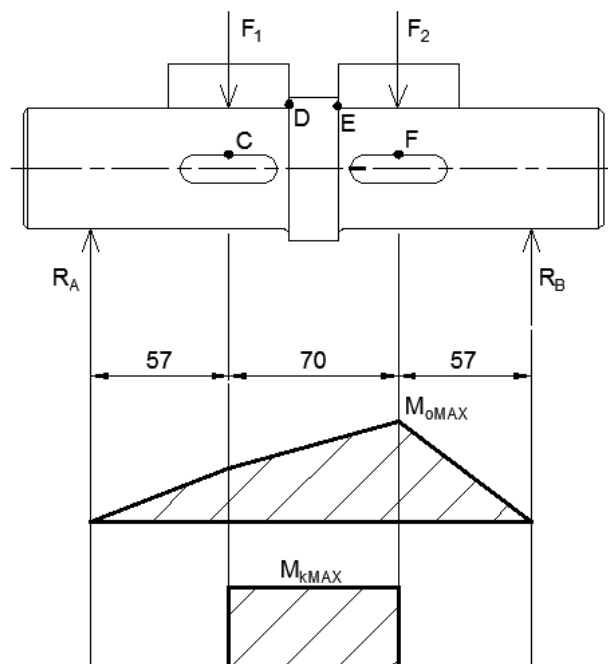
Skutečné zkroucení  $\varphi \doteq 0,0046\text{rad}$

Dovolené zkroucení  $\varphi_{dov} \doteq 0,011\text{rad}$

$\varphi \leq \varphi_{dov} \Rightarrow 0,0046\text{rad} \leq 0,011\text{rad} \Rightarrow$  podmínka splněna

## Příloha B

### Kontrola 2. hřídele



Obrázek 21 Schéma 2. hřídele

Materiál hřídele – ocel 11 600  $R_e = 360\text{MPa}$ ,  $R_m = 600\text{MPa}$

Síly působící na hřídel

$$F_1 \doteq 73\text{N}$$

$$F_2 \doteq 950\text{N}$$

Reakce v ložiscích

$$R_B \doteq 678\text{N}$$

$$R_A = 345\text{N}$$

Kritická místa:

Zaoblené přechody – D, E

Drážky pro pero – C, F

Kontrolujeme místa E, F

### Statická kontrola

Místo E

Ohybový moment  $M_{oE} = 31\,905\text{Nmm}$

Napětí v ohybu  $\sigma_{oE} \doteq 2,6\text{MPa}$

krouticího moment  $M_{kE} = 232,5\text{Nm}$

Napětí v krutu  $\tau_{kE} \doteq 9,5\text{MPa}$

Redukované napětí  $\sigma_{redE} \doteq 31,7\text{MPa}$

Statická bezpečnost  $k_{sC} \doteq 11,4$

Místo F

Ohybový moment  $M_{oF} = 38\,705\text{Nmm}$

Napětí v ohybu  $\sigma_{oF} \doteq 4,7\text{MPa}$

Napětí v krutu  $\tau_{kF} \doteq 14,1\text{MPa}$

Redukované napětí  $\sigma_{redF} \doteq 75,5\text{MPa}$

Statická bezpečnost  $k_{sF} \doteq 4,8$

### Dynamická kontrola

Dynamickou kontrolu provádím pouze v místě s nejnižší statickou bezpečností (místo F).

Mez únavy materiálu  $\sigma_{CO} = 294\text{MPa}$

Součinitel vrubu  $\beta_{\sigma} \doteq 3,38$

Fiktivní poloměr vrubu  $R_F \doteq 0,8\text{mm}$

Součinitel pevnostní hypotézy  $s^x \doteq 2,43$

Mez únavy kritického místa  $\sigma_{CO}^x \doteq 41,9\text{MPa}$

Dynamická bezpečnost v ohybu  $k_{\sigma} \doteq 8,9$

Dynamická bezpečnost v krutu  $k_{\tau} \doteq 5,5$

Výsledná dynamická bezpečnost  $k_v \doteq 4,7$

### Kontrola na zkrut

Skutečné zkroucení  $\varphi \doteq 0,0008\text{rad}$

Dovolené zkroucení  $\varphi_{dov} = 0,0011\text{rad}$

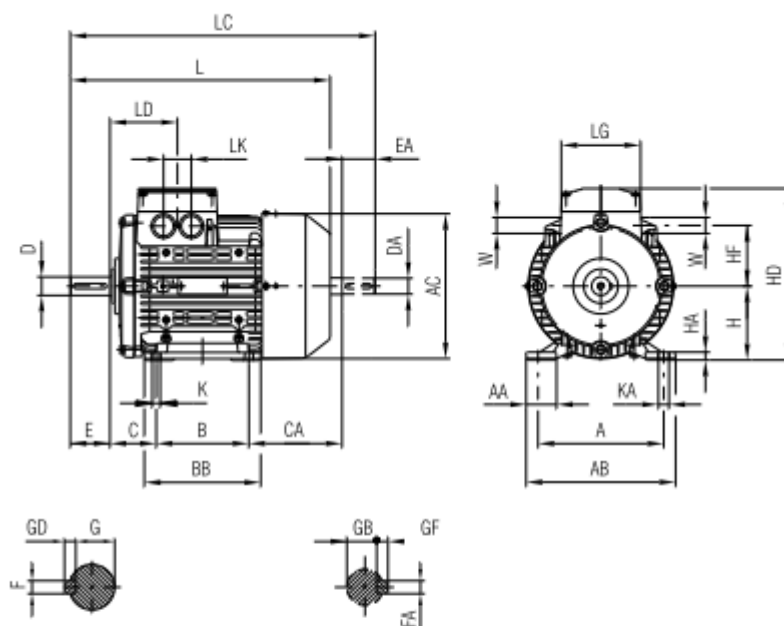
$\varphi \leq \varphi_{dov} \Rightarrow 0,0008\text{rad} \leq 0,0011\text{rad} \Rightarrow$  podmínka splněna

## Příloha C

Jmen. výkon	Velikost	Objednáací číslo	Parametry při jmenovitém výkonu						Poměrný záběrný moment Mz/Mn	Poměrný záběrný proud Ik/In	Poměrný moment zvratu Mmax/Mn	Momentová třída	Momentová charakteristika Diagram č.	Moment setrvačnosti J	Hmotnost
			Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže	Otáčky	Účinnost $\eta$	Účinník $\cos \varphi$	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment							
<b>4-pól, 1500 min<sup>-1</sup>, 50Hz</b>															
kW			min <sup>-1</sup>	%		A	Nm	-	-	-	KL	(str. 15)	kg m <sup>2</sup>	kg	
0,06	56	1LA7050-4AB	1350	56	0,77	0,20	0,42	1,9	2,6	2,0	13	10	0,00027	3,0	
0,09	56	1LA7053-4AB	1350	63	0,77	0,29	0,63	1,9	2,6	2,1	13	10	0,00027	3,0	
0,12	63	1LA7060-4AB	1350	55	0,75	0,42	0,84	1,9	2,8	1,9	13	10	0,0003	3,5	
0,18	63	1LA7063-4AB	1350	60	0,77	0,56	1,3	1,9	3,0	2,0	13	10	0,0004	4,1	
0,25	71	1LA7070-4AB	1350	60	0,79	0,76	1,8	1,8	3,0	1,8	13	10	0,0006	4,8	
0,37	71	1LA7073-4AB	1370	65	0,80	1,03	2,5	1,9	3,3	2,0	13	10	0,0008	6,0	
0,55	80	1LA7080-4AA	1395	67	0,82	1,45	3,7	2,2	3,9	2,4	16	3	0,0015	8,0	
0,75	80	1LA7083-4AA	1395	72	0,81	1,86	5,1	2,3	4,0	2,6	16	3	0,0018	9,4	
1,1	90S	1LA7090-4AA	1410	73	0,83	2,65	7,4	2,0	4,3	2,5	16	2	0,0028	12,3	
1,5	90L	1LA7096-4AA	1420	77	0,82	3,45	10	2,4	5,0	2,6	16	3	0,0035	15,6	
2,2	100L	1LA7106-4AA	1420	80	0,82	4,9	15	2,6	5,5	2,6	16	3	0,0048	24,0	
3	100L	1LA7107-4AA	1420	81,5	0,83	6,5	20	2,7	6,2	2,8	16	3	0,0058	26,0	
4	112M	1LA7113-4AA	1440	84	0,83	8,3	27	2,7	6,5	3,0	16	3	0,011	31,0	
5,5	132S	1LA7130-4AA	1450	86	0,77	11,4	36	2,4	6,3	3,1	16	3	0,018	45,0	
7,5	132M	1LA7133-4AA	1455	87,5	0,82	15,1	49	2,7	6,7	3,2	16	3	0,024	56,0	
11	160M	1LA7163-4AA	1460	88,5	0,84	21,5	72	2,4	6,3	2,9	16	3	0,040	76,0	
15	160L	1LA7166-4AA	1460	90	0,84	28,5	98	2,8	7,2	3,2	16	3	0,052	93,0	

### Tvar IM B 3

#### Osová výška 100 - 160

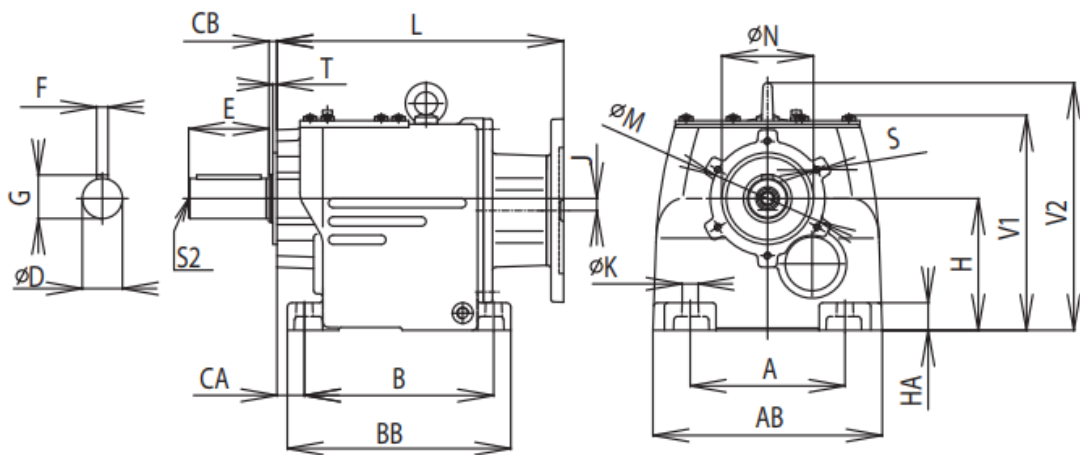


Velikost	A	AA	AB	AC	B	BB	C	CA	H	HA	HD	HF	K	KA
100L	160	42	196	196	140	176	63	125	100	12	229	78	12	16
112M	190	48	226	219,5	140	176	70	141	112	12	254	91	12	16
132S	216	53	256	259	140	180	89	163	132	15	296	107	12	16
132M	216	53	256	259	178	218	89	125	132	15	296	107	12	16
160M	254	60	300	314	210	256	108	183	160	18	351	127	15	19
160L	254	60	300	314	254	300	108	139	160	18	351	127	15	19

Velikost	L	LC	LD	LG	LK	W <sup>(1)</sup>	D	DA	E	EA	F	FA	G	GB	GD	GF
100L	372,5	438	102	120	42	29	28	24	60	50	8	8	24	20	7	7
112M	393	461	102	120	42	29	28	24	60	50	8	8	24	20	7	7
132S	454	552	128,5	140	42	29	38	38	80	80	10	10	33	33	8	8
132M	454	552	128,5	140	42	29	38	38	80	80	10	10	33	33	8	8
160M	588	721	160,5	165	54	38	42	42	110	110	12	12	37	37	8	8
160L	588	721	160,5	165	54	38	42	42	110	110	12	12	37	37	8	8

Příloha D

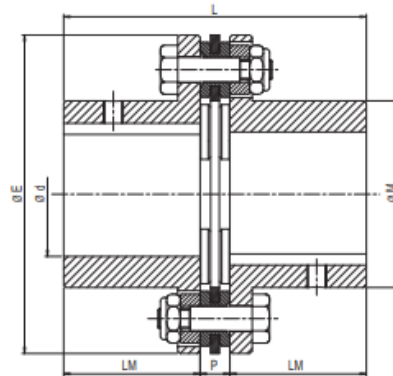
$n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	$i$ [-]	$M_2$ [Nm]	$S_1$ [-]	Velikost Size Größe	Stand. mot. příruba Stand. mot. flange Stand. Motorflansch
$P_1 = 2,2 \text{ kW}$		$n_1 = 1420 \text{ min}^{-1}$		100-4p	
109,7	12,9	192	1,0	MTC 32A	F130
106,0	13,4	198	2,3	MTC 42A	F130
96,8	14,7	217	0,9	MTC 32A	F130
93,5	15,2	225	2,0	MTC 42A	F130
86,5	16,4	243	0,8	MTC 32A	F130
81,8	17,4	257	1,8	MTC 42A	F130
77,6	18,3	271	2,9	MTC 52A	F130
71,0	20,0	296	1,5	MTC 42A	F130
67,9	20,9	310	2,6	MTC 52A	F130
62,7	22,6	335	1,3	MTC 42A	F130
59,7	23,8	352	2,3	MTC 52A	F130
55,8	25,4	376	1,2	MTC 42A	F130
53,0	26,8	396	2,1	MTC 53A	F130
49,3	28,8	426	1,1	MTC 43A	F130



Velikost Size Größe	A	AB	B	BB	CA	CB	Dk6	E	F	G	H	HA	K	L	M	Nj7	S	S2	T	V1	V2	J	Hmotnost Masse Gewicht
MTC 02A	110	138	90	117	18	-	14	40	5	16	71	14	9	140	-	-	-	M5	-	136	-	0	6,0
MTC 12A	110	138	90	117	18	-	16	40	5	18	75	14	9	140	-	-	-	M5	-	140	-	0	9,0
MTC 22A	110	140	110	132	14	4,5	20	40	6	23	75	12	9	160*	60	50	M5x10	M6	2,5	128	160	0	5,0
MTC 23A	110	140	110	132	14	4,5	20	40	6	23	75	12	9	172	60	50	M5x10	M6	2,5	128	160	0	5,3
MTC 32A	110	158	130	160	19	6,0	25	50	8	28	90	18	9	200	85	70	M6x12	M10	3,0	151	178	10	8,0
MTC 33A	110	158	130	160	19	6,0	25	50	8	28	90	18	9	205	85	70	M6x12	M10	3,0	151	178	10	8,5
MTC 42A	135	200	165	195	24	7,0	35	70	10	38	115	24	14	255	100	80	M6x12	M12	3,5	188	216	10	14,5
MTC 43A	135	200	165	195	24	7,0	35	70	10	38	115	24	14	250	100	80	M6x12	M12	3,5	188	216	10	15,0
MTC 52A	170	235	205	245	28	7,5	40	80	12	43	140	30	17	278	130	110	M8x16	M16	3,5	229	258	18	23,0
MTC 53A	170	235	205	245	28	7,5	40	80	12	43	140	30	17	276	130	110	M8x16	M16	3,5	229	258	18	23,0
MTC 62A	215	290	260	300	28	7,5	50	100	14	54	180	35	17	315**	165	130	M16x19	M16	3,5	295	334	15	58,0
MTC 63A	215	290	260	300	28	7,5	50	100	14	54	180	35	17	327	165	130	M16x19	M16	3,5	295	334	15	58,0
MTC 72A	250	350	310	365	33	7,5	60	120	18	64	225	50	22	405	200	160	M16x30	M20	3,5	362	410	10	135,0

Příloha E

Size	Torque (Nm)			Misalignment			Max rotation speed without balancing [min <sup>-1</sup> ]	Torsional stiffness per disc pack [Nm/rad·10 <sup>-1</sup> ]	
	Nominal Tkn[Nm]	Max Tkmax [Nm]	Reverse Tkw [Nm]	Axial ΔKa [mm] per disc pack	Angular α [°] per disc pack	Radial Δkr DCL execution			Radial ΔKr [mm] with spacer
32-6	100	200	30	0,8	0,75	0,32	$(P_r \cdot P) \cdot \tan \alpha$	11500	0,12
38-6	150	300	50	0,9	0,75	0,42		10000	0,16
45-6	300	600	100	1,2	0,75	0,53		8200	0,42
52-6	700	1400	230	1,4	0,75	0,74		6700	0,98
65-6	1100	2200	370	1,6	0,75	0,84		5700	1,85
80-6	1700	3400	570	1,8	0,75	0,92		5000	2,24
90-6	2600	5200	870	1,8	0,75	0,96		4500	3,6
95-6	4000	8000	1330	2	0,75	1,45		4100	9
110-6	7000	14000	2330	2,2	0,75	1,45		3600	11,90
120-6	9000	18000	3000	2,4	0,75	1,6		3100	14,20
138-6	12000	24000	4000	2,6	0,75	1,6		2900	15,60
155-8	25000	50000	8330	2,9	0,5	2,95		2600	37,80
175-8	35000	70000	11670	3,1	0,5	3,15		2400	51,60
190-8	50000	100000	16670	3,4	0,5	3,4		2200	64,40
205-8	65000	130000	21670	3,8	0,5	3,85		2000	69,50



Size	Dimensions [mm]							Screws		
	Prebored	d max	E	M	LM	P	L	n°	Type	Tightening torque Ms [Nm]
32	-	32	80	45	40	8	88	6	M5	8,5
38	-	38	92	53	45	8	98	6	M5	8,5
45	-	45	112	64	45	10	100	6	M6	14
52	-	52	136	75	55	12	122	6	M8	35
65	-	65	162	92	65	13	143	6	M10	69
80	35	80	182	112	80	14	174	6	M10	69
90	50	90	206	130	80	15	175	6	M12	120
95	55	95	226	135	90	22	202	6	M14	190
110	65	110	252	155	100	25	225	6	M16	295
120	75	120	296	170	110	32	252	6	M24	1000
138	80	138	318	195	140	32	312	6	M24	1000





## Součinitelé



### Součinitelé přídavných zatížení

	Dotyk	Ohyb
Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A$ 1,5 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{Hv}$ 1,019 ul	1,019 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$ 1,297 ul	1,197 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$ 1,068 ul	1,068 ul
Součinitel jednorázového přetížení	$K_{A5}$ 1,5 ul	

### Součinitelé pro dotyk

	Kolo 1	Kolo 2
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$Z_H$ 2,461 ul	
Součinitel délky dotyku	$Z_\epsilon$ 0,884 ul	
Součinitel jednopárového záběru	$Z_B$ 1,003 ul	1,003 ul
Součinitel životnosti	$Z_N$ 1,034 ul	1,034 ul
Součinitel maziva	$Z_L$ 0,937 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	$Z_R$ 1,000 ul	
Součinitel rychlosti	$Z_v$ 0,889 ul	
Součinitel sklonu zubu	$Z_\beta$ 1,000 ul	
Součinitel velikosti	$Z_x$ 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	$Z_w$ 1,000 ul	

### Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	$Y_{Fa}$ 2,416 ul	2,416 ul
Součinitel koncentrace napětí	$Y_{Sa}$ 1,692 ul	1,692 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	$Y_{Sag}$ 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	$Y_\beta$ 1,000 ul	
Součinitel délky dotyku	$Y_\epsilon$ 0,702 ul	
Součinitel střídavého zatížení	$Y_A$ 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	$Y_T$ 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	$Y_N$ 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	$Y_\delta$ 1,025 ul	1,231 ul
Součinitel velikosti	$Y_x$ 1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	$Y_R$ 1,000 ul	

### Výsledky

$Z_E$	189,812 ul
<b>Kolo 1</b>	
$S_H$	1,254 ul
$S_F$	6,851 ul
$S_{Hst}$	3,883 ul
$S_{Fst}$	11,144 ul
<b>Kolo 2</b>	
$S_H$	1,254 ul
$S_F$	7,545 ul
$S_{Hst}$	3,467 ul
$S_{Fst}$	10,219 ul



Vlastní hodnoty součinitelů

OK

Storno