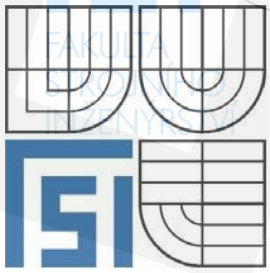


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZALOMENÝ ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK CRANKED CHAIN CONVEYER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VOJTĚCH KOMÍNEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVIZOR

Ing. JIŘÍ ŠPIČKA, CSc.

BRNO 2008



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Anotace:

Výstupem této diplomové práce je celkový návrh zalomeného řetězového dopravníku, vycházející z požadavků zadání. Návrh se dá rozdělit do několika etap, přičemž první z nich se skládá z výpočtu a hledání potřebné pohonné jednotky. Na tuto etapu přímo navazuje druhá, kde jsem k určenému výkonu dimenzoval jednotlivé konstrukční části, jako např. nekonečný řetěz, hnací hlavu, napínání atd. V poslední etapě jsem se zabýval výkresovou dokumentací navržených částí dopravníku.

Klíčová slova: žlab, hnací stanice, napínací stanice, řetězový dopravník

Annotation:

Output of this diploma work is an overall project of the Cranked Chain Conveyor, arising from specification of the assignment. Project is divided into several phases, whereas first of them is composed of calculations and finding of necessary driving unit. First phase is followed by second phase, where I - regarding the engine power - dimension individual structural parts like loop chain, conveyer drive unit, stressing etc. In last phase I deal with drawing documentation of designed parts of the conveyer.

Keywords: conveying trough, conveyer drive unit, anchor station, chain conveyer



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Bibliografická citace:

KOMÍNEK, V. *Zalomený řetězový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 60 s.

Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Špička, CSc.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Jiřího Špičky, CSc a s použitím uvedené literatury.

.....



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Poděkování:

Dovoluji si tímto vyslovit poděkování vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Špičkovi, CSc. a panu Ing. Zdařilovi, konzultantovi ve firmě MOZA, za cenné rady a informace, které mi poskytli v rámci konzultací.

Obsah:

2 Úvod.....	8
3 Řetězové dopravníky (redlery) – obecný popis.....	8
3.1 Rozdělení redlerů.....	8
3.2 Použití redlerů.....	9
3.3 Konstrukční prvky redleru.....	9
3.3.1 Tažný orgán - řetěz.....	9
3.3.2 Žlab.....	9
3.3.3 Hnací stanice.....	9
3.3.4 Napínací stanice.....	10
4 Funkční výpočet.....	10
4.1 Schéma zařízení.....	10
4.2 Popis funkce.....	10
4.3 Provedení redleru.....	10
5 Návrhový výpočet.....	11
5.1 Volba dopravní rychlosti.....	12
5.2 Určení pracovního průřezu.....	12
5.3 Kontrola příčných rozměrů žlabu.....	12
5.4 Kontrola poměru h_2/B	13
5.5 Určení minimální rozteče řetězu.....	14
5.6 Předběžný výpočet výkonu a stanovení velikosti řetězu.....	14
5.6.1 Předběžný výpočet výkonu.....	14
5.6.2 Volba řetězu.....	15
5.7 Zpřesněný výpočet.....	15
5.7.1 Odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu.....	15
5.7.2 Odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu.....	16
5.7.3 Odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu.....	17
5.7.4 Odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku vratné větve.....	17
5.7.5 Odpor napínací řetězové kladky.....	18
5.7.6 Odpor vlivem překonání dopravní výšky.....	18
5.7.7 Odpor hnací řetězové kladky.....	19
5.7.8 Stanovení tahů T_1 a T_2 v unášecím řetězu a obvodové síly F na hnací řetězce.....	19
5.7.9 Stanovení výkonu hnacího elektromotoru.....	19
5.8 Návrh pohonné jednotky.....	20
5.8.1 Volba elektromotoru.....	20
5.8.2 Volba převodovky.....	20
5.8.3 Výpočet a porovnání skutečné dopravní rychlosti se zvolenou.....	22
6 Kontrolní pevnostní výpočty.....	22
6.1 Pevnostní kontrola tažného orgánu.....	22
6.1.1 Kontrola na tah.....	22
6.1.2 Kontrola na otláčení.....	23
6.2 Pevnostní kontrola hnací hřídele.....	23
6.2.1 Zatížení působící na hřídel.....	23
6.2.2 Materiál hnacího hřídele.....	25
6.2.3 Vlastní pevnostní výpočet.....	25
6.3 Kontrola per.....	40
6.3.1 Kontrola kontaktního tlaku pera 1.....	40
6.3.2 Kontrola kontaktního tlaku pera 2.....	41
6.4 Kontrola napínání.....	41
6.4.1 Kontrola napínacích šroubů.....	41
6.4.2 Kontrola matice na otláčení.....	42
6.5 Kontrola ložisek.....	43
6.5.1 Kontrola ložiska A na hnací hřídeli.....	43
6.5.2 Kontrola ložiska napínacího kola.....	44

6.6	Kontrola napínacího čepu na ohyb.....	46
7	Hlavní prvky výsledné konstrukce.....	47
7.1	Hnací hlava.....	47
7.2	Napínací hlava.....	48
7.3	Žlab.....	50
7.4	Unášecí řetěz.....	50
8	Návody pro obsluhu a údržbu.....	51
8.1	Zákaz.....	51
8.2	Kontroly.....	51
8.3	Mazání.....	52
9	Závěr.....	53
10	Seznam použité literatury.....	54
11	Seznam použitých symbolů.....	55
12	Seznam příloh.....	59

1

2 Úvod

Úkolem této diplomové práce je celkový návrh zalomeného řetězového dopravníku, kde zalomená část dopravníku má zjednodušit přístup a návaznost dalších zařízení. Zadavatel této práce je společnost MOZA s.r.o., která se již 10 let zabývá projekcí, distribucí a montáží zařízení pro zemědělství a potravinářský průmysl v tuzemsku i v zahraničí. Mezi její aktivity patří: komplexní řešení linek na skladování a úpravu rostlinné produkce a výrobu krmných směsí, dopravní zařízení jako např. šnekové dopravníky, elevátory, transportní pásy, dále pak vibrační třídící stoly, zařízení na šrotování obilovin, skladovací sila, granulační linky a mnoho dalších jiných činností. Firma již několik let konstruuje vodorovné redlery. Cílem této práce je rozšířit sortiment o zalomený redler, který vychází z odzkoušené konstrukce již zmíněného vodorovného redleru. Dopravník je určen k přepravě pšenice, ale mohl by se upravit i pro dopravu jiných sypkých nebo drobných kusovitých materiálů. Součástí návrhu je konstrukční, výkonnostní, pevnostní výpočet a výkresová dokumentace.

3 Řetězové dopravníky (redlery) – obecný popis

Redler je mechanický dopravník, patřící do skupiny dopravníků hrnoucích. Pomocí tažného prostředku (řetězu s unášeči) dopravuje materiál v uzavřeném žlabu, a to v průřezu větším, než je čelní plocha unášeče. Výška vrstvy dopravovaného materiálu - h je vyšší než výška unášečů - h_1 . Unášeče tedy neposouvají materiál po částech, ale ve spojitě vrstvě. Materiál horní vrstvy spočívá na materiálu spodní vrstvy a je unášen rozdílem třecích sil vnitřního tření mezi vrstvami v rovině horních hran unášečů a třecích sil mezi materiálem a stěnami žlabu. Přitom rychlost pohybu materiálu (dopravní rychlost) je menší, než rychlost pohybu unášečího řetězu. Redlery jsou určeny pro vodorovnou, mírně skloněnou, případně i svislou dopravu sypkých látek.

Výhodou redlerů je uzavřený dopravní žlab, a tím omezení prašnosti v okolí dopravníku, malé rozměry, možnost přívodu a odvodu materiálu na libovolném místě, samočinná regulace dopravovaného množství a relativně nízká energetická náročnost.

Nevýhodou těchto dopravníků je vysoké opotřebení řetězu s unášeči a žlabu.

3.1 Rozdělení redlerů:

Podle dopravní trasy se dělí na:

1. přímé, které mohou být:
 - vodorovné
 - skloněné
2. lomené, které mohou být:
 - svislé
 - kombinované
3. okružní

Podle počtu tažných řetězů se dělí na:

1. jednořetězové
2. dvouřetězové

Z hlediska směru dopravy mohou být:

1. jednosměrné
2. obousměrné

3.2 Použití redlerů:

Redlery jsou vhodné pro dopravu materiálů práškových, vločkovitých, jemnozrnných i hrubozrnných jako jsou obiloviny (kromě ovsa), uhlí s obsahem síry pod 3 %, fosfát, suchá sůl, drcený bauxit a jiné materiály až do zrnitosti 50mm. Teplota dopravovaného materiálu může být až 300 °C - např. struska. Nejsou vhodné pro materiály lepkavé a lehce drtitelné. Redlery je možno použít i pro technologické účely, např. pro míšení či dávkování. Používá se tzv. mísících redlerů, které mají v horní větvi mezidno, podobně jako redlery obousměrné, sloužící k dopravě materiálu na dvě různá místa.

Vodorovné redlery se stavějí na dopravní množství až 600 t/h při délkách do 130 m, svislé na výkony poloviční a výšky do 30 m. Dopravní výška je omezena dovoleným zatížením řetězu. Do sklonu 18° pracují bez úbytku na dopravním výkonu. Pracovní rychlosti jsou od 0,063 do 0,63 m/s.

3.3 Konstrukční prvky redleru

3.3.1 Tažný orgán - řetěz

Unášecí řetězy jsou normalizované např. podle německé normy DIN 8165 nebo DIN 8167 a jsou např. kloubové, speciální. Řetězy mohou být jednoduché, vidlicové (určené pro dopravu abrazivních materiálů), dvojité a dvojité kombinované. Jednoduché řetězy se používají pro žlaby šířky větší jak 250 mm. Pro větší šířky žlabu se používá dvojitých řetězů. Rozteč řetězu je normalizovaná a má hodnotu zpravidla 100, 125, 160, 200 a 250 mm. Výška unášeců je odstupňována od 12 až do 100 mm a je přiřazena k určitým šířkám žlabu a roztečím řetězu. Pro šířky žlabu menší jak 500 mm se zpravidla používá jediného unášecího řetězu, pro šířky větší je třeba dvou řetězů. Články řetězu se vyrábí zpravidla kování v zápustkách z oceli tř. 12 010 a dále se kalí a cementují. Čepy řetězu jsou také z oceli tř. 12 010 s tvrdým povrchem a houževnatým jádrem. Unášecí jsou z normalizované konstrukční oceli tř. 11 370. Pro šikmý sklon je třeba řetěz s vysokými profilovanými unášecí nebo s plastovými deskami, které jsou na unášec řetězu dodatečně přichyceny pomocí šroubů.

3.3.2 Žlab

Má obdélníkový průřez a je zhotoven z jednotlivých úseků délky od 2 do 4 m. Plechové víko žlabu je utěsněno pryžovým těsněním, případně při přepravě horkého materiálu nehořlavým těsněním, tím je snížena prašnost v okolí dopravníku. Jednotlivé úseky žlabu se spojují hlavně pomocí šroubového spoje na přírubu. Protože dno žlabu velice trpí díky pohybu unášecího řetězu a dopravovaného materiálu, je zesílené nebo vyměnitelné. V horní části žlabu jsou upevněny kluzné lišty nebo válečky, podpírající vratnou větev unášecího řetězu. Je-li pod horní větví unášecího řetězu mezidno, lze materiál dopravovat v obou větvích redleru. Ve vzdálenosti 3 až 4 m mohou být vodorovné a šikmé úseky žlabu uloženy na podpěrných patkách. Výhodou uzavřeného žlabu je také vysoká úroveň bezpečnosti v provozu.

3.3.3 Hnací stanice

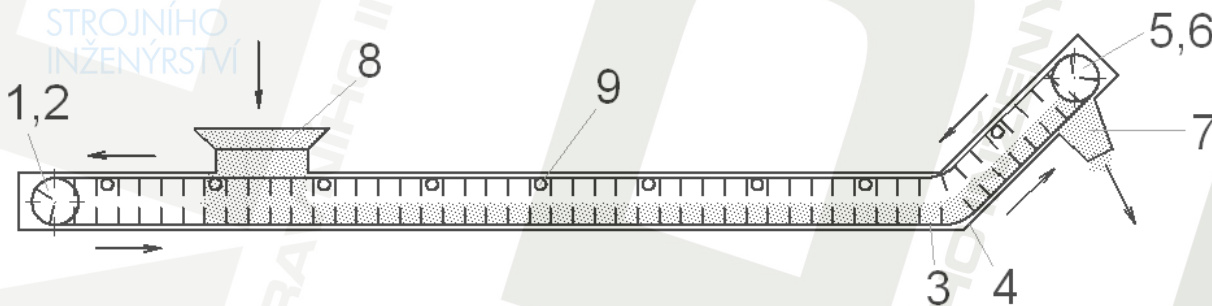
Skládá se z elektromotoru s převodovkou, případně je motor spojen s převodovkou pomocí spojky. Hnací řetězové kolo je poháněno přes hřídel, která je zavedena do výstupu převodovky. Tvar ozubeného kola je uzpůsoben typu řetězu. Na dně poháněcí stanice je otvor, kterým se odvádí dopravovaný materiál. Tento otvor je nutný i v případech, kdy se dopravovaný materiál odvádí v jiném místě dopravníku, aby se zabránilo jeho hromadění v poháněcí stanici. Ke žlabu je hnací stanice připevněna pomocí šroubového spoje.

3.3.4 Napínací stanice

Skládá se z napínacího kola, pomocí kterého se řetěz napíná s využitím šroubů, případně závaží. Napínací závaží má výhodu v konstantní hodnotě napínací síly. Na napínací hlavě je také umístěna násypka (otvor, kudy přichází materiál do dopravníku). Napínací stanice je stejně jako hnací stanice připevněna pomocí šroubů k jednotlivým částem žlabu.

4 Funkční výpočet

4.1 Schéma zařízení



Obr. 1 Konstrukční provedení

- 1) napínací stanice (vratná)
- 2) napínací řetězové kolo
- 3) unášecí řetěz (nekonečný řetěz)
- 4) žlab
- 5) poháněcí stanice
- 6) hnací řetězové kolo
- 7) výsypka
- 8) násypka
- 9) podpěrné válečky

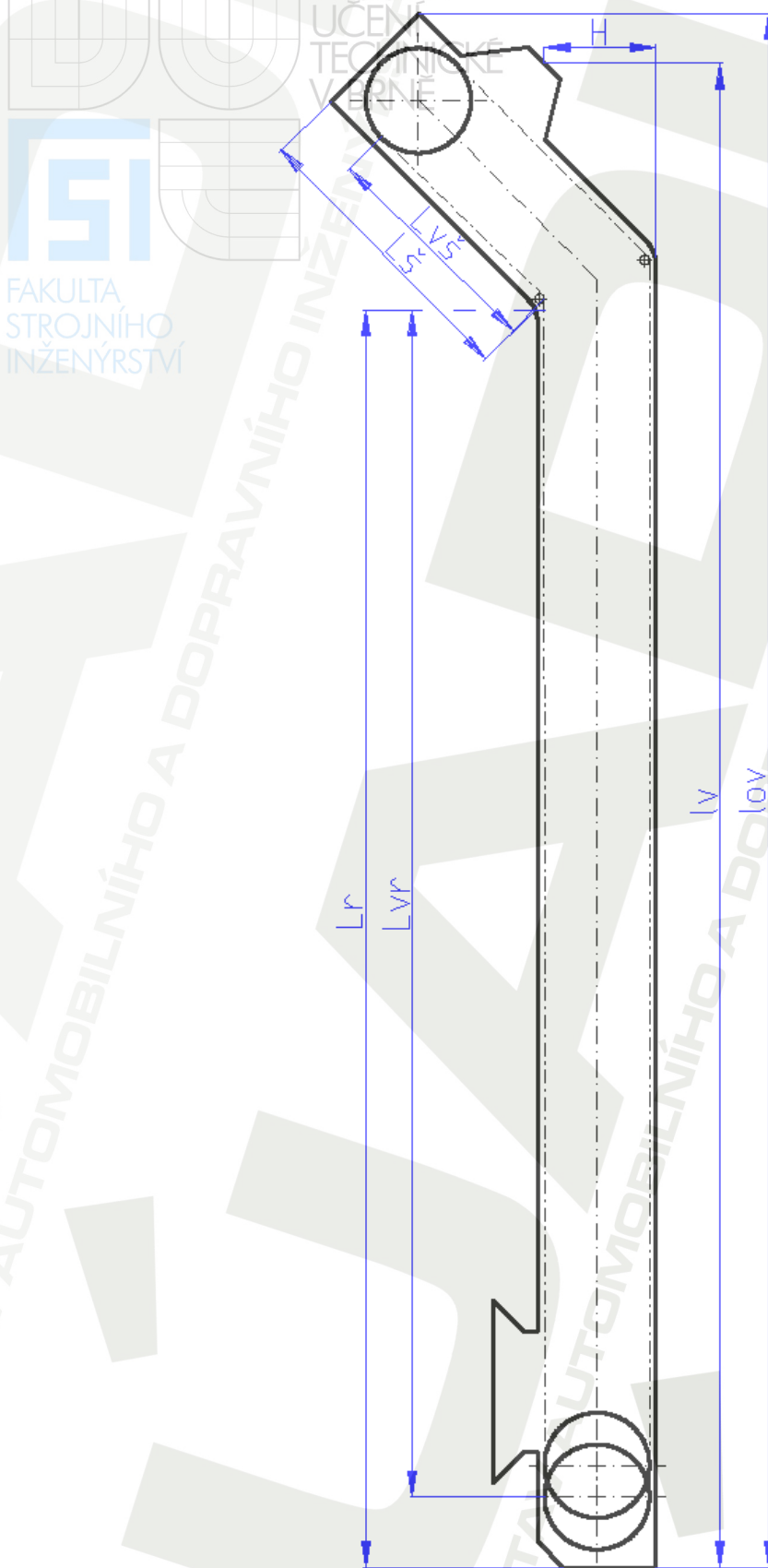
4.2 Popis funkce

Unášecí řetěz uložený ve žlabu, který je sestavený z několika úseků, se uvádí do pohybu poháněcí stanicí, pomocí hnacího řetězového kola. Na druhém konci dopravníku je řetěz veden k napínací stanici na napínací řetězové kolo. Materiál se přivádí násypkou blízko napínací stanice, z které dopadá na dno žlabu. Odtud je unášen řetězem ve spodní větvi k výsypce, kde vystupuje z dopravníku. Horní větev řetězu se při zpětném pohybu od hnací stanice k napínacímu řetězovému kolu odvaluje po podpěrných válečkách. Množství přivedeného materiálu se může regulovat pomocí hradítek v násypce.

4.3 Provedení redleru

- materiál pro výrobu žlabu, hnací a napínací hlavy je ocel tř. 11 375 (pozink) ⇒ šroubovaná konstrukce
- dno dopravníku vyložené plastem
- ochrana proti zamletí
- řetěz jednoduchý, případně se zvětšenými unášeči pomocí plastových desek
- vratná větev unášecího řetězu je podepřena podpěrnými válečky

5 Návrhový výpočet



Obr. 2 Základní rozměry dopravníku

5.1 Volba dopravní rychlosti

Dopravní rychlost volím pro tento typ dopravníku:

$$v = 0,63 \text{ m/s}$$

5.2 Určení pracovního průřezu

Vycházím ze vztahu pro výpočet dopravního množství:

$$Q = 3,6 \cdot S \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi \quad (1)$$

$$S = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi} \quad (2)$$

kde:

Q - dopravní množství [t/h]

S - pracovní průřez [m²]

v - dopravní rychlost [m/s]

γ - sypaná hmotnost [kg/m³]

ψ - součinitel vyjadřující zmenšení pracovního průřezu S tažným orgánem [-]

volím ψ = 0,95

$$S = \frac{75}{3,6 \cdot 0,63 \cdot 750 \cdot 0,95} = 0,046412$$

$$S = 0,0464 \text{ m}^2$$

5.3 Kontrola příčných rozměrů žlabu

Pracovní průřez je dán vztahem:

$$S = B \cdot h \quad (3)$$

kde:

B - šířka žlabu [m]

h - celková výška dopravované vrstvy materiálu [m]

$$h = h_1 + h_2 \quad (4)$$

kde:

h₁ - výška unášeče [m]

h₂ - výška vrstvy materiálu nad unášečem [m]

$$h = \frac{S}{B} \quad (5)$$

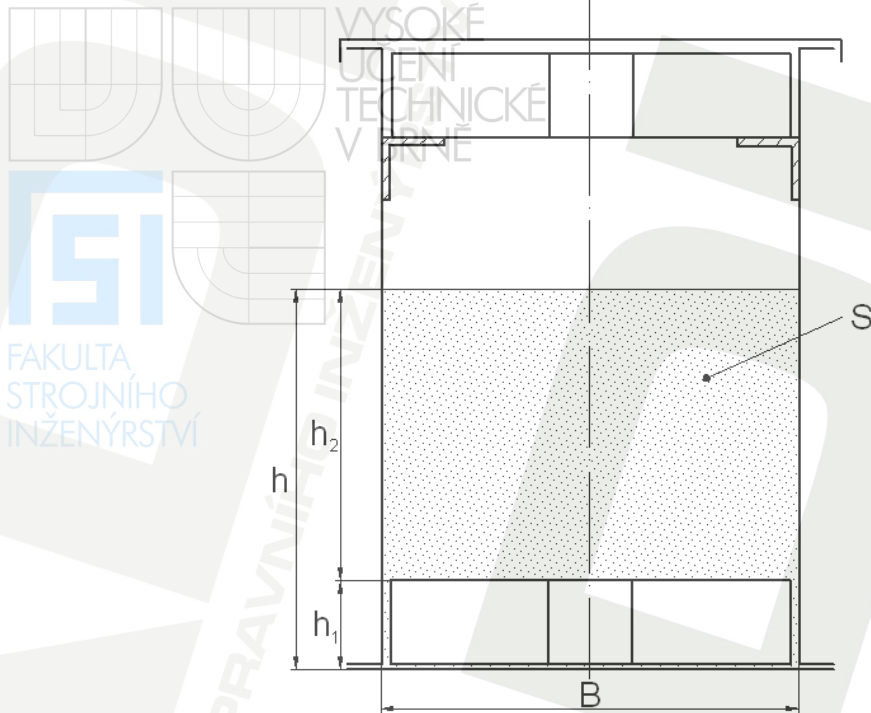
$$h = \frac{0,0464}{0,26} = 0,178462$$

$$h = 0,179 \text{ m}$$

$$h_2 = h - h_1 \quad (6)$$

$$h_2 = 0,179 - 0,075 = 0,104$$

$$h_2 = 0,104 \text{ m}$$



Obr. 3 Příčné rozměry žlabu

5.4 Kontrola poměru h_2/B

Provádí se z důvodu kontroly, aby nedošlo k překonání vnitřních třecích sil v materiálu, a tím k odtržení horní vrstvy materiálu h_2 od spodní h_1 . Musí proto být vnitřní tření mezi částicemi materiálu ve smykové rovině mezi oběma vrstvami větší, než tření horní vrstvy materiálu o stěny žlabu.

$$\frac{h_2}{B} < \frac{\operatorname{tg} \rho}{f \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right)} \text{ nebo také} \quad (7)$$

$$\frac{h_2}{B} < \frac{\operatorname{tg} \rho}{f \cdot k} \quad (8)$$

kde:

ρ - sypný úhel [°]

ρ volím z tab. 8.10 z použité lit. 1 $\rho = 20^\circ$

f - součinitel tření o stěny a dno žlabu [-]

f volím z tab. 8.10 z použité lit. 1, $f = 0,27$

k - součinitel bočního tlaku [-]

$$k = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right) \quad (9)$$

$$k = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{20^\circ}{2} \right) = 0,49029$$

$$k = 0,49$$

$$\frac{0,104}{0,26} < \frac{\text{tg}20^\circ}{0,27 \cdot 0,49}$$

$$0,4 < 2,751$$

Podmínka je splněna. Nemí třeba upravovat rozměry žlabu nebo jinak zasahovat do konstrukce.

5.5 Určení minimální rozteče řetězu

$$t_{\min} = \frac{2 \cdot h_2^2 \cdot f \cdot k \cdot \text{tg} \rho}{B \cdot \text{tg} \rho - h_2 \cdot f \cdot k} \quad (10)$$

kde:

t_{\min} - minimální rozteč řetězu [m]

$$t_{\min} = \frac{2 \cdot 0,104^2 \cdot 0,27 \cdot 0,49 \cdot \text{tg}20^\circ}{0,26 \cdot \text{tg}20^\circ - 0,104 \cdot 0,27 \cdot 0,49} = 0,012885$$

$$t_{\min} = 0,0129 \text{ m}$$

5.6 Předběžný výpočet výkonu a stanovení velikosti řetězu

Pro určení velikosti řetězu je třeba nejprve předběžně určit výkon motoru:

5.6.1 Předběžný výpočet výkonu

$$P = g \cdot \left[\frac{Q_v \cdot \gamma}{3600} \cdot (l_v \cdot w + H) + 2 \cdot q_2 \cdot l_{ov} \cdot w \cdot v \right] \quad (11)$$

kde:

P - výkon [W]

Q_v - objemové dopravní množství [m^3/h]

$$Q_v = \frac{Q}{\gamma} \quad (12)$$

g - tíhové zrychlení [m/s^2]

H - dopravní výška [m]

H = 1,7 m

l_v - vodorovný průmět dopravní délky [m]

$l_v = 20,9$ m

l_{ov} - vodorovný průmět délky dopravníku [m]

$l_{ov} = 22,12$ m

w - součinitel celkového odporu [-]

w volím z tab. 9-IV z použité lit. 2, w = 1,1

q_2 - hmotnost 1m unášeného řetězu [kg/m]

$q_2 = 8,4$ kg/m

$$P = 9,81 \cdot \left[\frac{100 \cdot 750}{3600} \cdot (20,9 \cdot 1,1 + 1,7) + 2 \cdot 8,4 \cdot 22,12 \cdot 1,1 \cdot 0,63 \right] = 7572,387$$

$$P = 7572 \text{ W}$$

$$F = \frac{P}{v} \quad (13)$$

kde:

F - obvodová síla [N]

$$F = \frac{7572}{0,63} = 12019,05$$

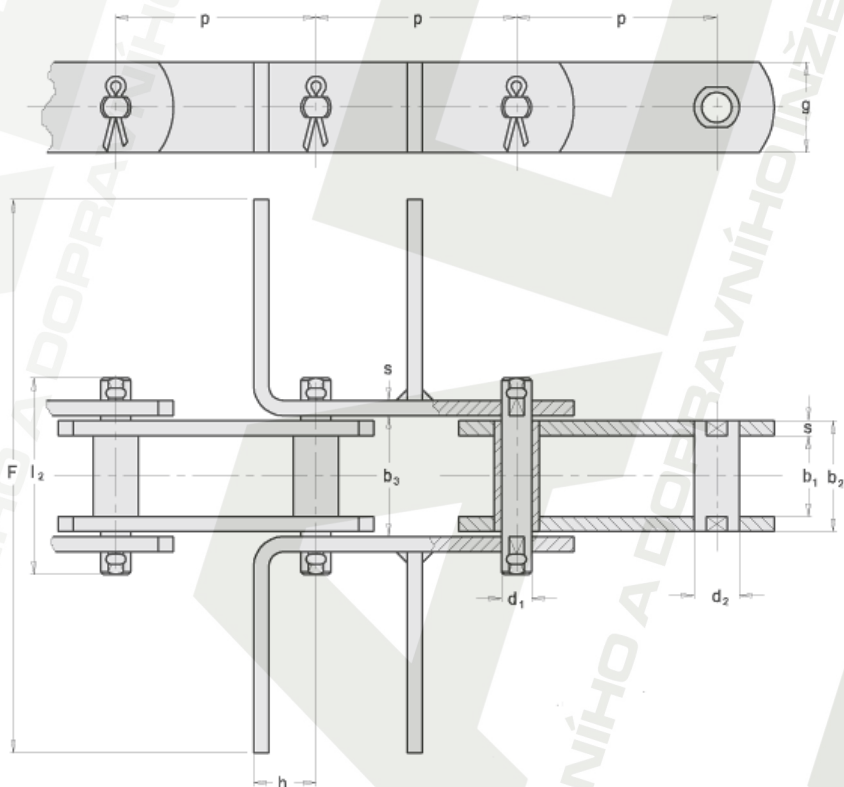
$$F = 12019 \text{ N}$$

Předpokládá se, že maximální tah v řetězu je roven vypočtené obvodové síle.

$$T_{\max} \cong F$$

5.6.2 Volba řetězu

Volím řetěz od firmy Řetězy Vamberk.



Obr. 4 Unášecí řetěz

Dopravní řetěz dle DIN 8165.

Typ FVR 112 - ohýbané provedení unášeců.

$p = 160 \text{ mm}$, $d_1 = 16 \text{ mm}$, $d_2 = 22 \text{ mm}$, $s = 6 \text{ mm}$, $g = 40 \text{ mm}$, $h = 35 \text{ mm}$, $b_1 = 30 \text{ mm}$,

$b_2 = 42,5 \text{ mm}$, $b_3 = 43 \text{ mm}$, $l_2 = 72 \text{ mm}$, $F = 250 \text{ mm}$,

S_f - plocha kloubu $S_f = 680 \text{ mm}^2$

F_B - pevnost při přetržení $F_B = 112 \text{ kN}$

5.7 Zpřesněný výpočet

5.7.1 Odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu

$$F_{1r} = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_r \quad (14)$$

$$F_{1s} = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_s \cdot \cos \beta \quad (15)$$

$$F_1 = F_{1r} + F_{1s} \quad (16)$$

kde:

F_1 - celkový odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu [N]

F_{1r} - odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu vodorovné části dopravníku [N]

$F_{1š}$ - odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu šikmé části dopravníku [N]

β - úhel, který svírá vodorovná a šikmá část dopravníku [°]

L_r - délka vodorovné části dopravníku [m]

$L_r = 20$ m

$L_š$ - délka šikmé části dopravníku [m]

$L_š = 3$ m

q_1 - hmotnost materiálu, připadající na 1m dopravníku [kg/m]

$$q_1 = \frac{Q}{3600 \cdot v} \quad (17)$$

$$q_1 = \frac{75000}{3600 \cdot 0,63} = 33,07$$

$$q_1 = 33,07 \text{ kg/m}$$

$$F_{1r} = 0,27 \cdot 33,07 \cdot 9,81 \cdot 20 = 1751,85$$

$$F_{1r} = 1752 \text{ N}$$

$$F_{1š} = 0,27 \cdot 33,07 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot \cos 45 = 185,81$$

$$F_{1š} = 186 \text{ N}$$

$$F_1 = 1752 + 186 = 1938$$

$$F_1 = 1938 \text{ N}$$

5.7.2 Odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu

$$F_{2r} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot h^2 \cdot L_r \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right) = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot h^2 \cdot L_r \cdot k \quad (18)$$

$$F_{2š} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot h^2 \cdot L_š \cdot \frac{\operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right)}{\cos \beta} = 1000 \cdot \gamma \cdot g \cdot f \cdot h^2 \cdot L_š \cdot \frac{k}{\cos \beta} \quad (19)$$

$$F_2 = F_{2r} + F_{2š} \quad (20)$$

kde:

F_2 - celkový odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu [N]

F_{2r} - odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu vodorovné části dopravníku [N]

$F_{2š}$ - odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu šikmé části dopravníku [N]

$$F_{2r} = 1000 \cdot 0,75 \cdot 9,81 \cdot 0,27 \cdot 0,179^2 \cdot 20 \cdot 0,49 = 623,77$$

$$F_{2r} = 624 \text{ N}$$

$$F_{2š} = 1000 \cdot 0,75 \cdot 9,81 \cdot 0,27 \cdot 0,179^2 \cdot 3 \cdot \frac{0,49}{\cos 45^\circ} = 132,32$$

$$F_{2š} = 132 \text{ N}$$

$$F_2 = 624 + 132 = 756$$

$$F_2 = 756 \text{ N}$$

5.7.3 Odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu

$$F_{3r} = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_r \quad (21)$$

$$F_{3š} = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{vš} \cdot \cos \beta \quad (22)$$

$$F_3 = F_{3r} + F_{3š} \quad (23)$$

kde:

F_3 - celkový odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu [N]

F_{3r} - odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu vodorovné části dopravníku [N]

$F_{3š}$ - odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu šikmé části dopravníku [N]

f_1 - součinitel smykového tření mezi unášecím řetězem a dnem žlabu [-]

volím $f_1 = 0,4$

$$F_{3r} = 0,4 \cdot 8,4 \cdot 9,81 \cdot 20 = 659,23$$

$$F_{3r} = 659 \text{ N}$$

$$F_{3š} = 0,4 \cdot 8,4 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot \cos 45^\circ = 69,92$$

$$F_{3š} = 70 \text{ N}$$

$$F_3 = 659 + 70 = 729$$

$$F_3 = 729 \text{ N}$$

5.7.4 Odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku vratné větve

$$F_{4r} = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{vr} \quad (24)$$

$$F_{4š} = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_{vš} \cdot \cos \beta \quad (25)$$

$$F_4 = F_{4r} + F_{4š} \quad (26)$$

kde:

F_4 - celkový odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku [N]

F_{4r} - odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku vodorovné části dopravníku [N]

$F_{4š}$ - odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku šikmé části dopravníku [N]

L_{vr} - délka vodorovné části vratné větve dopravníku [m]

$$L_{vr} = 19,6 \text{ m}$$

$L_{vš}$ - délka šikmé části vratné větve dopravníku [m]

$$L_{vš} = 2,4 \text{ m}$$

μ_1 - součinitel odporu tření [-]

pro valivé uložení je $\mu_1 = 0,05$

$$F_{4r} = 0,05 \cdot 8,4 \cdot 9,81 \cdot 19,6 = 80,756$$

$$F_{4r} = 81 \text{ N}$$

$$F_{4š} = 0,05 \cdot 8,4 \cdot 9,81 \cdot 2,4 \cdot \cos 45^\circ = 6,992$$

$$F_{4š} = 7 \text{ N}$$

$$F_4 = 81 + 7 = 88$$

$$F_4 = 88 \text{ N}$$

5.7.5 Odpor napínací řetězové kladky

$$F_5 = Z \cdot \left(f_2 \cdot \frac{d}{D_1} + f_c \cdot \frac{d_1}{D_1} \right) \quad (27)$$

kde:

F_5 - odpor napínací řetězové kladky [N]

Z - napínací síla [N]

Ta se stanoví z podmínky, aby minimální síla v tažném elementu byla 1000 - 3000 N podle délky dopravníku. Minimální tah v řetězu na sbíhající straně hnací řetězky.

$$T_2 = \frac{Z}{2} - F_4 \Rightarrow Z = 2 \cdot (T_2 + F_4) \quad (28)$$

$$Z = 2 \cdot (3000 + 88) = 6176$$

$$Z = 6176 \text{ N}$$

T_2 - tah v unášecím řetězu na sbíhající straně hnací řetězky [N]

d - průměr čepu unášecího řetězu [m]

D_1 - roztečný průměr napínací řetězky [m]

$$D_1 = 0,258 \text{ m}$$

d_1 - průměr čepu napínací řetězky v ložiskách [m]

$$d_1 = 0,04 \text{ m}$$

f_2 - součinitel tření v kloubech unášecího řetězu [-]

$$\text{volím } f_2 = 0,5$$

f_c - součinitel čepového tření v ložiskách řetězky [-]

$$\text{volím } f_c = 0,05 \text{ pro valivé uložení}$$

$$F_5 = 6182 \cdot \left(0,5 \cdot \frac{0,016}{0,258} + 0,05 \cdot \frac{0,04}{0,258} \right) = 239,61$$

$$F_5 = 240 \text{ N}$$

5.7.6 Odpor vlivem překonání dopravní výšky

5.7.6.1 Doprava směrem vzhůru:

$$F_{6v} = (q_1 + q_2) \cdot H \quad (29)$$

kde:

F_{6v} - odpor vlivem překonání dopravní výšky při dopravě směrem vzhůru [N]

$$F_{6v} = (33,07 + 8,4) \cdot 1,7 = 70,499$$

$$F_{6v} = 71 \text{ N}$$

5.7.6.2 Doprava směrem dolů:

$$F_{6d} = q_2 \cdot H \quad (30)$$

kde:

F_{6d} - odpor vlivem překonání dopravní výšky při dopravě směrem dolů [N]

$$F_{6d} = 8,4 \cdot 1,7 = 14,28$$

$$F_{6d} = 14 \text{ N}$$

5.7.7 Odpor hnací řetězové kladky

$$F_7 = (T_1 + T_2) \cdot \left(f_2 \cdot \frac{d}{D_2} + f_6 \cdot \frac{d_2}{D_2} \right) \quad (31)$$

kde:

F_7 - odpor hnací řetězové kladky [N]

T_1 - tah v unášecím řetězu na nabíhající straně hnací řetězky [N]

d_2 - průměr čepu hnací řetězky [m]

$$\text{volím: } \frac{d_2}{D_2} = \frac{1}{6}$$

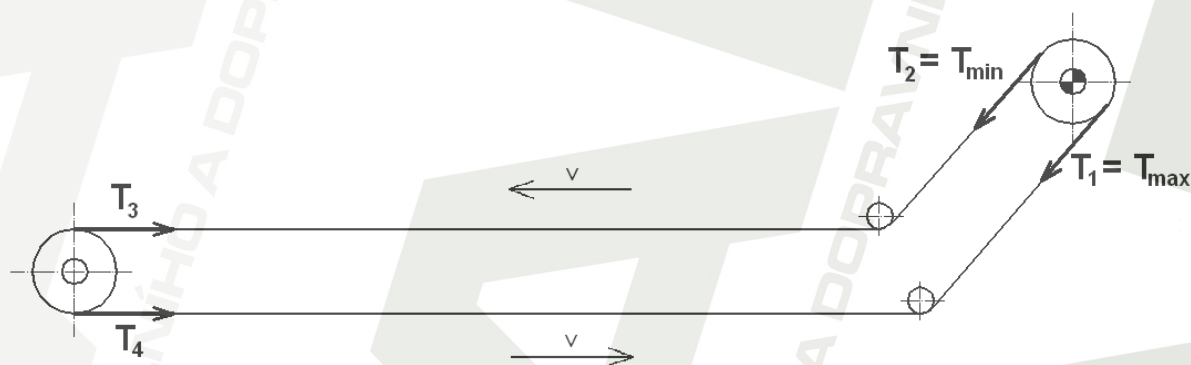
D_2 - roztečný průměr hnací řetězky [m],

pro počet zubů 8 a rozteč řetězu 160 mm je $D_2 = 0,4181$ m podle ČSN 26 0491

$$F_7 = (6808 + 3000) \cdot \left(0,5 \cdot \frac{0,016}{0,4181} + 0,05 \cdot \frac{1}{6} \right) = 269,4$$

$$F_7 = 269 \text{ N}$$

5.7.8 Stanovení tahů T_1 a T_2 v unášecím řetězu a obvodové síly F na hnací řetězce



Obr. 5 Tahy v unášecím řetězu

$$T_1 = \frac{Z}{2} + F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_{6v} - F_{6d} \quad (32)$$

$$F = T_1 - T_2 \quad (33)$$

$$T_1 = \frac{6176}{2} + 1938 + 756 + 729 + 240 + 71 - 14 = 6808$$

$$T_1 = 6808 \text{ N}$$

$$F = 6808 - 3000 = 3808$$

$$F = 3808 \text{ N}$$

5.7.9 Stanovení výkonu hnacího elektromotoru

$$P = \frac{(F + F_7) \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad (34)$$

kde:

η - účinnost mechanického převodu mezi motorem a hnacím řetězovým kolem [-]

volím $\eta = 0,7$

$$P = \frac{(3808 + 269) \cdot 0,63}{1000 \cdot 0,7} = 3,669$$

$$P \approx 3,7 \text{ kW}$$

5.8 Návrh pohonné jednotky

5.8.1 Volba elektromotoru

Volím motor od firmy NORD typ 132 S/4 s těmito parametry:

Výkon:

$$P_N = 5,5 \text{ kW}$$

Výstupní otáčky:

$$n_M = 1445 \text{ min}^{-1}$$

Účinník:

$$\cos \varphi = 0,81$$

Výstupní moment:

$$M_N = 26,4 \text{ Nm}$$

Moment setrvačnosti:

$$J = 0,0233 \text{ kgm}^2$$

Účinnost:

$$\eta(4/4 \times P_N) = 85,8 \%$$

Některé další parametry: $M_N = 26,4 \text{ Nm}$; $M_A/M_N = 2,1$; $M_K/M_N = 2,7$; $I_A/I_N = 5,5$;

$I_N 400V = 11,4 \text{ A}$; čtyřpól

5.8.2 Volba převodovky

5.8.2.1 Určení požadovaných výstupních otáček z převodovky

Vycházím ze vzorce:

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi}$$

(35)

kde:

n - počet otáček [min^{-1}]

ω - úhlová rychlost [rad/s]

ω se určí ze vzorce:

$$\omega = \frac{2 \cdot v}{D_2}$$

(36)

$$\omega = \frac{2 \cdot 0,63}{0,4181} = 3,0136$$

$$\omega = 3,01 \text{ rad/s}$$

$$n = \frac{60 \cdot 3,01}{2 \cdot \pi} = 28,743$$

$$n = 29 \text{ min}^{-1}$$

Volím převodovku také od firmy NORD typ SK 4282AF.

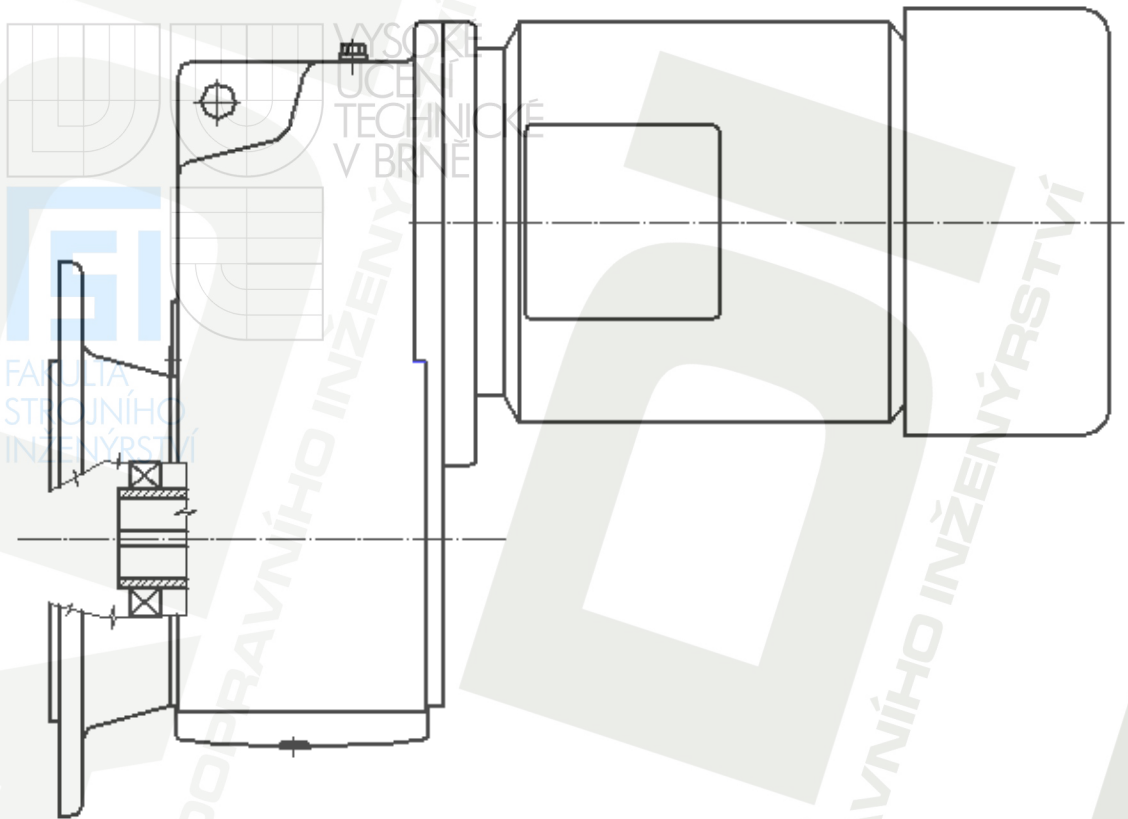
Je to plochá převodovka s přírubou s těmito parametry:

Výstupní otáčky:

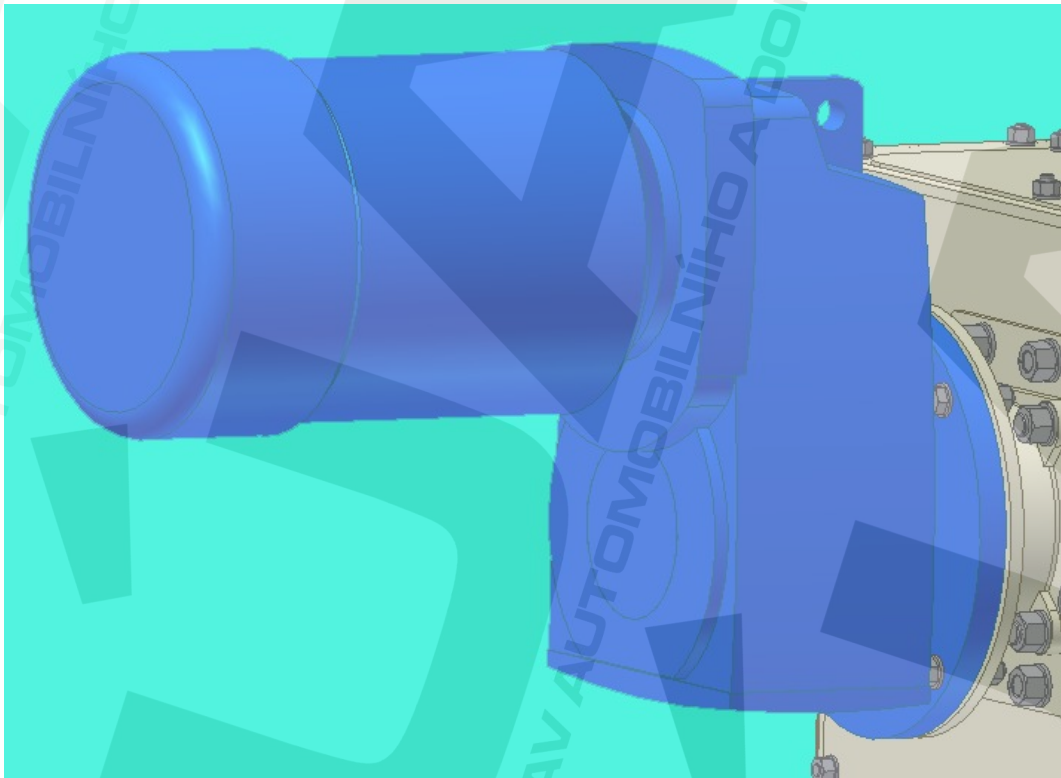
$$n_2 = 28 \text{ min}^{-1}$$

Převodový poměr:

$$i = 52,2$$



Obr. 6 Schéma pohonné jednotky



Obr. 7 Model pohonné jednotky

Hmotnost pohonné jednotky je: $m_p = 99\text{kg}$

5.8.3 Výpočet a porovnání skutečné dopravní rychlosti se zvolenou

$$v_{\text{skut}} = \omega \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D_2}{2 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_2}{60} \quad (37)$$

kde:

v_{skut} - skutečná dopravní rychlost [m/s]

$$v_{\text{skut}} = \frac{\pi \cdot 28 \cdot 0,4181}{60} = 0,61297$$

$$v_{\text{skut}} = 0,613 \text{ m/s}$$

zvolená dopravní rychlost:

$$v = 0,63 \text{ m/s}$$

Skutečná rychlost je o 2,7 % nižší než zvolená. To je vyhovující a není třeba dalšího převodu ke zvýšení hodnoty skutečné rychlosti.

6 Kontrolní pevnostní výpočty

6.1 Pevnostní kontrola tažného orgánu

6.1.1 Kontrola na tah

6.1.1.1 Bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_{\text{pt}}}{T_1} \geq 7 \quad (38)$$

kde:

k_s - bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení [-]

F_{pt} - pevnost při přetržení [N]

Vliv odstředivé síly se zanedbává, protože rychlost řetězu je < 4 m/s. Dáno výrobcem.

$$k_s = \frac{112000}{6808} = 16,451$$

$$k_s = 16,45 \geq 7$$

Podmínka je splněna. Řetěz z hlediska statického zatížení vyhovuje.

6.1.1.2 Bezpečnost proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d = \frac{F_{\text{pt}}}{T_1 \cdot Y} \geq 5 \quad (39)$$

kde:

k_d - bezpečnost proti přetržení při dynamickém zatížení [-]

Y - činitel rázu [-]

$Y = 1,5$ pro dopravníky s dopravou sypkého materiálu

$$k_d = \frac{112000}{6808 \cdot 1,5} = 10,967$$

$$k_d = 10,97 \geq 5$$

Podmínka je splněna. Řetěz vyhovuje i z hlediska dynamického zatížení.

6.1.2 Kontrola na otláčení

6.1.2.1 Bezpečnost vzhledem k dovolenému tlaku v kloubu řetězu

$$p_v = \frac{T_1}{S_f} \leq p_{dov} \quad (40)$$

$$p_{dov} = p \cdot \mu_t \cdot Y_d \quad (41)$$

kde:

p_v - výpočtový tlak [MPa]

S_f - plocha kloubu [mm²]

p - měrný tlak v kloubu řetězu [MPa]

$p = 25$ MPa hodnota je zvolena z tab. č. 6 interaktivní příručky (Volba dopravního řetězu) na internetových stránkách viz. lit. 9.

Y_d - činitel rázu [-]

$Y_d = 0,73$

p_{dov} - dovolený měrný tlak [MPa]

μ_t - činitel tření [-]

zvoleno $\mu_t = 0,87$

$$p_v = \frac{6808}{680} = 10,012$$

$$p_v = 10,01 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 25 \cdot 0,87 \cdot 0,73 = 15,878$$

$$p_{dov} = 15,88$$

$$10,01 \text{ MPa} \leq 15,88 \text{ MPa}$$

Podmínka je také splněna. Řetěz vyhovuje z hlediska všech kontrolovaných namáhání a může být použit.

6.2 Pevnostní kontrola hnací hřídele

6.2.1 Zatížení působící na hřídel

6.2.1.1 Výpočet dynamické síly

Síla v řetězu je maximální v místě nabíhání na hnací řetězové kolo. Tato síla se skládá ze statické a dynamické síly.

Dynamická síla:

$$T_D = m \cdot a_D \quad (42)$$

kde:

T_D - dynamická síla [N]

m - hmotnost dopravovaného materiálu a řetězu přenášená na kolo [kg]

a_D - zrychlení [m/s²]

$$a_D = \frac{v^2}{R_2} \cdot \sin \frac{180}{z} \quad (43)$$

kde:

R_2 - poloměr řetězového kola [m]

z - počet zubů řetězového kola [-]

$$m = (q_1 + q_2 \cdot c_1) \cdot L$$

kde:

c_1 - korekční součinitel [-]

$$c_1 = 2$$

L - délka dopravníku [m]

$$m = (33,07 + 8,4 \cdot 2) \cdot 23 = 1147,01$$

$$m = 1147 \text{ N}$$

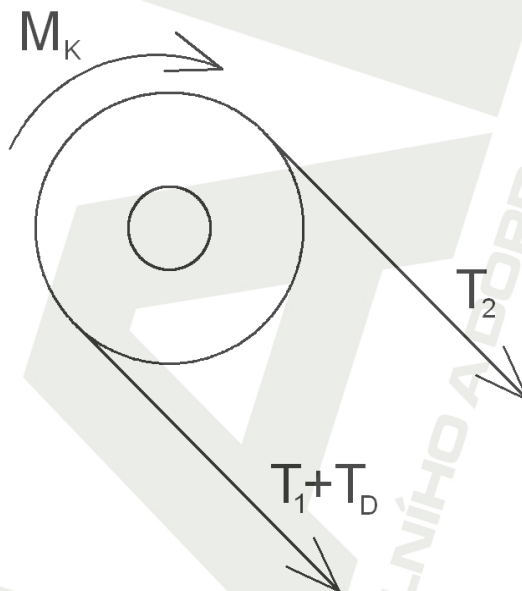
$$a_D = \frac{0,63^2}{0,20905} \cdot \sin \frac{180}{8} = 0,726558$$

$$a_D = 0,727 \text{ m/s}^2$$

$$T_D = 1147 \cdot 0,727 = 833,869$$

$$T_D = 834 \text{ N}$$

(44)



Obr. 8 Síly a moment působící na řetězové kolo

6.2.1.2 Výpočet zatěžující síly

$$F_z = T_1 + T_2 + T_D$$

(45)

kde:

F_z - zatěžující síla působící na hřídel vzniklá ze sil působících na řetězové kolo [N]

$$F_z = 6808 + 3000 + 834 = 10642$$

$$F_z = 10642 \text{ N}$$

6.2.1.3 Výpočet kroutícího momentu a síly od hmotnosti pohonné jednotky

$$M_K = \frac{60 \cdot 1000 \cdot P_N}{2 \cdot \pi \cdot n_2}$$

(46)

kde:

M_k - kroutící moment [Nm]

P_N - výkon elektromotoru [kW]

n_2 - výstupní otáčky z převodovky [min^{-1}]

$$M_k = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 5,5}{2 \cdot \pi \cdot 28} = 1875,76$$

$$M_k = 1876 \text{ Nm}$$

Síla od hmotnosti pohonné jednotky:

$$F_{GP} = g \cdot m_P$$

(47)

kde:

F_{GP} - tíhová síla pohonné jednotky [N]

m_P - hmotnost pohonné jednotky [kg]

$$F_{GP} = 9,81 \cdot 99 = 971,19$$

$$F_{GP} = 971 \text{ N}$$

6.2.2 Materiál hnacího hřídele

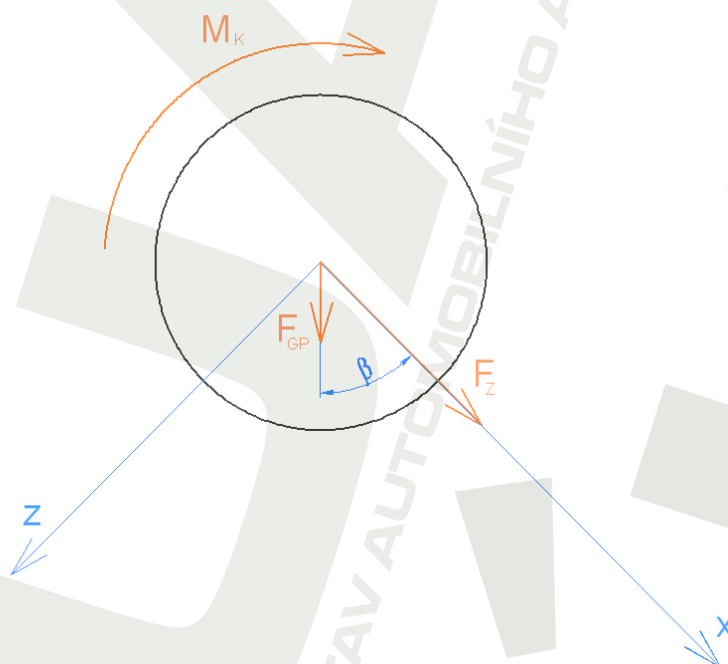
Jako materiál hnacího hřídele jsem zvolil ocel 14 331, která má tyto vlastnosti:

Mez pevnosti v tahu: $R_m = 1100 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu: $R_e = 850 \text{ MPa}$

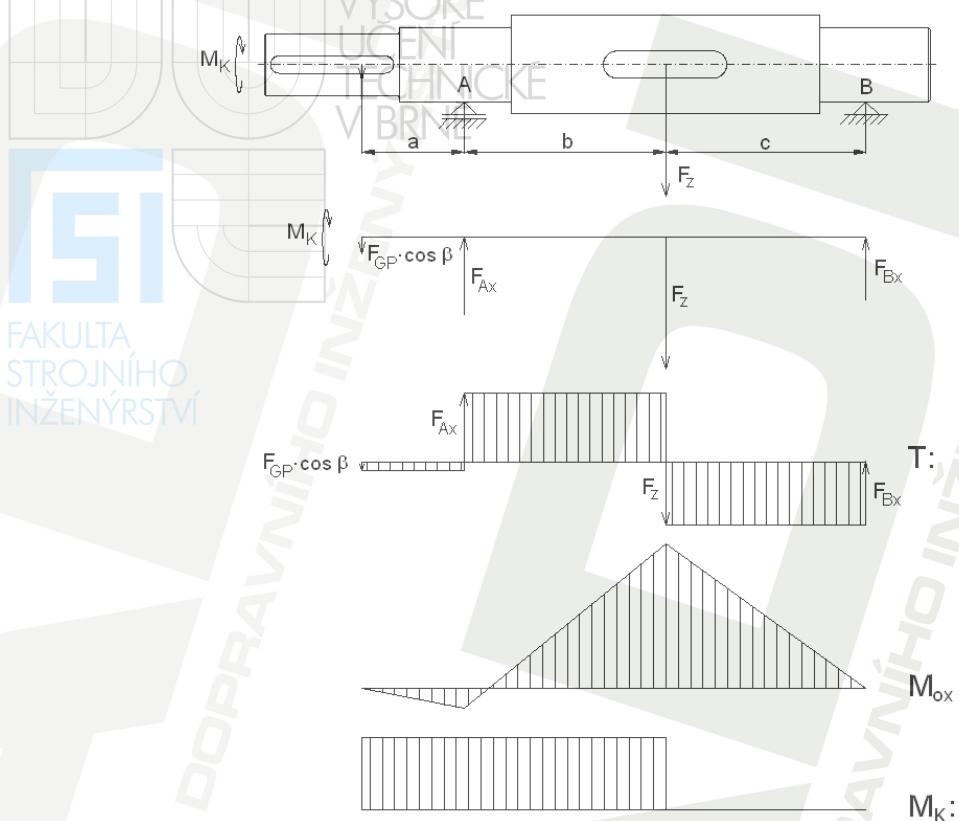
6.2.3 Vlastní pevnostní výpočet

Jelikož všechna zatížení nepůsobí v jedné rovině, je třeba rozdělit tato zatížení do dvou vzájemně kolmých rovin. Směr těchto rovin je naznačen na obrázku č. 10.



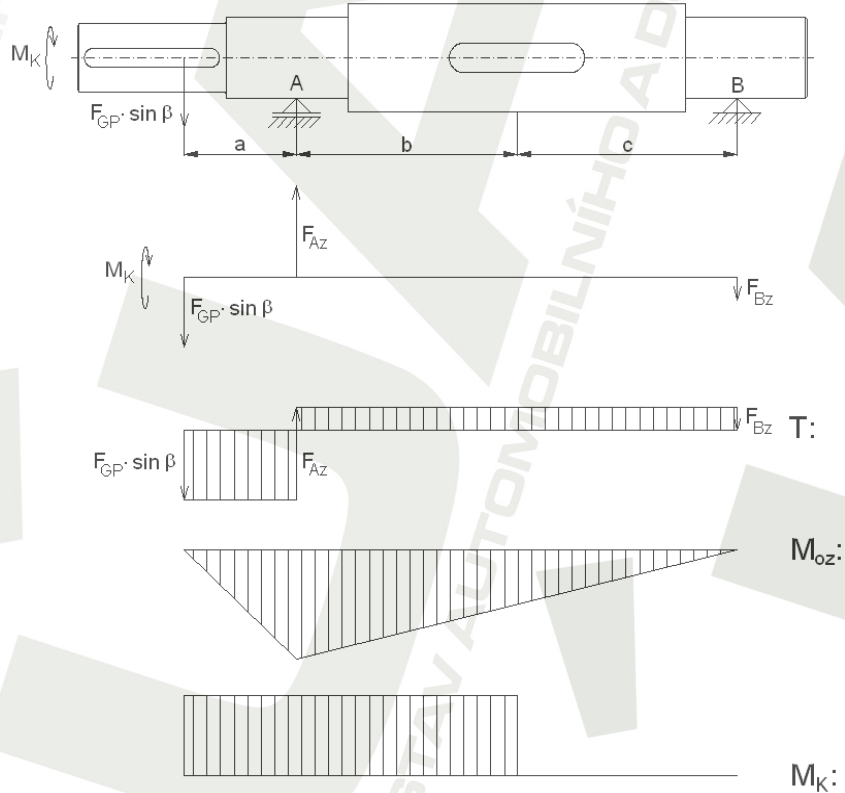
Obr. 9 Volba směru souřadného systému

6.2.3.1 Výsledné vnitřní účinky v rovině yx



Obr. 10 VVU v rovině yx

6.2.3.2 Výsledné vnitřní účinky v rovině yz



Obr. 11 VVU v rovině yz

6.2.3.3 Výpočet reakcí v podporách

$$\sum F_{ox} = 0$$

$$F_z + F_{GP} \cdot \cos\beta - F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \quad (48)$$

$$\sum F_{oz} = 0$$

$$F_{GP} \cdot \sin\beta - F_{Az} + F_{Bz} = 0 \quad (49)$$

$$\sum M_x = 0$$

$$F_{GP} \cdot \cos\beta \cdot a - F_z \cdot b - F_{Bx} \cdot (b + c) = 0 \quad (50)$$

$$\sum M_z = 0$$

$$F_{GP} \cdot \sin\beta \cdot a - F_{Bz} \cdot (b + c) = 0 \quad (51)$$

kde:

$\sum F_{ox}$ - součet všech sil působících ve směru osy x [N]

$\sum F_{oz}$ - součet všech sil působících ve směru osy z [N]

$\sum M_x$ - součet všech momentů vzniklých od sil působících ve směru osy x [Nm]

$\sum M_z$ - součet všech momentů vzniklých od sil působících ve směru osy z [Nm]

F_{Ax} - reakce ve směru osy x, v místě uložení ložiska A [N]

F_{Bx} - reakce ve směru osy x, v místě uložení ložiska B [N]

F_{Az} - reakce ve směru osy z, v místě uložení ložiska A [N]

F_{Bz} - reakce ve směru osy z, v místě uložení ložiska B [N]

a - vzdálenost místa záběru převodovky na hřídeli od podpory A [m]

a = 0,083 m

b - vzdálenost od podpory A k místu uložení řetězového kola [m]

c - vzdálenost od uložení řetězového kola k podpoře B [m]

b = c = 0,163 m

Z rovnice č. 51 lze po úpravě vypočítat F_{Bz} a vztah má potom tvar:

$$F_{Bz} = \frac{F_{GP} \cdot \sin\beta \cdot a}{b + c} \quad (52)$$

$$F_{Bz} = \frac{971 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,083}{2 \cdot 0,163} = 174,81$$

$$F_{Bz} = 174,8 \text{ N}$$

Z rovnice č. 50 lze po úpravě vypočítat F_{Bx} a vztah má potom tvar:

$$F_{Bx} = \frac{F_z \cdot b - F_{GP} \cdot \cos\beta \cdot a}{b + c} \quad (53)$$

$$F_{Bx} = \frac{10642 \cdot 0,163 - 971 \cdot \cos 45^\circ \cdot 0,083}{2 \cdot 0,163} = 5146,19$$

$$F_{Bx} = 5146,2 \text{ N}$$

Z rovnice č. 48 lze po úpravě vypočítat F_{Ax} a vztah má potom tvar:

$$F_{Ax} = F_z + F_{GP} \cdot \cos\beta - F_{Bx} \quad (54)$$

$$F_{Ax} = 10642 + 971 \cdot \cos 45^\circ - 5146,2 = 6182,4$$

$$F_{Ax} = 6182,4 \text{ N}$$

A z rovnice č. 49 lze po úpravě vypočítat F_{Az} vztah má potom tvar:

$$F_{Az} = F_{GP} \cdot \sin \beta + F_{Bz} \quad (55)$$

$$F_{Az} = 971 \cdot \sin 45^\circ + 174,8 = 861,4$$

$$F_{Az} = 861,4 \text{ N}$$

Ke zjištění celkových reakcí musím využít Pythagorovy věty, neboť jednotlivé roviny jsou na sebe kolmé.

Reakce v místě A:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Az}^2} \quad (56)$$

$$F_A = \sqrt{6182,4^2 + 861,4^2} = 6242,12$$

$$F_A = 6242 \text{ N}$$

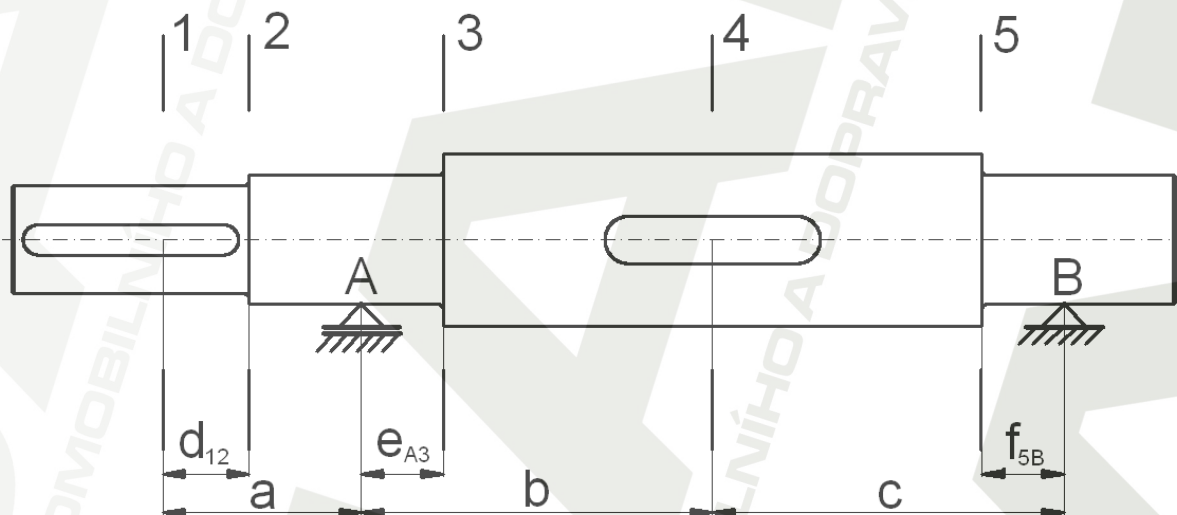
Reakce v místě B:

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{Bz}^2} \quad (57)$$

$$F_B = \sqrt{5146,2^2 + 174,8^2} = 5149$$

$$F_B = 5149 \text{ N}$$

6.2.3.4 Ohybové momenty v nebezpečných místech hřídele



Obr. 12 Nebezpečná místa hřídele

kde:

$$a = 0,083 \text{ m}$$

$$e_{A3} = f_{5B} = 0,038 \text{ m}$$

$$b = c = 0,163 \text{ m}$$

$$d_{12} = 0,031 \text{ m}$$

Ohybové momenty v rovině yx :

$$M_{ox1} = 0 \quad (58)$$

$$M_{ox2} = -F_{GP} \cdot \cos \beta \cdot d_{12} \quad (59)$$

$$M_{ox3} = F_{Ax} \cdot e_{A3} - F_{GP} \cdot \cos \beta \cdot (a + e_{A3}) \quad (60)$$

$$M_{ox4} = F_{Ax} \cdot b - F_{GP} \cdot \cos \beta \cdot (a + b) \quad (61)$$

$$M_{ox5} = F_{Ax} \cdot (b + c - f_{5B}) - F_{GP} \cdot \cos \beta \cdot (a + b + c - f_{5B}) - F_z \cdot (c - f_{5B}) \quad (62)$$

kde:

M_{ox1} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 1 [Nm]

M_{ox2} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 2 [Nm]

M_{ox3} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 3 [Nm]

M_{ox4} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 4 [Nm]

M_{ox5} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 5 [Nm]

d_{12} - vzdálenost místa záběru převodovky od nebezpečného místa 1 [m]

e_{A3} - vzdálenost od podpory A k nebezpečnému místu 3 [m]

f_{5B} - vzdálenost od podpory B k nebezpečnému místu 5 [m]

$$M_{ox2} = -971 \cdot \cos 45^\circ \cdot 0,031 = -21,2846$$

$$M_{ox2} = -21,29 \text{ Nm}$$

$$M_{ox3} = 6182,4 \cdot 0,038 - 971 \cdot \cos 45^\circ \cdot (0,083 + 0,038) = 151,8525$$

$$M_{ox3} = 151,85 \text{ Nm}$$

$$M_{ox4} = 6182,4 \cdot 0,163 - 971 \cdot \cos 45^\circ \cdot (0,083 + 0,163) = 838,8274$$

$$M_{ox4} = 838,83 \text{ Nm}$$

$$M_{ox5} = 6182,4 \cdot (0,163 + 0,163 - 0,038) - 971 \cdot \cos 45^\circ \cdot (0,083 + 0,163 + 0,163 - 0,038) - 10642 \cdot (0,163 - 0,038) = 195,5524$$

$$M_{ox5} = 195,55 \text{ Nm}$$

Ohybové momenty v rovině yz:

$$M_{oz1} = 0 \tag{63}$$

$$M_{oz2} = -F_{GP} \cdot \sin \beta \cdot d_{12} \tag{64}$$

$$M_{oz3} = F_{AZ} \cdot e_{A3} - F_{GP} \cdot \sin \beta \cdot (a + e_{A3}) \tag{65}$$

$$M_{oz4} = F_{AZ} \cdot b - F_{GP} \cdot \sin \beta \cdot (a + b) \tag{66}$$

$$M_{oz5} = F_{AZ} \cdot (b + c - f_{5B}) - F_{GP} \cdot \sin \beta \cdot (a + b + c - f_{5B}) \tag{67}$$

kde:

M_{oz1} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 1 [Nm]

M_{oz2} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 2 [Nm]

M_{oz3} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 3 [Nm]

M_{oz4} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 4 [Nm]

M_{oz5} - velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 5 [Nm]

$$M_{oz2} = -971 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,031 = -21,2846$$

$$M_{oz2} = -21,29 \text{ Nm}$$

$$M_{oz3} = 861,4 \cdot 0,038 - 971 \cdot \sin 45^\circ \cdot (0,083 + 0,038) = -50,345$$

$$M_{oz3} = -50,35 \text{ Nm}$$

$$M_{oz4} = 861,4 \cdot 0,163 - 971 \cdot \sin 45^\circ \cdot (0,083 + 0,163) = -28,4955$$

$$M_{oz4} = -28,5 \text{ Nm}$$

$$M_{oz5} = 861,4 \cdot (0,163 + 0,163 - 0,038) - 971 \cdot \sin 45^\circ \cdot (0,083 + 0,163 + 0,163 - 0,038) = -6,6457$$

$$M_{oz5} = -6,65 \text{ Nm}$$

Celkové ohybové momenty v nebezpečných místech:

Využijí zde znovu Pythagorovy věty k určení celkových momentů.

$$M_{o1} = 0 \quad (68)$$

$$M_{o2} = \sqrt{M_{ox2}^2 + M_{oz2}^2} \quad (69)$$

$$M_{o3} = \sqrt{M_{ox3}^2 + M_{oz3}^2} \quad (70)$$

$$M_{o4} = \sqrt{M_{ox4}^2 + M_{oz4}^2} \quad (71)$$

$$M_{o5} = \sqrt{M_{ox5}^2 + M_{oz5}^2} \quad (72)$$

$$M_{o2} = \sqrt{(-21,29)^2 + (-21,29)^2} = 30,1086$$

$$M_{o2} = 30,11 \text{ Nm}$$

$$M_{o3} = \sqrt{151,85^2 + (-50,35)^2} = 143,5955$$

$$M_{o3} = 143,6 \text{ Nm}$$

$$M_{o4} = \sqrt{838,83^2 + (-28,5)^2} = 839,314$$

$$M_{o4} = 839,31 \text{ Nm}$$

$$M_{o5} = \sqrt{195,56^2 + (-6,65)^2} = 195,673$$

$$M_{o5} = 195,67 \text{ Nm}$$

6.2.3.5 Výpočet dovolených napětí

Dovolená napětí určíme z důvodu pozdějšího porovnávání se skutečnými hodnotami, vypočítanými v nebezpečných místech hřídele. Je nutné je určit, protože hodnoty dovolených napětí pro oceli tř. vyšších jak 11, se ve strojnických tabulkách neuvádějí.

Míra bezpečnosti pro oceli se volí z rozmezí $s = 1,5 - 2$.

Pro tento případ volím bezpečnost $s = 1,5$

$$\sigma_{dovt} = \frac{R_e}{s} \quad (73)$$

$$\sigma_{dovd} = \sigma_{dovt} \quad (74)$$

$$\tau_{dovs} \geq 0,6 \cdot \sigma_{dovt} \quad (75)$$

$$\tau_{dovk} \cong \tau_{dovs} \quad (76)$$

$$\sigma_{dovo} \geq \sigma_{dovt} \quad (77)$$

kde:

σ_{dovt} - dovolené napětí v tahu [MPa]

σ_{dovd} - dovolené napětí v tlaku [MPa]

σ_{dovo} - dovolené napětí v ohybu [MPa]

τ_{dovs} - dovolené napětí ve smyku [MPa]

τ_{dovk} - dovolené napětí v krutu [MPa]

$$\sigma_{dovt} = \frac{850}{1,5} = 567$$

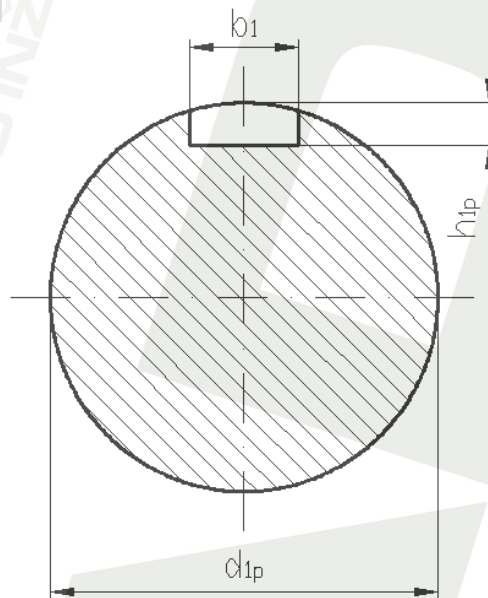
$$\sigma_{dovt} = 567 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dovk} = \tau_{dovs} = 0,6 \cdot 567 = 340$$

$$\tau_{dovk} = \tau_{dovs} = 340 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dovo} = \sigma_{dovd} = \sigma_{dovt} = 567 \text{ MPa}$$

6.2.3.6 Kontrola hřídele v místě 1



Obr. 13 Průřez nebezpečným místem 1

Zatížení v tomto místě:

$$M_{o1} = 0$$

$$M_K = 1876 \text{ Nm}$$

Rozměry:

$$d_{1p} = 50 \text{ mm}$$

$$b_1 = 14 \text{ mm}$$

$$h_{1p} = 5,5 \text{ mm}$$

Protože se zde projevuje pouze kroučící moment, budu počítat pouze maximální kroučící napětí.

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}} \quad (78)$$

kde:

τ_{k1} - kroučící napětí bez uvažování přítomnosti vrubu [MPa]

W_{k1} - průřezový modul v krutu v místě 1 [m³]

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_{1p}^3}{16} - \frac{b_1 \cdot h_{1p} \cdot (d_{1p} - h_{1p})^2}{2 \cdot d_{1p}} \quad (79)$$

kde:

d_{1p} - průměr hřídele v místě 1 [m]

h_{1p} - hloubka drážky pro pero v hřídeli [m]

b_1 - šířka drážky pro pero [m]

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{16} - \frac{0,014 \cdot 0,0055 \cdot (0,05 - 0,0055)^2}{2 \cdot 0,05} = 2,30189 \cdot 10^{-5}$$

$$W_{k1} = 2,30189 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\tau_{k1} = \frac{1876}{2,30189 \cdot 10^{-5}} = 81498221$$

$$\tau_{k1} = 81498221 \text{ Pa} = 81,495 \text{ MPa}$$

Skutečné kroucí napětí je ovšem větší díky drážce pro pero a toto zvětšení vyjadřuje tzv. tvarový činitel α_1 . Tento tvarový činitel je třeba odečíst z grafu na obr. 5.43 str. 520 z použité lit. č. 3 a dále upravit pomocí vztahu na následující straně téže literatury.

$$\alpha_1 = \frac{1}{4} \cdot \alpha_0 \cdot \left(2 + \sqrt{\frac{t_1}{b_1}} + \sqrt{\frac{b_1}{t_1}} \right) \quad (80)$$

kde:

α_1 - tvarový činitel vrubu [-]

α_0 - tvarový činitel pro krut v díře [-]

t_1 - délka drážky pro pero [mm]

$$\frac{b_1}{d_1} = \frac{14}{50} = 0,28 \Rightarrow \alpha_0 = 2,83$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{4} \cdot 2,83 \cdot \left(2 + \sqrt{\frac{180}{14}} + \sqrt{\frac{14}{180}} \right) = 4,15$$

$$\alpha_1 = 4,15$$

Skutečné kroucí napětí je potom:

$$\tau_{k1sk} = \tau_{k1} \cdot \alpha_1$$

$$\tau_{k1sk} = 4,15 \cdot 81,498 = 338,217$$

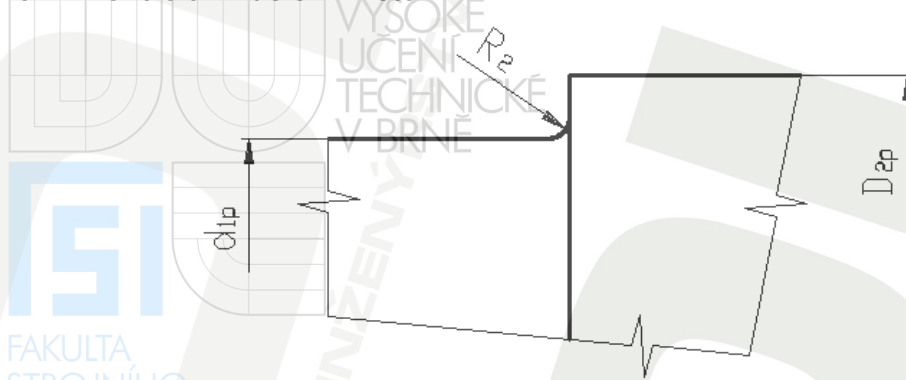
$$\tau_{k1sk} = 338,217 \text{ MPa}$$

Aby hřídel v tomto místě vyhovoval, musí být splněna podmínka:

$$\tau_{k1sk} \leq \tau_{dovkl}$$

$$338,217 \text{ MPa} \leq 340 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna.}$$

6.2.3.7 Kontrola hřídele v místě 2



Obr. 14 Schéma nebezpečného místa 2

Zatížení v tomto místě: $M_{o2} = 30,11 \text{ Nm}$

$M_k = 1876 \text{ Nm}$

Rozměry:

$d_{1p} = 50 \text{ mm}$

$R_2 = 2,5 \text{ mm}$

$D_{2p} = 60 \text{ mm}$

V tomto místě se kromě kroutícího momentu objevuje i ohybový a při výpočtu tohoto kombinovaného namáhání nelze vzniklá normálová a tečná napětí slučovat ani algebraicky, ani vektorově. Výpočet je třeba provádět za pomoci tzv. 5. teorie lomu (teorie největší měrné deformační energie), která zavádí pojem tzv. redukovaného napětí.

Ohybové napětí v místě 2:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}}$$

(82)

Kroutící napětí v místě 2:

$$\tau_{k2} = \frac{M_k}{W_{k2}}$$

(83)

kde:

σ_{o2} - ohybové napětí v místě 2 bez uvažování přítomnosti vrubu [MPa]

τ_{k2} - kroutící napětí v místě 2 bez uvažování přítomnosti vrubu [MPa]

W_{k2} - průřezový modul v krutu v místě 2 [m³]

W_{o2} - průřezový modul v ohybu v místě 2 [m³]

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_{1p}^3}{32}$$

(84)

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32} = 1,22719 \cdot 10^{-5}$$

$$W_{o2} = 1,22719 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Pro tento případ je $W_{k2} = 2 \cdot W_{o2}$.

$$\sigma_{o2} = \frac{30,11}{1,22719 \cdot 10^{-5}} = 2453573$$

$$\sigma_{o2} = 2453573 \text{ Pa} = 2,454 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k2} = \frac{1876}{2 \cdot 1,22719 \cdot 10^{-5}} = 76434782$$

$$\tau_{k2} = 76434782 \text{ Pa} = 76,435 \text{ MPa}$$

Tato napětí je třeba zvýšit tak, aby se vykompenzovala přítomnost vrubu. K určení tvarových činitelů využijí grafy z obr. 5.37 a 5.41 ze str. 518 – 519 v použité lit. č. 3:

$$\frac{D_{2p}}{d_{1p}} = \frac{60}{50} = 1,2, \quad \frac{R_2}{d_{1p}} = \frac{2,5}{50} = 0,05 \Rightarrow \alpha_{o2} = 1,95, \quad \alpha_{k2} = 1,57$$

kde:

α_{o2} - tvarový činitel pro ohyb v místě 2 [-]

α_{k2} - tvarový činitel pro ohyb v místě 2 [-]

Hodnoty skutečných napětí jsou potom:

$$\sigma_{o2sk} = \sigma_{o2} \cdot \alpha_{o2} \tag{85}$$

$$\tau_{k2sk} = \tau_{k2} \cdot \alpha_{k2} \tag{86}$$

$$\sigma_{o2sk} = 2,454 \cdot 1,95 = 4,785$$

$$\sigma_{o2sk} = 4,785 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k2sk} = 76,435 \cdot 1,57 = 120,003$$

$$\tau_{k2sk} = 120,003 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2sk}^2 + 3 \cdot (\alpha_B \cdot \tau_{k2sk})^2} \leq \sigma_{dovIII}$$

kde:

σ_{dovIII} - napětí dovolené v ohybu pro třetí způsob zatěžování [MPa]

$$\sigma_{dovIII} = C_{III} \cdot \sigma_{dovol} \tag{87}$$

$$\sigma_{dovIII} = 0,45 \cdot 567 = 255,15$$

$$\sigma_{dovIII} = 255 \text{ MPa}$$

α_B - je tzv. Bachův opravný součinitel, který se používá tehdy, jestliže normálové napětí je v jiném způsobu zatížení, než napětí tečné. V tomto případě je krutové napětí v I. způsobu zatěžování (statickém) a ohybové ve III. způsobu zatěžování (střídavé zatěžování).

$$\alpha_B = \frac{\sigma_{dovIII}}{\psi \cdot \tau_{dovkl}} \tag{88}$$

$$\psi = \frac{\sigma_{dovol}}{\tau_{dovkl}} \tag{89}$$

Potom:

$$\alpha_B = \frac{\sigma_{dovIII}}{\frac{\sigma_{dovol}}{\tau_{dovkl}} \cdot \tau_{dovkl}} = \frac{C_{III} \cdot \sigma_{dovol}}{\frac{\sigma_{dovol}}{\tau_{dovkl}} \cdot \tau_{dovkl}} = C_{III} \tag{90}$$

kde:

σ_{dovol} - napětí dovolené v ohybu pro první způsob zatěžování [MPa]

τ_{dovk1} - napětí dovolené v krutu pro první způsob zatěžování [MPa]

C_{III} - součinitel pro třetí způsob zatěžování [-]

C_{III} - pro slitinovou ocel má hodnotu 0,45

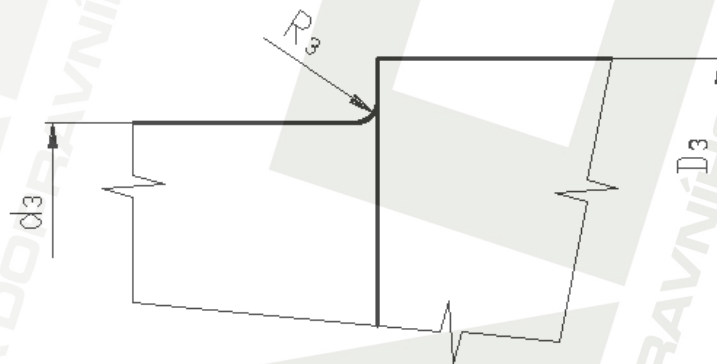
$$\sigma_{\text{red2}} = \sqrt{4,785^2 + 3 \cdot (0,45 \cdot 120,003)^2} = 93,655$$

$$\sigma_{\text{red2}} = 93,655 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red2}} \leq \sigma_{\text{dovIII}}$$

93,655 MPa \leq 255 MPa \Rightarrow podmínka je splněna

6.2.3.8 Kontrola hřídele v místě 3



Obr. 15 Schéma nebezpečného místa 3

Zatížení v tomto místě:

$$M_{o3} = 143,6 \text{ Nm}$$

$$M_K = 1876 \text{ Nm}$$

Rozměry:

$$d_3 = 60 \text{ mm}$$

$$R_3 = 3 \text{ mm}$$

$$D_3 = 80 \text{ mm}$$

Ohybové napětí v místě 3:

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}}$$

(91)

Kroutící napětí v místě 3:

$$\tau_{k3} = \frac{M_k}{W_{k3}}$$

(92)

kde:

σ_{o3} - ohybové napětí v místě 3 bez uvažování přítomnosti vrubu [MPa]

τ_{k3} - kroutící napětí v místě 3 bez uvažování přítomnosti vrubu [MPa]

W_{k3} - průřezový modul v krutu v místě 3 [m³]

W_{o3} - průřezový modul v ohybu v místě 3 [m³]

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} \quad (93)$$

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{32} = 2,12058 \cdot 10^{-5}$$

$$W_{o3} = 2,12058 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Pro tento případ je $W_{k3} = 2 \cdot W_{o3}$.

$$\sigma_{o3} = \frac{143,6}{2,12058 \cdot 10^{-5}} = 6771732$$

$$\sigma_{o3} = 6771732 \text{ Pa} = 6,772 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k3} = \frac{1876}{2 \cdot 2,12058 \cdot 10^{-5}} = 44233182$$

$$\tau_{k3} = 44233182 \text{ Pa} = 44,233 \text{ MPa}$$

K určení tvarových činitelů využijí grafy z obr. 5.37 a 5.41 ze str. 518 – 519 v použité lit. č. 3:

$$\frac{D_3}{d_3} = \frac{80}{60} = 1,33, \quad \frac{R_3}{d_3} = \frac{3}{60} = 0,05 \Rightarrow \alpha_{o3} = 2,1, \quad \alpha_{k3} = 1,68$$

kde:

α_{o3} - tvarový činitel pro ohyb v místě 3 [-]

α_{k3} - tvarový činitel pro krut v místě 3 [-]

Hodnoty skutečných napětí jsou potom:

$$\sigma_{o3sk} = \sigma_{o3} \cdot \alpha_{o3} \quad (94)$$

$$\tau_{k3sk} = \tau_{k3} \cdot \alpha_{k3} \quad (95)$$

$$\sigma_{o3sk} = 6,772 \cdot 2,1 = 14,221$$

$$\sigma_{o3sk} = 14,221 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k3sk} = 44,233 \cdot 1,68 = 74,311$$

$$\tau_{k3sk} = 74,311 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

Také zde se projevuje kombinované namáhání.

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{o3sk}^2 + 3 \cdot (\alpha_B \cdot \tau_{k3sk})^2} \leq \sigma_{dovIII} \quad (96)$$

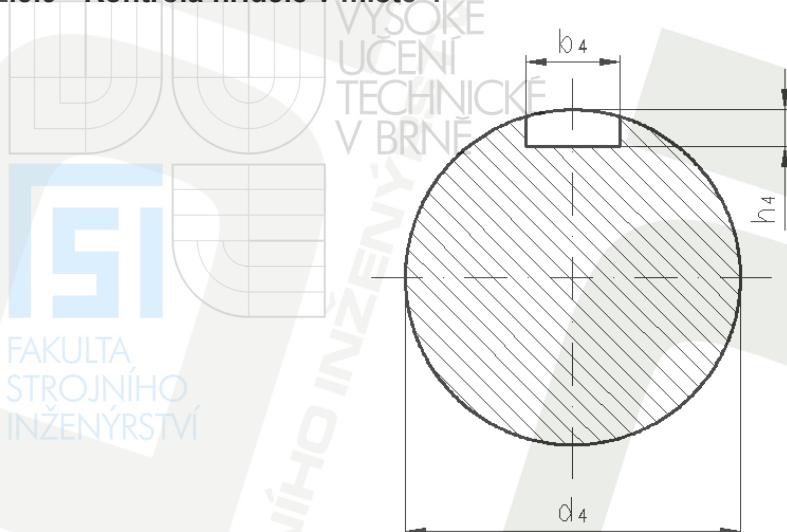
$$\sigma_{red3} = \sqrt{14,221^2 + 3 \cdot (0,45 \cdot 74,311)^2} = 36,338$$

$$\sigma_{red3} = 36,338 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red3} \leq \sigma_{dovIII}$$

$$36,338 \text{ MPa} \leq 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

6.2.3.9 Kontrola hřídele v místě 4



Obr. 16 Průřez nebezpečným místem 4

Zatížení v tomto místě:

$$M_{o4} = 839,31 \text{ Nm}$$

$$M_k = 1876 \text{ Nm}$$

Rozměry:

$$d_4 = 80 \text{ mm}$$

$$b_4 = 22 \text{ mm}$$

$$h_4 = 8,5 \text{ mm}$$

Ohybové napětí v místě 4:

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}}$$

(97)

Kroutící napětí v místě 4:

$$\tau_{k4} = \frac{M_k}{W_{k4}}$$

(98)

kde:

σ_{o4} - ohybové napětí v místě 4 bez uvažování přítomnosti vrubu [MPa]

τ_{k4} - kroutící napětí bez uvažování přítomnosti vrubu v místě 4 [MPa]

W_{k4} - průřezový modul v krutu v místě 4 [m³]

W_{o4} - průřezový modul v ohybu v místě 4 [m³]

$$W_{o4} = \frac{\pi \cdot d_4^3}{32} - \frac{b_4 \cdot h_4 \cdot (d_4 - h_4)^2}{2 \cdot d_4}$$

(99)

$$W_{k4} = \frac{\pi \cdot d_4^3}{16} - \frac{b_4 \cdot h_4 \cdot (d_4 - h_4)^2}{2 \cdot d_4}$$

(100)

kde:

d_4 - průměr hřídele v místě 4 [m]

h_4 - hloubka drážky pro pero v hřídeli [m]

b_4 - šířka drážky pro pero [m]

$$W_{o4} = \frac{\pi \cdot 0,08^3}{32} - \frac{0,022 \cdot 0,0085 \cdot (0,08 - 0,0085)^2}{2 \cdot 0,08} = 4,42905 \cdot 10^{-5}$$

$$W_{o4} = 4,42905 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$W_{k4} = \frac{\pi \cdot 0,08^3}{16} - \frac{0,022 \cdot 0,0085 \cdot (0,08 - 0,0085)^2}{2 \cdot 0,08} = 9,4556 \cdot 10^{-5}$$

$$W_{k4} = 9,4556 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{o4} = \frac{839,31}{4,42905 \cdot 10^{-5}} = 18950088$$

$$\sigma_{o4} = 18950088 \text{ Pa} = 18,95 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k4} = \frac{1876}{9,4556 \cdot 10^{-5}} = 19840095$$

$$\tau_{k4} = 19,84 \text{ MPa}$$

Tvarové činitele je třeba odečíst z grafu na obr. 5.43 a 5.42 str. 520 z použité lit. č. 3 a dále upravit pomocí vztahu na následující straně téže literatury.

$$\alpha_{k4} = \frac{1}{4} \cdot \alpha_{ok} \cdot \left(2 + \sqrt{\frac{t_4}{b_4}} + \sqrt{\frac{b_4}{t_4}} \right) \quad (101)$$

$$\alpha_{o4} = \frac{1}{4} \cdot \alpha_{oo} \cdot \left(2 + \sqrt{\frac{t_4}{b_4}} + \sqrt{\frac{b_4}{t_4}} \right) \quad (102)$$

kde:

α_{k4} - tvarový činitel vrubu pro krut [-]

α_{ok} - tvarový činitel pro krut v díře [-]

α_{o4} - tvarový činitel vrubu pro ohyb [-]

α_{oo} - tvarový činitel pro ohyb v díře [-]

t_4 - délka drážky pro pero [mm]

$$\frac{b_4}{d_4} = \frac{0,022}{0,08} = 0,275 \Rightarrow \alpha_{oo} = 1,95, \alpha_{ok} = 2,9$$

$$\alpha_{o4} = \frac{1}{4} \cdot 1,95 \cdot \left(2 + \sqrt{\frac{100}{22}} + \sqrt{\frac{22}{100}} \right) = 2,243$$

$$\alpha_{o4} = 2,243$$

$$\alpha_{k4} = \frac{1}{4} \cdot 2,9 \cdot \left(2 + \sqrt{\frac{100}{22}} + \sqrt{\frac{22}{100}} \right) = 3,336$$

$$\alpha_{k4} = 3,336$$

Hodnoty skutečných napětí jsou potom:

$$\sigma_{o4sk} = \sigma_{o4} \cdot \alpha_{o4} \quad (103)$$

$$\tau_{k4sk} = \tau_{k4} \cdot \alpha_{k4} \quad (104)$$

$$\sigma_{o4sk} = 18,95 \cdot 2,243 = 42,505$$

$$\sigma_{o4sk} = 42,505 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k4sk} = 19,84 \cdot 3,336 = 66,186$$

$$\tau_{k2sk} = 66,186 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red4} = \sqrt{\sigma_{o4sk}^2 + 3 \cdot (\alpha_B \cdot \tau_{k4sk})^2} \leq \sigma_{dovoll} \quad (105)$$

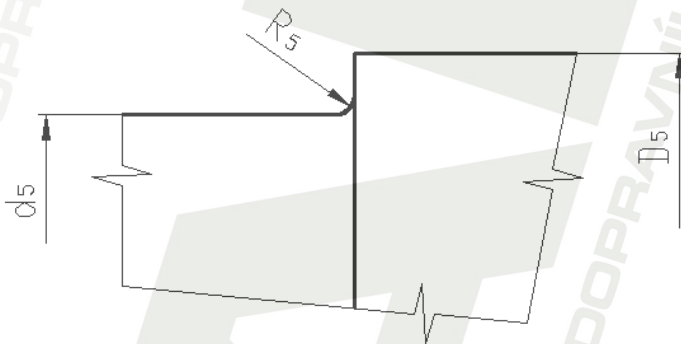
$$\sigma_{red4} = \sqrt{42,505^2 + 3 \cdot (0,45 \cdot 66,186)^2} = 66,842$$

$$\sigma_{red4} = 66,842 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red2} \leq \sigma_{dovoll}$$

$$66,842 \text{ MPa} \leq 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

6.2.3.10 Kontrola hřídele v místě 5



Obr. 17 Schéma nebezpečného místa 5

Zatížení v tomto místě: $M_{o5} = 195,67 \text{ Nm}$

$$M_K = 1876 \text{ Nm}$$

Rozměry:

$$d_5 = 60 \text{ mm}$$

$$R_5 = 3 \text{ mm}$$

$$D_5 = 80 \text{ mm}$$

V tomto místě se projevuje pouze normálové napětí, vzniklé působením ohybového momentu.

Ohybové napětí v místě 5:

$$\sigma_{o5} = \frac{M_{o5}}{W_{o5}}$$

(106)

kde:

σ_{o5} - ohybové napětí v místě 5 bez uvažování přítomnosti vrubu [MPa]

M_{o5} - ohybový moment v tomto místě [Nm]

W_{o5} - průřezový modul v ohybu v místě 5 [m³]

$$W_{o5} = \frac{\pi \cdot d_5^3}{32} \quad (107)$$

$$W_{o5} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{32} = 2,12058 \cdot 10^{-5}$$

$$W_{o5} = 2,12058 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{o5} = \frac{195,67}{2,12058 \cdot 10^{-5}} = 9227193$$

$$\sigma_{o5} = 9227193 \text{ Pa} = 9,227 \text{ MPa}$$

K určení tvarových činitelů využijí grafy z obr. 5.37 ze str. 518 v použité lit. č. 3:

$$\frac{D_5}{d_5} = \frac{80}{60} = 1,33, \quad \frac{R_5}{d_5} = \frac{3}{60} = 0,05 \Rightarrow \alpha_{o5} = 2,3$$

kde:

α_{o5} - tvarový činitel pro ohyb v místě 5 [-]

Hodnoty skutečných napětí jsou potom:

$$\sigma_{o5sk} = \sigma_{o5} \cdot \alpha_{o5}$$

$$\sigma_{o5sk} = 9,227 \cdot 2,3 = 21,222$$

$$\sigma_{o2sk} = 21,222 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$\sigma_{o5sk} \leq \sigma_{dovolll}$$

$$21,222 \text{ MPa} \leq 255 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

6.3 Kontrola per

Pero je namáháno na otláčení a stříh. Kontroluje se ovšem pouze na otláčení.

6.3.1 Kontrola kontaktního tlaku pera 1

Kontrolované pero na konci hřídele v místě nasazení převodovky:

14 e7 x 9 x 180

$$p_{o1} = \frac{F_{p1}}{S_1} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{1h} \cdot t_{11} \cdot (l_1 - b_1)} = \frac{2 \cdot M_k}{d_1 \cdot t_{11} \cdot (l_1 - b_1)} \leq p_{dovp} \quad (109)$$

kde:

p_{o1} - kontaktní tlak pro pero 1 [MPa]

p_{dovp} - dovolený kontaktní tlak [MPa]

p_{dovp} je pro hřídel a náboj z oceli roven 120 MPa

F_{p1} - součet všech obvodových sil na jednotlivá pera od M_k [N]

S_1 - celková efektivní smyková plocha všech per [m²]

d_{1h} - průměr hnací hřídele pod perem 1 [m]

$d_{1h} = 0,05 \text{ m}$

t_{11} - hloubka zasazení pera v náboji [m]

$t_{11} = 0,0038 \text{ m}$

l_1 - délka drážky pro pero [m]

$l_1 = 0,18 \text{ m}$

b_1 - šířka drážky pro pero [m]

$$b_1 = 0,014 \text{ m}$$

$$p_{o1} = \frac{2 \cdot 1876}{0,05 \cdot 0,0038 \cdot (0,18 - 0,014)} = 118960051$$

$$p_{o1} = 118960051 \text{ Pa} = 118,96 \text{ MPa}$$

$$p_{o1} \leq p_{dovp}$$

$118,96 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow$ podmínka je splněna, pero vyhovuje

6.3.2 Kontrola kontaktního tlaku pera 2

Další kontrované pero je pod řetězovým kolem:

22 e7 x 14 x 100 ČSN 02 2562

$$p_{o2} = \frac{F_{p2}}{S_2} = \frac{d_{2h}}{t_{12} \cdot (l_2 - b_2)} = \frac{2 \cdot M_k}{d_2 \cdot t_{12} \cdot (l_2 - b_2)} \leq p_{dovp} \quad (110)$$

kde:

p_{o2} - kontaktní tlak pro pero 2 [MPa]

$$d_{2h} = 0,08 \text{ m}$$

$$t_{12} = 0,0055 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,1 \text{ m}$$

$$b_2 = 0,022 \text{ m}$$

$$p_{o2} = \frac{2 \cdot 1876}{0,08 \cdot 0,0055 \cdot (0,1 - 0,022)} = 109324009$$

$$p_{o2} = 109324009 \text{ Pa} = 109,324 \text{ MPa}$$

$$p_{o2} \leq p_{dov}$$

$109,324 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow$ podmínka je splněna, pero vyhovuje

6.4 Kontrola napínání

Napínání tažného orgánu je realizováno pomocí dvou šroubů M24.

6.4.1 Kontrola napínacích šroubů

$$\sigma_{nap} = \frac{F_{nap}}{n_s \cdot S_j} \quad (111)$$

kde:

σ_{nap} - napínací napětí ve šroubu [MPa]

n_s - počet napínacích šroubů [-]

S_j - plocha jádra napínacího šroubu [mm²]

$$S_j = 353 \text{ mm}^2$$

F_{nap} - celková napínací síla [N]

$$F_{nap} = T_3 + T_4 \quad (112)$$

T_3 - tah ve vratné větvi unášecího řetězu [N]

T_4 - tah v zatížené větvi unášecího řetězu [N]

$$F_{\text{nap}} = 3000 + 6808 = 9808$$

$$F_{\text{nap}} = 9808 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{nap}} = \frac{9808}{2 \cdot 353} = 13,892$$

$$\sigma_{\text{nap}} = 13,892 \text{ MPa}$$

Bezpečnost napínacího šroubu vzhledem k mezi kluzu:

$$k_{\text{nap}} = \frac{R_{\text{eš}}}{\sigma_{\text{nap}}} \quad (113)$$

kde:

k_{nap} - bezpečnost napínacího šroubu vůči mezi kluzu [-]

$R_{\text{eš}}$ - mez kluzu v tahu napínacího šroubu [MPa]

Pro mat. 11523 $R_{\text{eš}} = 333 \text{ MPa}$, zdroj lit. 4 str. 234

$$k_{\text{nap}} = \frac{333}{13,892} = 23,97$$

$k_{\text{nap}} = 24 \Rightarrow$ šrouby vyhovují

6.4.2 Kontrola matice na otláčení

$$S_m = i \frac{\pi}{4} (d_{\text{švně}}^2 - D_{\text{mvnit}}^2) \quad (114)$$

kde:

S_m - činná plocha závitu napínacího šroubu [mm^2]

$d_{\text{švně}}$ - vnější průměr závitu šroubu [mm]

$d_{\text{švně}} = 24 \text{ mm}$, převzato z lit. 4 str. 359

D_{mvnit} - vnitřní průměr závitu matice [mm]

$D_{\text{mvnit}} = 20,752$, převzato z lit. 4 str. 359

i - počet činných závitů [-]

$$i = \frac{h_m}{s_z} \quad (115)$$

kde:

h_m - výška matice [mm]

$h_m = 24 \text{ mm}$

s_z - stoupání závitu [mm]

$s_z = 3 \text{ mm}$

$$i = \frac{24}{3} = 8$$

$$i = 8$$

$$S_m = 8 \frac{\pi}{4} (24^2 - 20,752^2) = 913,39$$

$$S_m = 913,39 \text{ mm}^2$$

Kontaktní tlak:

$$p_m = \frac{F_{\text{nap}}}{n_s \cdot S_m}$$

$$p_m = \frac{9808}{2 \cdot 913,29} = 5,37$$

$$p_m = 5,37 \text{ MPa}$$

$$p_m \leq p_d$$

kde:

p_d - dovolený tlak v závitech matice [MPa]

$$p_d = 90 \text{ MPa}$$

$5,37 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa} \Rightarrow$ matice vyhovuje

(116)

6.5 Kontrola ložisek

6.5.1 Kontrola ložiska A na hnací hřídeli

Protože toto ložisko přenáší větší zatížení než ložisko B, které má stejné parametry jako ložisko A a je umístěno na stejné hřídeli, bude stačit zkontrolovat pouze ložisko A. Pokud bude vyhovovat lož. A, potom tedy i lož. B.

Pro tento případ volím ložiskové jednotky se čtvercovou přírubou, která se přišroubuje k boční stěně hnací stanice.

ozn.: FY 60 TR od firmy SKF

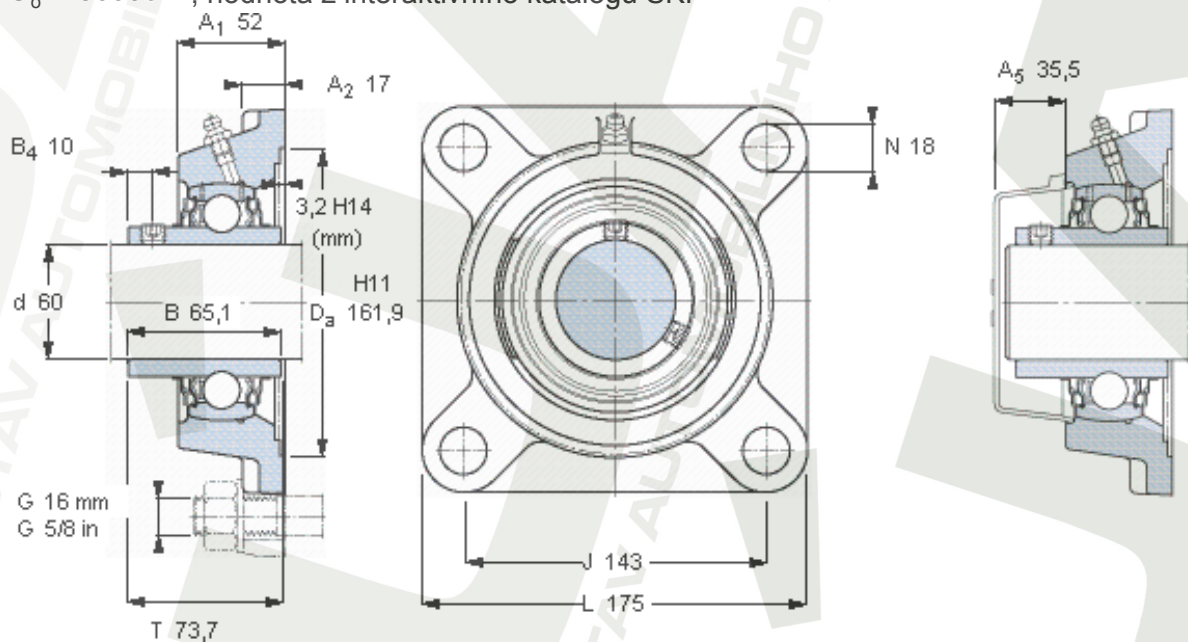
Parametry:

C - dynamická únosnost [N]

C = 52700 N, hodnota z interaktivního katalogu SKF

C_o - statická únosnost [N]

$C_o = 36000 \text{ N}$, hodnota z interaktivního katalogu SKF



Obr. 18 Rozměry ložiskové jednotky

6.5.1.1 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení lož. A

$$F_{E1} = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{AA} \quad (117)$$

kde:

F_{E1} - ekvivalentní dynamické zatížení lož. A [N]

X - součinitel radiálního zatížení [-]

X = 1

Y - součinitel axiálního zatížení [-]

Y = 0

F_{RA} - radiální zatížení ložiska [N]

$F_{RA} = F_A = 6242$ N

F_{AA} - axiální zatížení ložiska [N]

$F_{AA} = 0$

$$F_{E1} = 1 \cdot 6242 + 0 \cdot 0 = 6242$$

$$F_{E1} = 6242 \text{ N}$$

6.5.1.2 Výpočet hodinové trvanlivosti lož. A

$$L_{10h1} = \left(\frac{C}{F_{E1}} \right)^{a_1} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (118)$$

kde:

L_{10h1} - hodinová trvanlivost s 90% spolehlivostí [h]

a_1 - exponent pro kuličková ložiska je $a_1 = 3$

$$L_{10h1} = \left(\frac{52700}{6242} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 28} = 358221$$

$$L_{10h1} = 358221 \text{ h}$$

Při nepřetržitém provozu 24 h denně, vydrží toto ložisko 40,9 roku při 90% pravděpodobnosti, což je dostatečné.

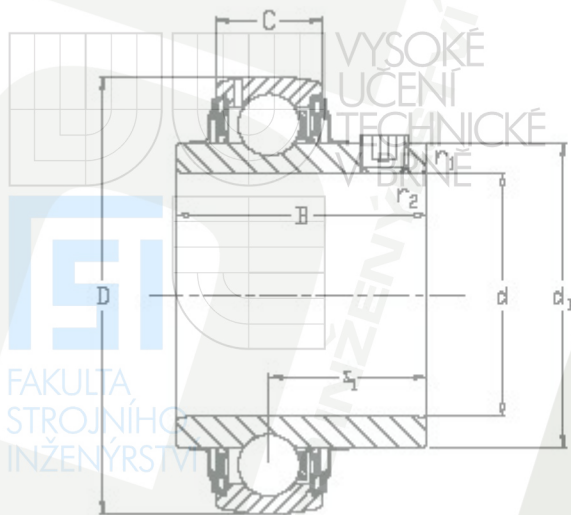
6.5.2 Kontrola ložiska napínacího kola

ozn. lož.: YAR 208 - 2RF/VE495 od firmy SKF.

Parametry:

Označení ložiska	d		d _i	D	B	C	s _i	r _{1,2min}	C	C ₀	Hmotnost
	mm	Inch	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kN	kg
YAR 208-2RF/VE495	40		51,80	80	49,2	21	30,2	1	30,7	19	0,548

Tab. 1 Hodnoty ložiska



Obr. 19 Rozměry a vzhled ložiska napínacího kola

6.5.2.1 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení

$$F_{E2} = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{AA} \quad (119)$$

kde:

F_{E2} - ekvivalentní dynamické zatížení lož. napínací kladky [N]

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$F_{RA} = F_{nap} = 9808 \text{ N}$$

$$F_{AA} = 0$$

$$F_{E2} = 1 \cdot 9808 + 0 \cdot 0 = 9808$$

$$F_{E2} = 9808 \text{ N}$$

6.5.2.2 Výpočet hodinové trvanlivosti

$$L_{10h2} = \left(\frac{C}{F_{E2}} \right)^{a_1} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_n} \quad (120)$$

kde:

L_{10h2} - hodinová trvanlivost s 90% spolehlivostí [h]

n_n - počet otáček napínacího kola [min^{-1}]

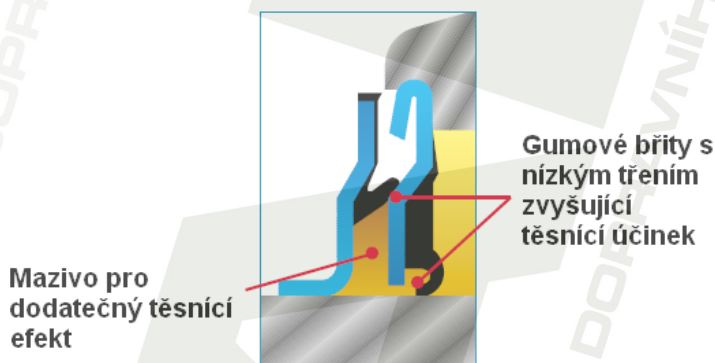
$$L_{10h1} = \left(\frac{30700}{9808} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 46,6} = 10968$$

$$L_{10h1} = 10968 \text{ h}$$

Při nepřetržitém provozu 24 h denně, vydrží toto ložisko 1,25 roku při 90% pravděpodobnosti.

I když ložisko má nízkou výpočtovou dobu životnosti, má nesporné výhody, které se musí v tomto případě zohlednit. Např.:

1. Bezúdržbové a samonaklápěcí - toto ložisko nevyžaduje domazávání a z konstrukčního hlediska se jedná o naklápěcí ložisko, což přispívá k dosažení delší životnosti. Jeho kulový vnější povrch umožňuje vyrovnat nesouososti. Takové řešení omezuje působení axiálních zatížení, která mohou na ložisko působit v důsledku montážních nepřesností.
2. Těsnění - těsnění s vysokou účinností přispívá k delší životnosti ložiska. Původně bylo vyvinuto pro zemědělské stroje, které jsou za normálních provozních podmínek vystaveny působení vody, bláta a nečistot. Tato konstrukce s vysokou účinností je tvořena těsněním s více bříty. Odstřikovací kroužek a gumové těsnící bříty s nízkým třením a optimalizovaným axiálním kontaktem, tvoří zvýšenou ochranu proti znečištění a vymývání maziva. Ploché těsnění zabraňuje pronikání částic nečistot v místě upevnění vnějšího průměru těsnění do ložiska. Odstřikovací kroužek zvyšuje účinnost proti proniknutí nečistot do ložiska mechanickým i odstředivým účinkem. Prostor mezi vloženým těsněním a odstředivým kroužkem je vyplněn plastickým mazivem, čímž je dosaženo ještě větší účinnosti.
3. Mazivo – plastické mazivo uvnitř ložiska je na celou dobu životnosti. Je bez zápachu a chuti a neovlivňuje kvalitu potravin. Mazivo je odolné při čištění strojů teplou nebo studenou vodou s dezinfekčním prostředkem.



Obr. 20 Těsnící systém lož. YAR 208

Ukazatele z praxe:

Firma MOZA používá tato ložiska u obdobných zařízení a zkušenosti z provozu ukazují, že skutečná životnost těchto ložisek je 4x - 5x vyšší než výpočtová.

6.6 Kontrola napínacího čepu na ohyb

Maximální ohybový moment čepu:

$$M_{o\check{c}} = F_{\check{c}} \cdot \frac{l_{\check{c}}}{2} \quad (121)$$

kde:

$F_{\check{c}}$ - síla působící na čep [N]

$F_{\check{c}} = F_{nap} = 9808 \text{ N}$

$l_{\check{c}}$ - délka čepu [m]

$$M_{o\check{c}} = 9808 \cdot \frac{0,295}{2} = 1446,68$$

$$M_{o\check{c}} = 1447 \text{ Nm}$$

Ohybové napětí :

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} \quad (122)$$

kde:

$\sigma_{o\check{c}}$ - ohybové napětí v polovině délky čepu [MPa]

$W_{o\check{c}}$ - průřezový modul v ohybu čepu [m³]

$d_{\check{c}}$ - průměr čepu napínacího kola [m]

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} \quad (123)$$

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{32} = 6,283 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{o\check{c}} = 6,283 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{1447}{6,283 \cdot 10^{-6}} = 230303995$$

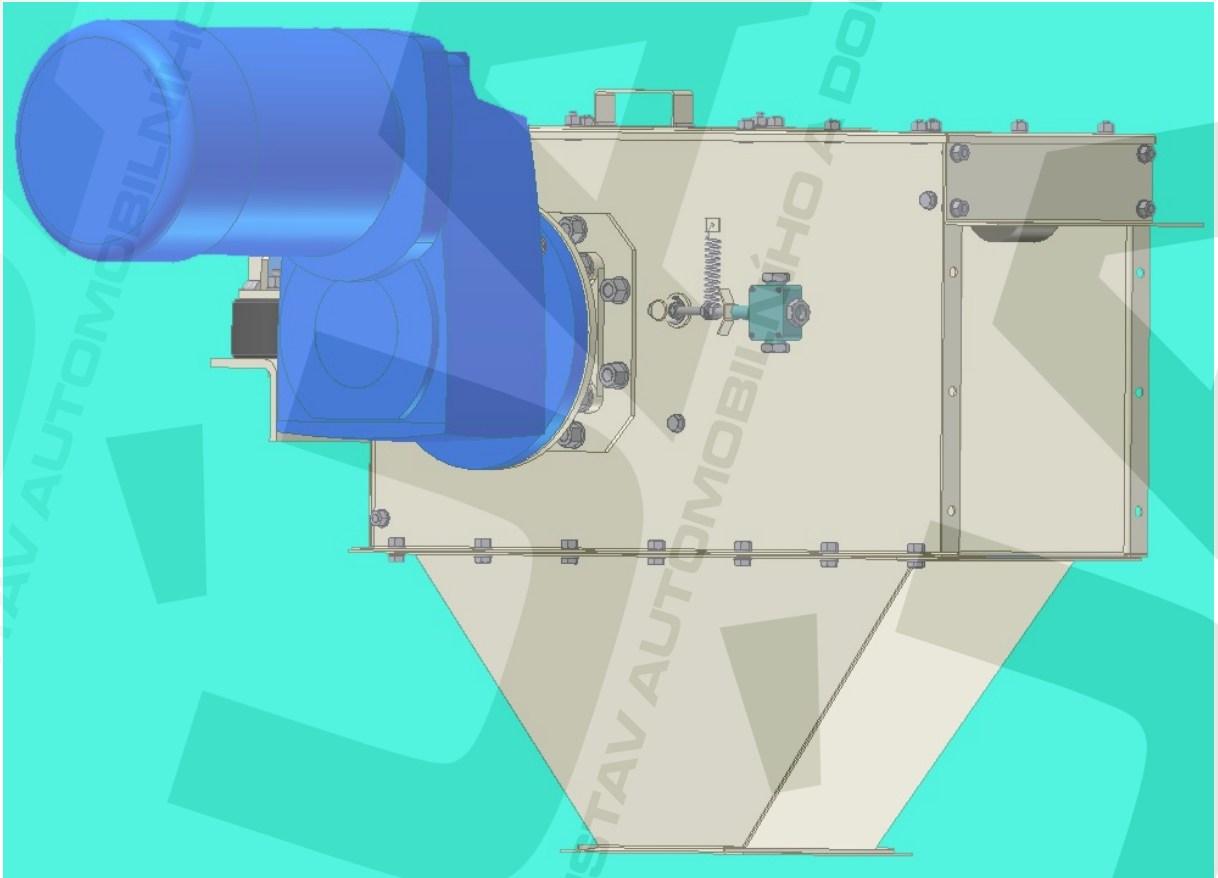
$$\sigma_{o\check{c}} = 230303995 \text{ Pa} = 230,304 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o\check{c}} \leq \sigma_{dovo} - \text{pro ocel 11 600 je } \sigma_{dovo} = 250 \text{ MPa}$$

$$230,304 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

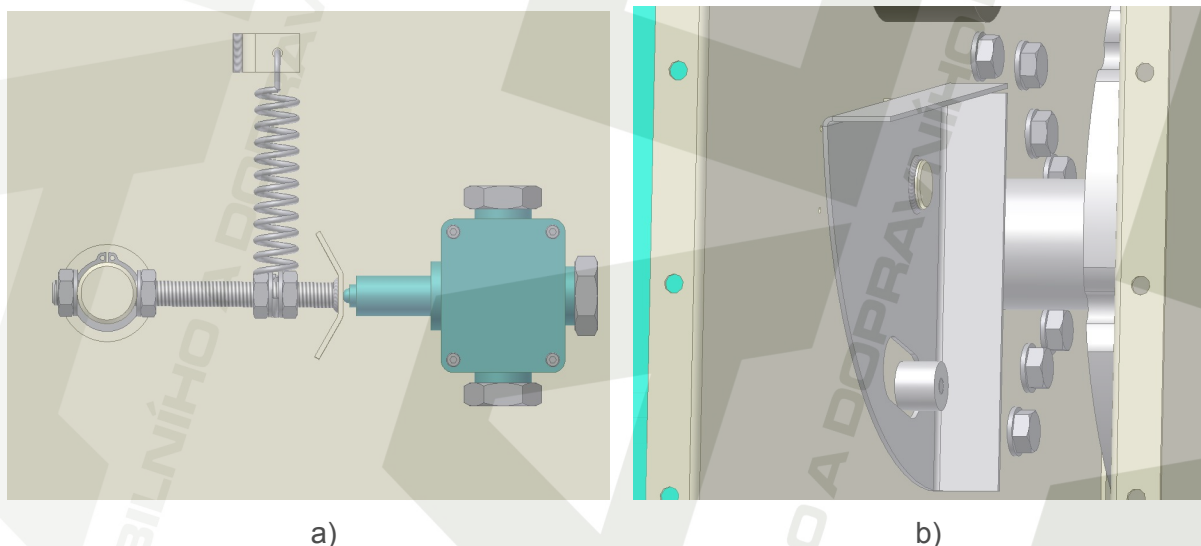
7 Hlavní prvky výsledné konstrukce

7.1 Hnací hlava



Obr. 21 Model hnací hlavy

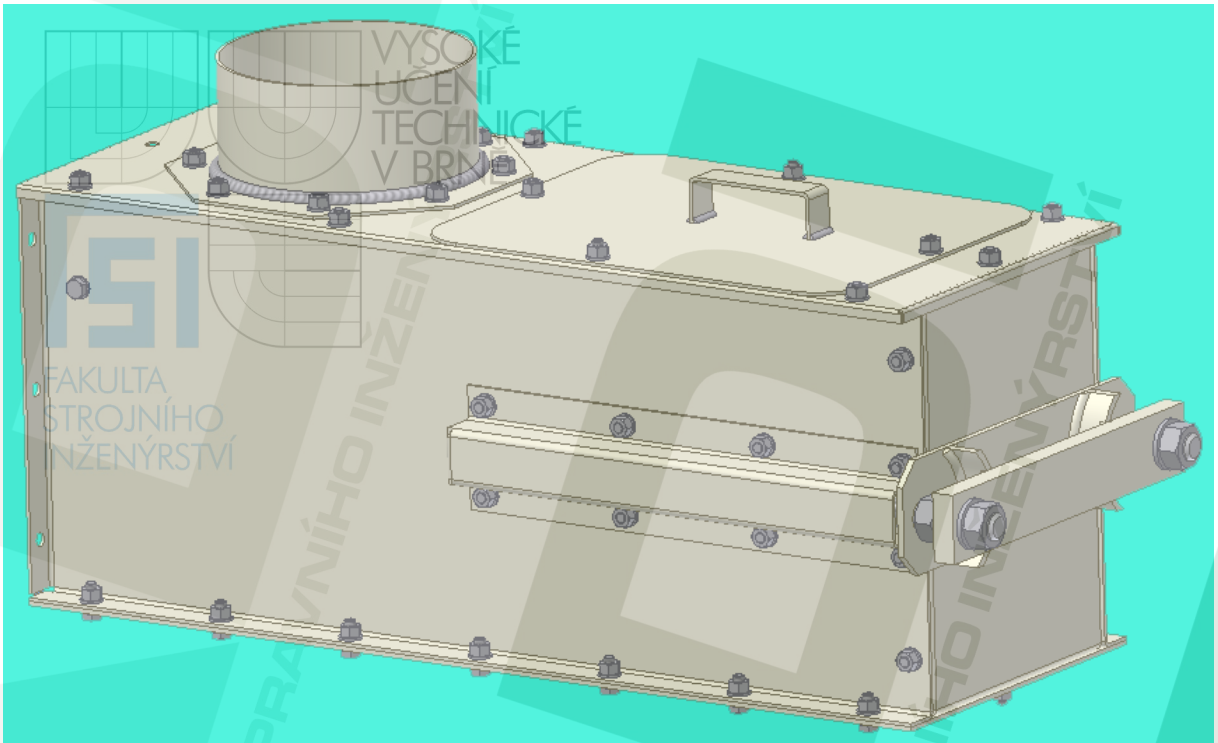
Hnací hlava složená z pohonné jednotky je kompletně od firmy NORD. Motor, ozn. 132 S/4, má výkon 5,5kW a vytváří kroutící moment na výstupu z převodovky 1867 Nm. K dosažení zadaného dopravního výkonu to jsou dostatečné parametry. Použitá převodovka, ozn. SK 4282 AF, je plochá s přírubou. Kroutící moment z převodovky se přenáší pomocí hřídele na řetězové kolo, které pohání unášecí řetěz. Na hřídel jsou nalisovány dvě ložiskové jednotky od firmy SKF - typ FY 60 TR, s dostatečnou životností pro celou dobu provozu zařízení. Tyto přírubové ložiskové jednotky jsou namontovány přes ložiskové desky na boční stěny hnací hlavy. Ve spodní části hnací hlavy je umístěna výsypka, sloužící k odvodu materiálu z dopravníku, s průřezem 220 x 220 mm na výstupu. Na horní straně hn. hlavy je otvor s krytem, sloužící ke kontrole a k odstraňování případných nečistot a nežádoucích předmětů, které by se mohly do dopravníku dostat a ohrozit jeho funkci. Na hlavě je také umístěna tzv. kontrola proti zamletí, která chrání dopravník před přetížením a jeho následným poškozením. Tato kontrola se skládá z plechu umístěného uvnitř dopravníku (viz. Obr. 22 a), pevně svařeného s čepem a s možností vychýlení se. Čep v případě dosednutí řetězu na vnitřní plech přetlačí pružinu, uchycenou na závitovou tyč. Na konci této závitové tyče je navařena ploška z plechu. Koncový spínač opírající se o tuto plošku (Obr. 22 b) následkem vychýlení vypne celé zařízení. Celá hnací hlava je namontována pomocí šroubů M10 k šachtám žlabu.



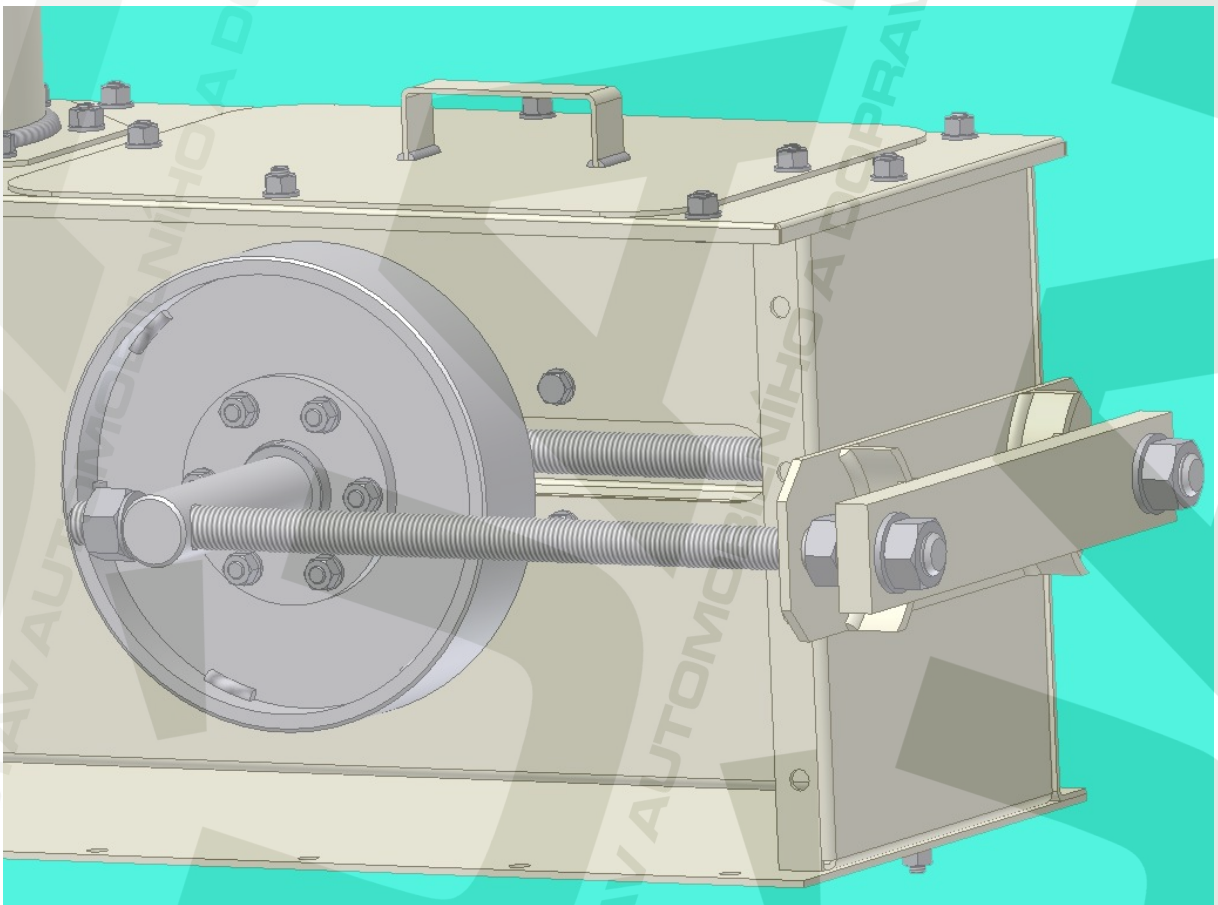
Obr. 22 Kontrola zamletí a) z vnějšku b) uvnitř dopravníku

7.2 Napínací hlava

Je tvořena svařovaným napínacím kolem. Uvnitř kola je umístěno ložisko od firmy SKF, ozn. YAR 208 - 2RF/VE495, které je speciálně určeno pro potravinářský průmysl a je bezúdržbové po celou dobu jeho životnosti. Kolo je umístěno do středu délky čepu, na jehož koncích jsou vyvrtané otvory pro dvě závitové tyče M24. Závitové tyče jsou vedeny po bocích napínací hlavy k napínáku na zadní straně napínací hlavy. Pomocí utahování matic na napínáku se dosahuje potřebné síly k napnutí unášecího řetězu. Napínací mechanismus je dobře vidět na Obr. 24. V horní části napínací stanice je umístěna normalizovaná násypka a kontrolní otvor s víkem. Napínací stanice je také přišroubována ke žlabu, podobně jako hnací stanice.



Obr. 23 Model napínací hlavy



Obr. 24 Napínání

7.3 Žlab

Skládá se z pozinkovaných plechů jako celý dopravník. Průřez žlabem má obdélníkový tvar o vnitřních rozměrech 360 x 260 mm. Délka každé šroubované části je 1945 mm. Za účelem podepření vratné větve unášecího řetězu, jsou v horní části umístěny podpěrné válečky. Zatížená větev unášecího řetězu je s materiálem sunuta po dně žlabu. Dno je vyztuženo plastovými deskami o tloušťce 4 mm.

Hlavní důvody využití plastu:

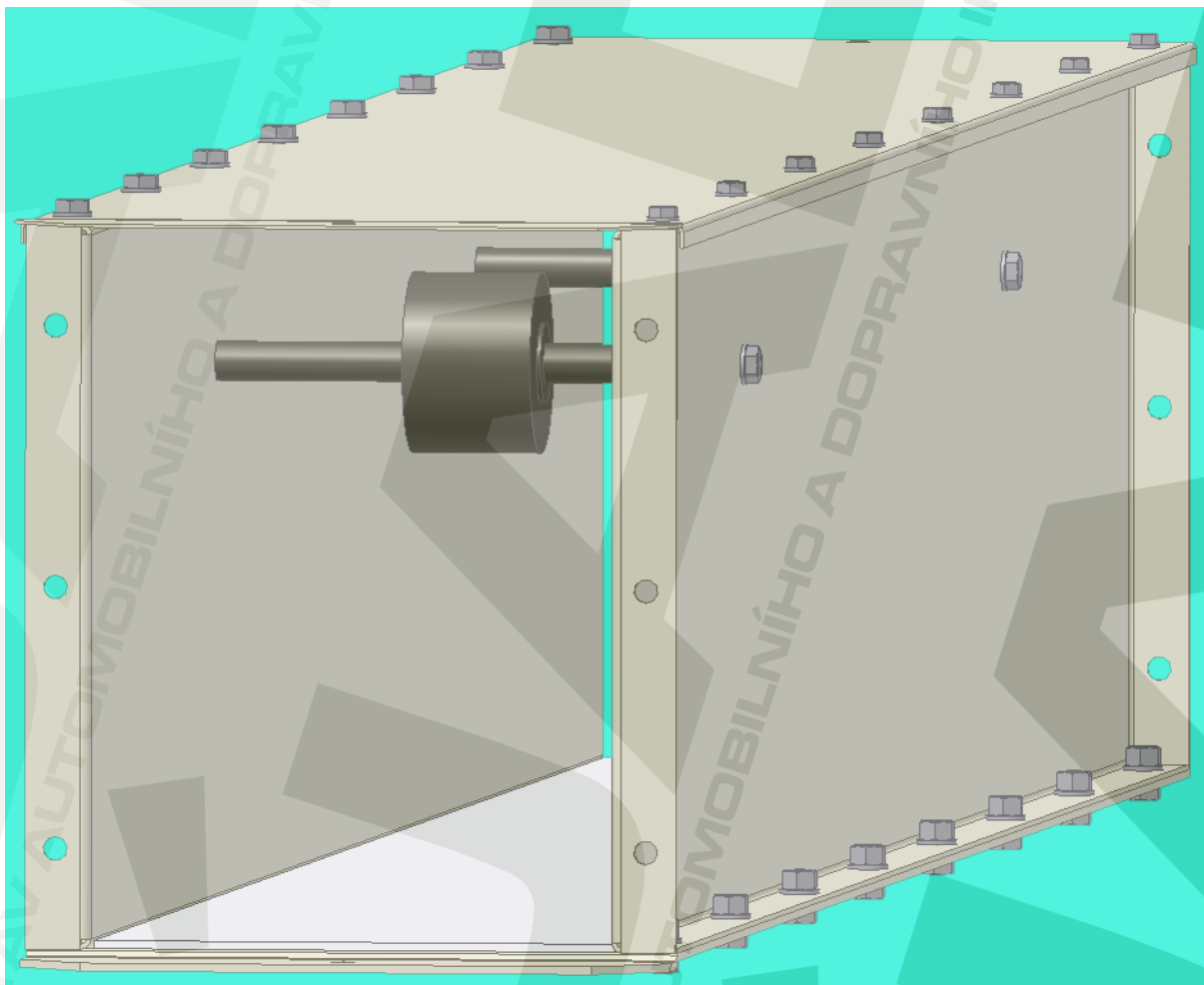
1. velmi dobré kluzné vlastnosti
2. velmi dobré otěruvzdorné vlastnosti
3. fyziologicky nezávadný

Použitý plast:

Na trhu jsou dva výrobci, dodávající materiál podobných vyžadovaných mechanických vlastností. Je to buď:

Tivar 1000 natural od firmy Tribon nebo

Originál materiál "S" od firmy Murfed

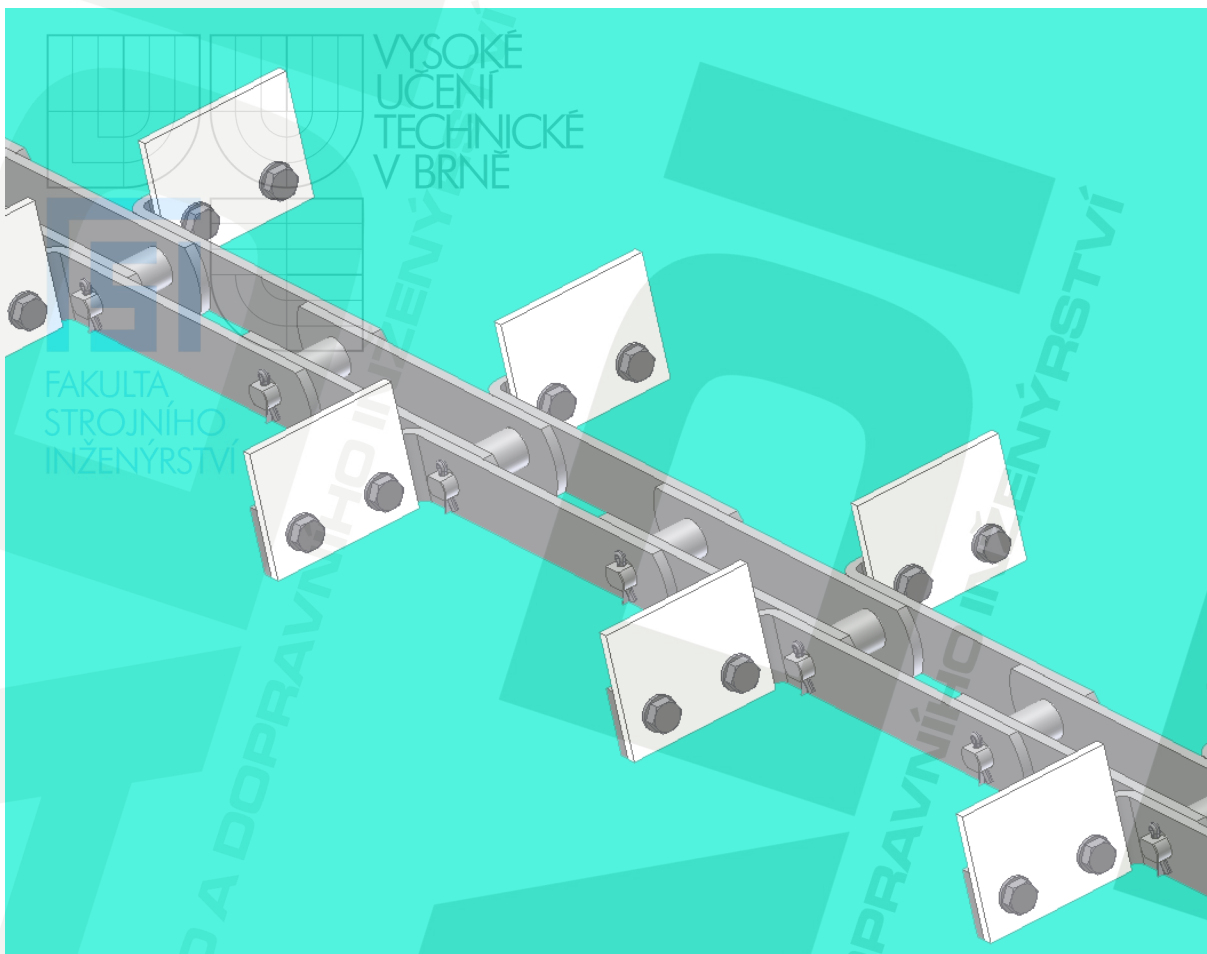


Obr. 25 Model žlabu

7.4 Unášecí řetěz

Dodávaný od firmy Řetězárny Vamberk, ozn. FVR 112, má rozteč 160 mm.

Pro lepší vlastnosti při dopravě, hlavně vzhledem k šikmé části, jsem se rozhodl unášeče řetězu navýšit ještě o dalších 35 mm pomocí plastových desek ze stejného materiálu, jaký je použit na dno dopravníku. Řetěz má potom podobu jako na obr. 26.



Obr. 26 Upravený unášecí řetěz

8 Návod pro obsluhu a údržbu

Obsluha zařízení smí být pouze ta, která je tělesně a duševně způsobilá a náležitě poučená pro ovládání a údržbu. Zařízení se smí použít pouze pro ten účel, ke kterému je určeno. Provozovatel je odpovědný za technický stav a bezpečný provoz zařízení.

8.1 Zákaz

- Otevírat při běhu nebo provozovat nezakrytovaný dopravník, případně používat jiné kryty, neschválené výrobcem
- Přepravovat jiný materiál než ten, pro který je dopravník navrhnut.
- Užívat zařízení pokud je v poškozeném stavu nebo neplní správnou funkci.

8.2 Kontroly

Denní: - kontrolovat, zda nedošlo k viditelnému poškození zařízení
 - kontrolovat stav pohonné jednotky z hlediska nadměrného hluku a zvýšení teploty

Měsíční: - kontrolovat napnutí řetězu

Roční: - kontrolovat stav ložisek
 - kontrolovat hladinu oleje v převodové skříni
 - kontrolovat dotažení šroubových spojů
 - kontrolovat stav řetězu
 - kontrolovat opotřebení plastových desek na dně žlabu

V případě opotřebení řetězu je třeba vyměnit i řetězové kolo za nové (staré řetězové kolo by mělo negativní vliv na životnost nového řetězu).

Plastové desky na dně žlabu je třeba vyměňovat pouze za desky nové, stejného typu a materiálu.

8.3 Mazání

Jedenkrát za ¼ roku promazat ložiskové jednotky na hnací hřídeli. Ložisko napínacího kola není třeba mazat ani jinak udržovat. Je nutné udržovat dostatečnou hladinu olejové náplně v převodovce, ať už při výměně nebo i v provozu.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

TECHNICKÉ
V BRNĚ

9 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést konstrukční návrh zalomeného řetězového dopravníku pro dopravu pšenice. Při výpočtu jsem vycházel ze zadaných parametrů, se snahou vytvořit co nejoptimálnější řešení tohoto zařízení. Ve 3. kapitole jsem určoval výkon motoru za pomoci předem určených odporů, vznikajících v dopravníku při pohybu. Následně jsem volil i potřebnou převodovou skříň s dostatečnými výstupními otáčkami tak, abych dosáhl potřebné rychlosti dopravníku. Tento návrh byl stěžejní pro dimenzování jednotlivých konstrukčních částí dopravníku a nutný k vytvoření výkresové dokumentace, která měla být součástí mého řešení. V následující kapitole jsem provedl pevnostní kontroly některých konstrukčních dílů, jako např. unášecího řetězu, hnacího hřídele, atd. Při této kontrole se ukázalo, že všechny kontrolované díly vyhovují a mohou se použít v provozu. V závěru této práce znázorňuji hlavní prvky již navržené konstrukce tohoto dopravníku. Uvádím zde také požadavky na údržbu a obsluhu, aby nedocházelo ke zbytečnému poškození zařízení nebo případnému zranění personálu. I když jsem prováděl návrh svědomitě, podle prověřené literatury, přesto vlastnosti a případné nedostatky se projeví až při využívání tohoto dopravníku v provozu, ať už v krátkodobém nebo i v dlouhodobém horizontu.

10 Seznam použité literatury

- [1] M. Škopán, J. Gajdůšek: Teorie dopravních a manipulačních zařízení
Ediční středisko VUT, Brno 1988
- [2] F. Dražan, V. Voštová, K. Jeřábek, M. Brand: Teorie a stavba dopravníků
Ediční středisko ČVUT, Praha 1983
- [3] S. Černoch: Strojně technická příručka (1. a 2. díl)
SNTL - nakladatelství technické literatury, Praha 1977
- [4] J. Leinveber, P. Vávra: Strojnické tabulky
Albra – pedagogické nakladatelství, Úvaly 2006
- [5] F. Dražan: Transportéry I. díl
Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1966
- [6] P. Janíček, E. Ondráček, J. Vrbka, J. Burša: Mechanika těles - Pružnost a pevnost I
Akademické nakladatelství CERM, Brno 2004
- [7] E. Ondráček, J. Vrbka, P. Janíček, Mechanika těles - Pružnost a pevnost II
Akademické nakladatelství CERM, Brno 2002

Seznam www stránek

- [8] MOZA spol. s r.o.
www.moza.cz
- [9] ŘETĚZY VAMBERK spol. s r.o. - online katalog - dopravní řetězy
www.retezy-vam.com
- [10] SKF LOŽISKA a.s. - online katalog – ložiskové jednotky
www.skf.com, www.skf.cz
- [11] MURTFELD PLASTY s.r.o. - online katalog - materiály
www.murtfeldt.cz
- [12] TRIBON s.r.o - online katalog - technické plasty
www.tribon.cz
- [13] NORD DRIVESYSTEMS - online katalog - motory + převodovky
www.nord.com

11 Seznam použitých symbolů

a	[m]	vzdálenost místa záběru převodovky na hřídeli od podpory A
a_1	[-]	exponent pro kuličková ložiska
a_D	[m/s ²]	zrychlení
b	[m]	vzdálenost od podpory A k místu uložení řetězového kola
b_1	[m]	šířka drážky pro pero 1
b_2	[m]	šířka drážky pro pero 2
b_4	[m]	šířka drážky pro pero 4
B	[m]	šířka žlabu
c	[m]	vzdálenost od uložení řetězového kola k podpoře B
C_1	[-]	korekční součinitel
C_{III}	[-]	součinitel pro třetí způsob zatěžování
C	[N]	dynamická únosnost
C_o	[N]	statická únosnost
d	[m]	průměr čepu unášecího řetězu
d_1	[m]	průměr čepu napínací řetězky v ložiskách
d_2	[m]	průměr čepu hnací řetězky
d_4	[m]	průměr hřídele v místě 4
d_{12}	[m]	vzdálenost místa záběru převodovky od nebezpečného místa 1
d_{1h}	[m]	průměr hnací hřídele pod perem 1
d_{1p}	[m]	průměr hřídele v místě 1
d_{2h}	[m]	průměr hnací hřídele pod perem 2
$d_{\check{c}}$	[m]	průměr čepu napínacího kola
$d_{\check{c}svně}$	[mm]	vnější průměr závitu šroubu
D_1	[m]	roztečný průměr napínací řetězky
D_2	[m]	roztečný průměr hnací řetězky
$D_{m\check{v}nit}$	[mm]	vnitřní průměr závitu matice
e_{A3}	[m]	vzdálenost od podpory A k nebezpečnému místu 3
f	[-]	součinitel tření o stěny a dno žlabu
f_1	[-]	součinitel smykového tření mezi unášecím řetězem a dnem žlabu
f_2	[-]	součinitel tření v kloubech unášecího řetězu
f_{5B}	[m]	vzdálenost od podpory B k nebezpečnému místu 5
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření v ložiskách řetězky
F	[N]	obvodová síla
F_1	[N]	celkový odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu
F_2	[N]	celkový odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu
F_3	[N]	celkový odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu
F_4	[N]	celkový odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku
F_5	[N]	odpor napínací řetězové kladky
F_7	[N]	odpor hnací řetězové kladky
F_{1r}	[N]	odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu vodorovné části dopravníku
$F_{1š}$	[N]	odpor vlivem tření materiálu o dno žlabu šikmé části dopravníku
F_{2r}	[N]	odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu vodorovné části dopravníku
$F_{2š}$	[N]	odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu šikmé části dopravníku
F_{3r}	[N]	odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu vodorovné části
		dopravníku
$F_{3š}$	[N]	odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu šikmé části dopravníku
F_{4r}	[N]	odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku vodorovné části dopravníku
$F_{4š}$	[N]	odpor vlivem tření válečku od hmotnosti tažného prostředku šikmé části dopravníku
F_{6d}	[N]	odpor vlivem překonání dopravní výšky při dopravě směrem dolů
F_{6v}	[N]	odpor vlivem překonání dopravní výšky při dopravě směrem vzhůru

F_{p1}	[N]	součet všech obvodových sil na pero 1 od M_k
F_{p2}	[N]	součet všech obvodových sil na pero 1 od M_k
F_{E1}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení lož. A
F_{E2}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení lož. napínací kladky
$F_{\check{c}}$	[N]	síla působící na čep
F_{nap}	[N]	celková napínací síla
F_{pt}	[N]	pevnost při přetržení
F_{AA}	[N]	axiální zatížení ložiska
F_{Ax}	[N]	reakce ve směru osy x, v místě uložení ložiska A
F_{Az}	[N]	reakce ve směru osy z, v místě uložení ložiska A
F_{Bx}	[N]	reakce ve směru osy x, v místě uložení ložiska B
F_{Bz}	[N]	reakce ve směru osy z, v místě uložení ložiska B
F_{GP}	[N]	tíhová síla pohonné jednotky
F_{RA}	[N]	radiální zatížení ložiska
F_z	[N]	zatěžující síla působící na hřídel vzniklá ze sil působících na řetězové kolo
ΣF_{ox}	[N]	součet všech sil působících ve směru osy x
ΣF_{oz}	[N]	součet všech sil působících ve směru osy z
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
h	[m]	celková výška dopravované vrstvy materiálu
h_1	[m]	výška unášeče
h_2	[m]	výška vrstvy materiálu nad unášečem
h_4	[m]	hloubka drážky pro pero v hřídeli v místě 4
h_{1p}	[m]	hloubka drážky pro pero v hřídeli v místě 1
h_m	[mm]	výška matice
H	[m]	dopravní výška
i	[-]	počet činných závitů
k	[-]	součinitel bočního tlaku
k_d	[-]	bezpečnost proti přetržení řetězu při dynamickém zatížení
k_{nap}	[-]	bezpečnost napínacího šroubu vůči mezi kluzu
k_s	[-]	bezpečnost proti přetržení řetězu při statickém zatížení
l_1	[m]	délka drážky pro pero 1
l_2	[m]	délka drážky pro pero 2
$l_{\check{c}}$	[m]	délka čepu
l_{ov}	[m]	vodorovný průmět délky dopravníku
l_v	[m]	vodorovný průmět dopravní délky
L	[m]	délka dopravníku
L_{10h1}	[h]	hodinová trvanlivost s 90% spolehlivostí ložiska na hnací hřídeli
L_{10h2}	[h]	hodinová trvanlivost s 90% spolehlivostí ložiska napínacího kola
L_r	[m]	délka vodorovné části dopravníku
$L_{\check{s}}$	[m]	délka šikmé části dopravníku
L_{vr}	[m]	délka vodorovné části vratné větve dopravníku
$L_{v\check{s}}$	[m]	délka šikmé části vratné větve dopravníku
m	[kg]	hmotnost dopravovaného materiálu a řetězu přenášená na kolo
m_p	[kg]	hmotnost pohonné jednotky
M_k	[Nm]	kroučící moment
M_{o1}	[Nm]	celkový ohybový moment v nebezpečném místě 1 hnací hřídele
M_{o2}	[Nm]	celkový ohybový moment v nebezpečném místě 2 hnací hřídele
M_{o3}	[Nm]	celkový ohybový moment v nebezpečném místě 3 hnací hřídele
M_{o4}	[Nm]	celkový ohybový moment v nebezpečném místě 4 hnací hřídele
M_{o5}	[Nm]	celkový ohybový moment v nebezpečném místě 5 hnací hřídele
$M_{o\check{c}}$	[Nm]	maximální ohybový moment čepu
M_{ox1}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 1
M_{ox2}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 2
M_{ox3}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 3
M_{ox4}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 4

M_{ox5}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 5
M_{oz1}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 1
M_{oz2}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 2
M_{oz3}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 3
M_{oz4}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 4
M_{oz5}	[Nm]	velikost složky ohybového momentu v nebezpečném místě 5
ΣM_x	[Nm]	součet všech momentů vzniklých od sil působících ve směru osy x
ΣM_z	[Nm]	součet všech momentů vzniklých od sil působících ve směru osy z
n	[min^{-1}]	požadovaný počet otáček na výstupu z převodovky
n_2	[min^{-1}]	skutečné výstupní otáčky z převodovky
n_n	[min^{-1}]	počet otáček napínacího kola
n_s	[-]	počet napínacích šroubů
p_d	[MPa]	dovolený tlak v závitech matice
p_{dov}	[MPa]	dovolený měrný tlak v kloubu řetězu
p_{dovp}	[MPa]	dovolený kontaktní tlak pera
p_{o1}	[MPa]	kontaktní tlak pro pero 1
p_{o2}	[MPa]	kontaktní tlak pro pero 2
p_v	[MPa]	výpočtový tlak
P	[W]	předběžný výkon elektromotoru
P_N	[kW]	skutečný výkon elektromotoru
q_1	[kg/m]	hmotnost materiálu, připadající na 1m dopravníku
q_2	[kg/m]	hmotnost 1m unášeného řetězu
Q	[t/h]	dopravní množství
Q_v	[m^3/h]	objemové dopravní množství
R_2	[m]	poloměr řetězového kola
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
$R_{eš}$	[MPa]	mez kluzu v tahu napínacího šroubu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
s	[-]	míra bezpečnosti pro oceli
s_z	[mm]	stoupání závitu
S	[m^2]	pracovní průřez
S_1	[m^2]	celková efektivní smyková plocha pera 1
S_2	[m^2]	celková efektivní smyková plocha pera 2
S_f	[mm^2]	plocha kloubu řetězu
S_j	[mm^2]	plocha jádra napínacího šroubu
S_m	[mm^2]	činná plocha závitu napínacího šroubu
t_1	[mm]	délka drážky pro pero
t_{11}	[m]	hloubka zasazení pera 1 v náboji
t_{12}	[m]	hloubka zasazení pera 2 v náboji
t_4	[mm]	délka drážky pro pero
t_{\min}	[m]	minimální rozteč řetězu
T_1	[N]	tah v unášecím řetězu na nabíhající straně hnací řetězky
T_2	[N]	tah v unášecím řetězu na sbíhající straně hnací řetězky
T_3	[N]	tah ve vratné větvi unášecího řetězu
T_4	[N]	tah v zatížené větvi unášecího řetězu
T_D	[N]	dynamická síla
v	[m/s]	dopravní rychlost
v_{skut}	[m/s]	skutečná dopravní rychlost
w	[-]	součinitel celkového odporu
W_{o2}	[m^3]	průřezový modul v ohybu v místě 2
W_{o3}	[m^3]	průřezový modul v ohybu v místě 3
W_{o4}	[m^3]	průřezový modul v ohybu v místě 4
W_{o5}	[m^3]	průřezový modul v ohybu v místě 5
$W_{oč}$	[m^3]	průřezový modul v ohybu čepu
W_{k1}	[m^3]	průřezový modul v krutu v místě 1

W_{k2}	[m ³]	průřezový modul v krutu v místě 2
W_{k3}	[m ³]	průřezový modul v krutu v místě 3
W_{k4}	[m ³]	průřezový modul v krutu v místě 4
X	[-]	součinitel radiálního zatížení
Y	[-]	součinitel axiálního zatížení
Y_d	[-]	činitel rázu
z	[-]	počet zubů řetězového kola
Z	[N]	napínací síla
α_0	[-]	tvárový činitel pro krut v díře
α_1	[-]	tvárový činitel vrubu
α_{o2}	[-]	tvárový činitel pro ohyb v místě 2
α_{o3}	[-]	tvárový činitel pro ohyb v místě 3
α_{o4}	[-]	tvárový činitel pro ohyb v místě 4
α_{o5}	[-]	tvárový činitel pro ohyb v místě 5
α_{ok}	[-]	tvárový činitel pro krut v díře
α_{oo}	[-]	tvárový činitel pro ohyb v díře
α_{k2}	[-]	tvárový činitel pro krut v místě 2
α_{k3}	[-]	tvárový činitel pro krut v místě 3
α_{k4}	[-]	tvárový činitel pro krut v místě 4
β	[°]	úhel, který svírá vodorovná a šikmá část dopravníku
γ	[kg/m ³]	synná hmotnost
η	[-]	účinnost mechanického převodu mezi motorem a hnacím řetězovým kolem
μ_1	[-]	součinitel odporu tření
μ_t	[-]	činitel tření
ρ	[°]	synný úhel
σ_{dovd}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku
σ_{dovo}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{dovol}	[MPa]	napětí dovolené v ohybu pro první způsob zatěžování
σ_{dovt}	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_{dovoll}	[MPa]	napětí dovolené v ohybu pro třetí způsob zatěžování
σ_{nap}	[MPa]	napínací napětí ve šroubu
σ_{o2}	[MPa]	ohybové napětí v místě 2 bez uvažování přítomnosti vrubu
σ_{o3}	[MPa]	ohybové napětí v místě 3 bez uvažování přítomnosti vrubu
σ_{o4}	[MPa]	ohybové napětí v místě 4 bez uvažování přítomnosti vrubu
σ_{o5}	[MPa]	ohybové napětí v místě 5 bez uvažování přítomnosti vrubu
$\sigma_{o\check{c}}$	[MPa]	ohybové napětí v polovině délky čepu
σ_{red2}	[MPa]	redukované napětí v místě 2
σ_{red3}	[MPa]	redukované napětí v místě 3
σ_{red4}	[MPa]	redukované napětí v místě 4
τ_{dovk}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
τ_{dovkl}	[MPa]	napětí dovolené v krutu pro první způsob zatěžování
τ_{dovs}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
τ_{k1}	[MPa]	krouťící napětí bez uvažování přítomnosti vrubu v místě 1
τ_{k2}	[MPa]	krouťící napětí bez uvažování přítomnosti vrubu v místě 2
τ_{k3}	[MPa]	krouťící napětí bez uvažování přítomnosti vrubu v místě 3
τ_{k4}	[MPa]	krouťící napětí bez uvažování přítomnosti vrubu v místě 4
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
ψ	[-]	součinitel vyjadřující zmenšení pracovního průřezu S tažným orgánem

12 Seznam příloh

Seznam výkresové dokumentace:

ZALOMENÝ ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK

0-SR-00-00

NAPÍNAČÍ HLAVA

1-SR-01-00

HNACÍ HLAVA

1-SR-02-00

ŽLAB

1-SR-04-00.1

SESTAVA ŠACHTY

2-SR-04-00

KOLENO

2-SR-05-00

Další přílohy:

CD: diplomová práce ve formátu pdf
výkresy (ACAD 2002)
3D model dopravníku (Inventor 10)