VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK
VORM CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Karel Mazálek
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2016

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Karel Mazálek**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok:	2015/16

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

Šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte šikmý šnekový dopravník elektrárenského popílku. Základní technické parametry:
dopravní délka: 15 m
dopravní množství 25 t/hod
sklon 15 deg

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:
- kritickou rešerši obdobných zařízení,
- zdůvodněnou koncepci navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP.

Výkresová dokumentace obsahující:
- celkovou sestavu zařízení,
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam literatury:

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0

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

· Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 11. 11. 2015

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh a zpracování šikmého šnekového dopravníku pro dopravu elektrárenského popílku. Práce je složena z technické zprávy a výkresové dokumentace. V práci je proveden výpočet základních rozměrů, pevnostní výpočet. Výkresová dokumentace se skládá z celkové sestavy dopravníku a svařovací podsestavy koncového žlabu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, šikmý, žlab, šnek, popílek, technická zpráva, pohon.

ABSTRACT

This bachelor thesis consists of calculations, design and drawings of an inclined screw conveyor used for transporting ash from the powerplant. The technical report contains basic calculations as well as selected strength calculations. Drawing part consists of assebly drawing and welding subassembly of trough end.

KEYWORDS

Worm conveyor, inclined, trough, worm, ash, technical report, drive.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAZÁLEK, Karel. Šnekový dopravník. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 43 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením . doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016 ……..……..……..

Karel Mazálek

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mojí bakalářské práce, panu doc. Ing. Miroslav Škopánovi, CSc, za cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za dopřání klidu při psaní a celkovou podporu při studiu.

OBSAH

Úvod 11
1 Hlavní části šnekového dopravníku 12
1.1 Šnek 12
1.2 Pohon 12
1.3 Žlab 13
2 Dopravovaný materiál 13
3 Návrh základních rozměrů 14
3.1 Objemový dopravní výkon 14
3.2 Návrh průměru šnekovice 14
3.3 Dopravní výška a vodorovná vzdálenost 15
4 Návrh pohonu 16
4.1 Minimální potřebný výkon 16
4.2 Volba motoru 16
4.3 Volba převodovky 17
5 Kontrola dopravního výkonu 18
5.1 Nárůst dopravního výkonu 18
5.2 Skutečný součinitel plnění žlabu 18
5.3 Dopravní rychlost 19
6 Výpočet hmotnosti šneku 20
6.1 Hmotnost šnekové hřídele 20
6.2 Hmotnost šnekovice 20
6.2.1 Plocha radiálního řezu šnekovice 20
6.2.2 Poloměr kružnice mezikruží 20
6.2.3 Dráha těžiště plochy radiálního řezu šnekovice 20
6.2.4 Objem šnekovice 21
6.2.5 Výpočet hmotnosti šnekovice 21
6.3 Hmotnost spojovacích čepů 21
6.4 Hmotnost redukcí 22
6.5 Hmotnost vstupního čepu 22
6.6 Hmotnost Výstupního čepu 23
6.7 Celková hmotnost šneku 23
7 Výpočet zaplnění žlabu 24
7.1 Objem dopravovaného materiálu ve žlabu 24
7.2 Hmotnost materiálu ve žlabu 24
7.3 Silové působení materiálu na žlab 24

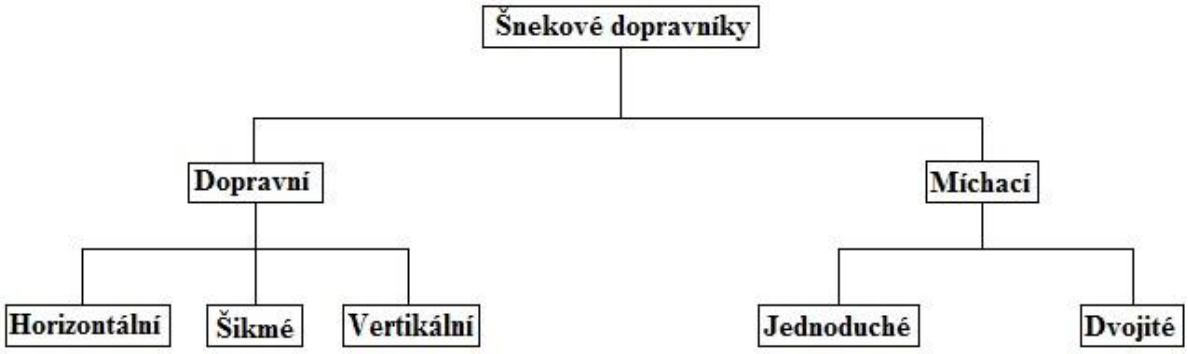
8 Uložení šneku 25
8.1 Úhel stoupání šnekovice 25
8.2 Účinný poloměr šnekovice 25
8.3 Výpočet axiální síly 25
8.3.1 Výpočet axiální síly vlivem posouvajícího se materiálu 25
8.3.2 Výpočet axiální síly vlivem tíhy šneku 26
8.3.3 Celková axiální síla 26
8.4 Radiální síla 26
8.5 Spodní ložisko 27
8.5.1 Ekvivalentní zatížení 28
8.5.2 Základní trvanlivost 28
8.6 Ložisko u pohonu 28
8.6.1 Poměr axiální a radiální síly 29
8.6.2 Ekvivalentní zatížení 29
8.6.3 Základní tvanlivost 29
8.7 Průběžná ložiska 29
8.7.1 Otlačení 30
9 Pevnostní kontrola 31
9.1 Kontrola šnekového hřídele 31
9.1.1 Namáhání ohybem 31
9.1.2 Namáhání krutem 32
9.1.3 Bezpečnost vůči kombinovanému namáhání krut+ohyb 32
9.2 Kontrola spoje hřídele se spojovacím čepem 32
9.2.1 Smyk v čepu 33
9.2.2 Tlak ve hřídeli (spojovacím čepu) 33
9.2.3 Tlak v náboji (redukci) 34
9.3 Kontrola vstupního hřídele 34
9.3.1 Kontrola pera na otlačení 34
9.3.2 Kontrola pera na střih 35
9.3.3 Kontrola svarového spoje 35
9.3.4 Tepelná dilatace šnekového hřídele 36
Závěr 37
Seznam použitých zkratek a symbolů 39
Seznam příloh 43

ÚVOD

Šnekový dopravník je druh transportního zařízení bez tažného elementu, který převáží materiál v uzavřeném žlabu pomocí otáčejícího se šneku. Používá se zejména pro transport sypkých materiálů.

Nejdůležitější části šnekového dopravníku jsou šnek, pohon a žlab. Možnost uložení dopravníku prachotěsně, vzduchotěsně nebo vodotěsně, umožňuje dopravu jedovatých i výbušných látek a především prašných materiálů.

Základní parametry šnekového dopravníku jsou objemová výkonnost Q_V (1÷300 $m^3.h^{-1}$), dopravní vzdálenost L (do 60 m), otáčky šneku n (0,1÷5 s^{-1}) a s ní související dopravní rychlost v (až 0,5 $m.s^{-1}$).



Obr. 1 Rozdělení šnekových dopravníků

Tento druh dopravníku má široké uplatnění například v zemědělství, potravinářství, stavebnictví a chemickém průmyslu. Mezi jeho výhody patří snadná údržba, jednoduchá konstrukce a nízká poruchovost. Jeho nevýhoda spočívá v silném opotřebení šnekovice, možnost drcení dopravovaného materiálu a také vysoký odběr energie.

CÍL PRÁCE

Cílem této bakalářské práce je funkční návrh šikmého šnekového dopravníku pro dopravu elektrárenského popílku.

V úvodu je stručně popsaná funkce šnekového dopravníku, seznámení s jeho jednotlivými částmi a s dopravovaným materiálem. Další kapitoly se zabývají technickými výpočty dopravníku a pevností kontrolou vybraných částí. Vše je doloženo výkresem sestavy zařízení a svařovací podsestavou dílu žlabu.

1 HLAVNÍ ČÁSTI ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

Mezi hlavní části šnekového dopravníku patří šnek, pohon a žlab. Tyto části jsou nezbytné pro jeho funkci.

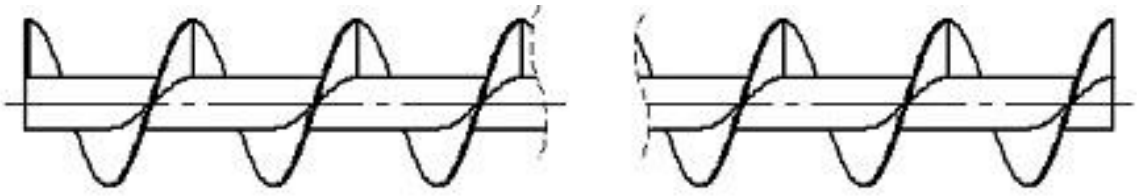
1.1 ŠNEK

Šnek je rotační prvek, pomocí kterého se materiál dopravuje z místa A do místa B. Skládá se ze šnekového hřídele a šnekovice, která je na hřídel navařená. Je uložený v ložiskách na čelech žlabu. Jedno ložisko musí být schopno zachycovat axiální sílu a zpravidla bývá na straně pohonu.

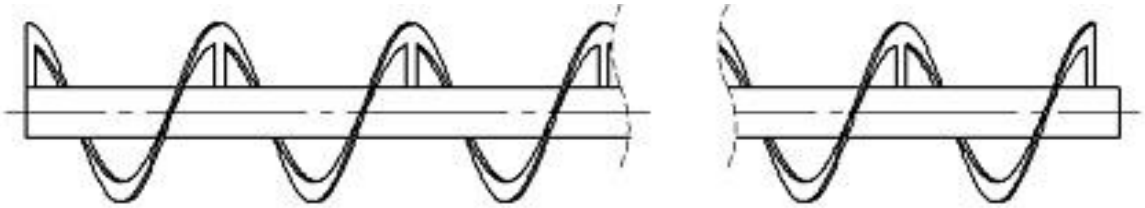
Šneková hřídel je většinou vyrobena z bezešvé trubky z důvodu nižší hmotnosti. Na hřídel se poté navaří postupně po jednom závitu šnekovice a výstupní čepy. Pokud je hřídel delší než 3m je potřeba použít kluzné ložisko i mezi čely a spojovací čep tak, aby byla rozteč jednotlivých dílů hřídele maximálně 2,5÷3 m z důvodu nežádoucího průhybu hřídele.

Šnekovice se vyrábí především z plechu válcováním za tepla a jejich vnější průměry jsou normalizované od 160 do 630 mm. Je kladen důraz na nízké tření mezi šnekovicí a dopravovaným materiálem z důvodu snahy o přímočaré vedení materiálu. Provedení šnekovice jsou buď plné (obr.2) , obvodové (obr.3) , nebo lopatkové.

Plné šnekovice jsou vhodné pro materiály práškovité až jemně zrnité



Obr. 2 Plná šnekovice



Obr. 3 Obvodová šnekovice

1.2 POHON

Pohon šnekových dopravníků bývá nejčastěji realizován asynchronním elektromotorem. Požadované otáčky zajišťuje převodovka.

1.3 ŽLAB

Žlab je část dopravníku, ve kterém se materiál pohybuje. Vyrábí se většinou z plechu o tloušťce 3-8 mm. Mezera mezi šnekem a žlabem se pohybuje mezi 5 až 10 mm. Šnek je ve žlabu uložen excentricky, z důvodu zamezení zadření materiálu a s tím související opotřebení šnekovice. Žlab se spojuje z dílů dlouhých 1,5 - 6m. [1]

2 DOPRAVOVANÝ MATERIÁL

Dopravovaný materiál je elektrárenský popílek, který vzniká spalováním pevných paliv v tepelných elektrárnách, které jsou zachyceny z kouřových plynů odlučovačem. Čím méně je palivo kvalitní (např. uhlí), tím více je v něm nespalitelných anorganických příměsí, které popílek tvoří.
Popílek se skládá z velmi jemných částic o velikosti přibližně 0,01 - 0,2 mm.
Využívá se ve značné míře ve stavebnictví, a to především ve výrobě betonu, kde šetří část pojiva. Uvádí se, že má podobné vlastnosti jako cement. [8]

3 NÁVRH ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ

Zadané parametry jsou: Dopravní délka = 15 m
Dopravní množství = 25000 kg.h^{-1}
Sklon = 15°

3.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$Q_V = \frac{Q}{\gamma}\ [m^3.h^{-1}] \qquad (1)$$

$$Q_V = \frac{2500}{800} = 31{,}25\ m^3.h^{-1}$$

Vztah (1) dle [1] str.208, kde:
Q..... Dopravní výkon [kg.h^{-1}]. Ze zadání Q = 25000 kg.h^{-1}
γ..... Sypná objemová hmotnost dopravovaného materiálu [kg.m^{-3}], dle [2] se hodnoty pro popílek pohybují v rozmezí γ = 800÷1200 kg.m^{-3}, zvoleno γ = 800 kg.m^{-3}.

3.2 NÁVRH PRŮMĚRU ŠNEKOVICE

Pro objemový dopravní výkon platí vztah [1] str. 208.

$$Q_V = 3600.\frac{\pi.D^2}{4}.s.\Psi.n.c_H\ [m^3.h^{-1}] \qquad (2)$$

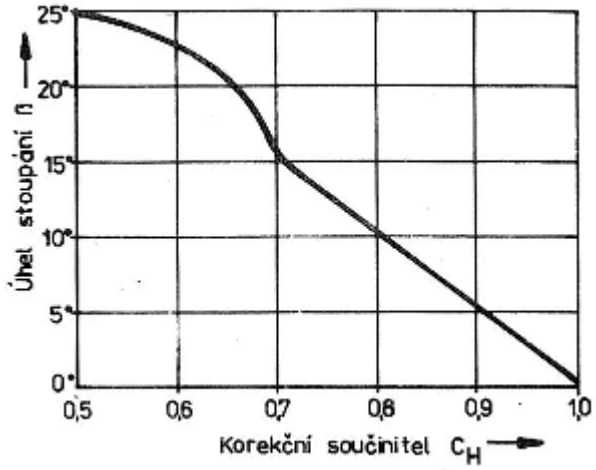
Vztah (2) dle [1], str.208, kde:

D..... Průměr šnekovice [m]
Ψ..... Součinitel plnění žlabu [-]. Dle [1] tab. 9.1. str, 209 volím Ψ = 0,45 (neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý)
s..... Stoupání šnekovice [m]. Dle [1] str. 208 je s≈D pro menší průměry šnekovice
c_H..... Korekční součinitel [-]. Dle obr.5 je přibližně 0,71
n..... Otáčky šneku [s^{-1}]. Zvoleno 1,5 z důvodu, aby byla obvodová rychlost šneku maximálně 0,5 m.s^{-1}

Vyjádřením průměru šnekovice D ze vztahu (2) dostaneme:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4.Q_V}{3600.\pi.\Psi.c_H}} = 0{,}258615\ \text{m}$$

Je zvolen normalizovaný průměr šnekovice D = 0,32 m podle normy ČSN ISO 1051.



Obr. 5 z [1] obr. 9.7. str.209

3.3 DOPRAVNÍ VÝŠKA A VODOROVNÁ VZDÁLENOST

Lze vypočítat pomocí goniometrických funkcí

$$sin15° = \frac{h}{15}\ [-] \tag{3}$$

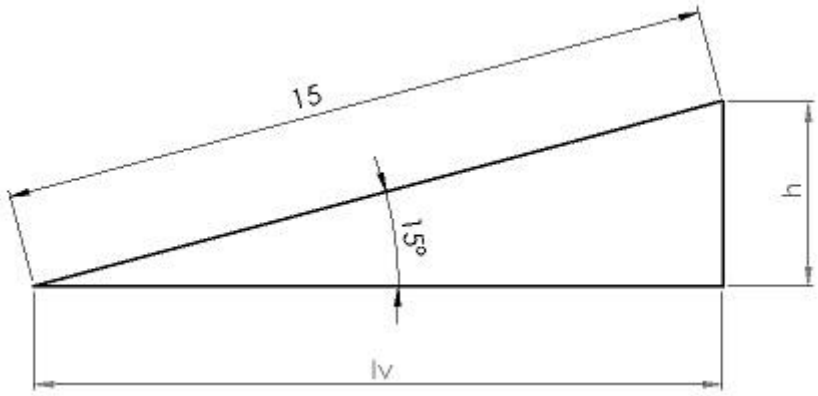
$$h = sin15°.15 = 3{,}882\ m$$

$$cos15° = \frac{l_v}{15}\ [-] \tag{4}$$

$$l_v = cos15°.15 = 14{,}49\ m$$

kde:

h..... Dopravní výška [m]
l_v..... Vodorovná vzdálenost [m]



Obr.6 Dopravní a vodorovná vzdálenost.

4 NÁVRH POHONU

V případě šikmého šnekového dopravníku bude použit asynchronní elektromotor s převodovkou, umístěný u výstupu z důvodu zabránění možnosti vzniku vzpěru. Jedná se tedy o dopravník tažný.

4.1 MINIMÁLNÍ POTŘEBNÝ VÝKON

$$P = \frac{Q_V . \gamma . g}{3600} . (l_v . w \pm h) \quad (5)$$

$$P = 2274{,}3\ W$$

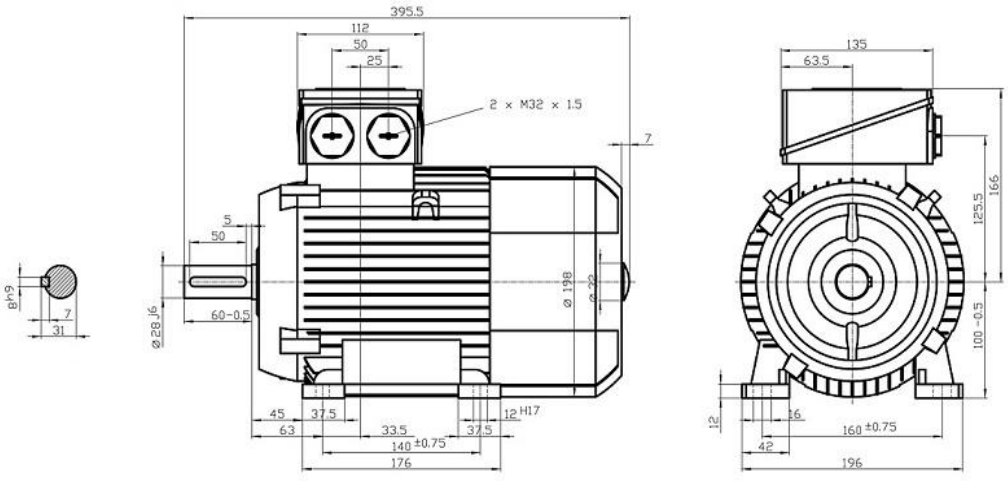
Vztah (4) dle [1], str.209, kde:

Q_V..... Objemový dopravní výkon [$m^3.h^{-1}$]
ɣ..... Sypná objemová hmotnost dopravovaného materiálu [$kg.m^{-3}$]
P..... Výkon pohonu [W]
g..... Tihové zrychlení [$m.s^{-2}$]. Je uvažováno 9,81$m.s^{-2}$
w..... Globální součinitel odporu [-]. Dle [1] tab. 9.2. Zvolena hodnota 3,0 pro cement.
l_v..... Vodorovná vzdálenost [m]
h..... Dopravní výška [m]

4.2 VOLBA MOTORU

Z minimálního potřebného výkonu je vybrána nejbližší vyšší řada motorů o výkonu 3 kW a otáčkami 1400 min^{-1}.

Konkrétně je zvolen asynchronní trojfázový elektromotor SIEMENS 1LE 1002 - 1AB52 - 2AA4 který byl vybraný z katalogu [4].



Obr.7 z katalogu [4] Rozměry elektromotoru.

4.3 VOLBA PŘEVODOVKY

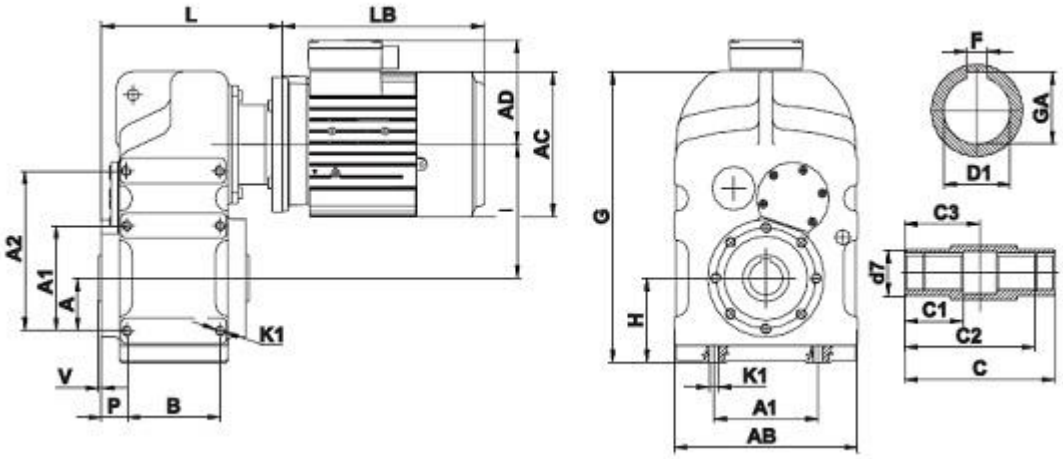
Převodovka byla zvolena čelní plochá TNC 42 od firmy TOS - Znojmo z katalogu [5] jejíž základní parametry jsou uvedené v tab. 1.

i	n_2	M_2	F_r
17,8	79	328	8400

Tab. 1 Základní parametry převodovky

kde:

i..... Převodový poměr [-]
n_2..... Výstupní otáčky [min^{-1}]
M_2..... Výstupní moment [N.m]
F_r..... Radiální síla [N]



Obr. 8 z katalogu [5] Rozměry převodovky (v milimetrech).

A	A1	A2	B	P	L	I	G	H	AB	C	C1	C2	C3	K1
70	140	240	140	33	250	200	425	123	270	210	70-70	183	105	M16x20

5 KONTROLA DOPRAVNÍHO VÝKONU

Protože byly změneny otáčky šneku a byl zvolen skutečný průměr šnekovice, je potřeba vypočítat skutečné hodnoty dopravního výkonu.

$$Q_{Vskut} = 3600.\frac{\pi.D^2}{4}.s.\Psi.n_2.c_H \ [m^3.h^{-1}] \quad (6)$$

$$Q_{Vskut} = 3600.\frac{\pi.0{,}32^2}{4}.0{,}32\,.0{,}45\,.1{,}316\,.0{,}71 = 38{,}96\,m^3.h^{-1}$$

kde:

Q_{Vskut}.....Skutečný objemový dopravní výkon [$m^3.h^{-1}$]
D..... Průměr šnekovice [m]
Ψ..... Součinitel plnění žlabu [-]. Dle [1] tab. 9.1. str, 209 volím Ψ = 0,45 (neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý)
s..... Stoupání šnekovice [m]. Dle [1] str. 208 je s≈D pro menší průměry šnekovice
c_H..... Korekční součinitel [-]. Dle obr.5 je přibližně 0,71
n..... Otáčky šneku [s^{-1}].

5.1 NÁRŮST DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$Q_N = \frac{Q_{Vskut} - Q_V}{Q_V}.100\ [\%] \quad (7)$$

$$Q_N = \frac{38{,}96 - 31{,}25}{31{,}25}.100 = 24{,}7\ \%$$

kde:

Q_{Vskut}.. Skutečný objemový dopravní výkon [$m^3.h^{-1}$]
Q_V..... Objemový dopravní výkon [$m^3.h^{-1}$]

Jelikož je nárůst 24,7 %, poměrně vysoký, bude pro vyhovění zadání lepší změnit součinitel plnění žlabu.

5.2 SKUTEČNÝ SOUČINITEL PLNĚNÍ ŽLABU

$$Q_V = 3600.\frac{\pi.D^2}{4}.s.\Psi.n.c_H\ [m^3.h^{-1}] \quad (8)$$

$$\Psi_{skut} = \frac{4.Q_V}{3600.\pi.D^2.s.n.c_H}\ [-]$$

$$\Psi_{skut} = \frac{4\,.31{,}25}{3600.\pi.0{,}32^2.0{,}32\,.1{,}136\,.0{,}71} = 0{,}41$$

kde:

D..... Průměr šnekovice [m]
s..... Stoupání šnekovice [m]. Dle [1] str. 208 je s≈D pro menší průměry šnekovice
c_H..... Korekční součinitel [-]. Dle obr.5 je přibližně 0,71
n..... Otáčky šneku [s^{-1}].

Skutečný součinitel se od navrženého liší o 4% , což je malý rozdíl a lze toho dosáhnout snížením dodávky popílku.

5.3 DOPRAVNÍ RYCHLOST

Dle [1] str. 206 může být dopravní rychlost šnekového dopravníku maximálně 0,5 m.s^{-1}.

$$v = s.n\ [m.s^{-1}] \quad (9)$$
$$v = 0{,}32\ .\ 1{,}317 = 0{,}42\ m.s^{-1}$$
$$v < 0{,}5\ m.s^{-1}$$ Podmínka splněna.

Vztah (7) dle [1], str. 209, kde:
v.....Dopravní rychlost [m.s^{-1}]

6 VÝPOČET HMOTNOSTI ŠNEKU

Celková hmotnost šneku je součet hmotností všech jeho částí, tedy hřídelí, šnekovice, spojovacích čepů a redukcí.
Tento výpočet je důležitý pro určení reakčních sil v ložiskách.

6.1 HMOTNOST ŠNEKOVÉ HŘÍDELE

$$m_h = m_{1m}.l_h.i_h\ [kg] \quad (10)$$
$$m_h = 16{,}40.(2{,}57\ .6) = 252{,}89\ kg$$

kde:
m_h..... Celková hmotnost hřídele [kg]
m_{1m}.....Hmotnost jednoho metru trubky o tloušťce 7mm [kg]. Dle [7] str. 466 m_{1m} = 16,40kg
l_h..... Délka dílu části šnekového hřídele [m]. Zvoleno l_2 = 2,57m pro počet závitů 8.
i_h..... Počet dílů části šnekového hřídele [-].

6.2 HMOTNOST ŠNEKOVICE

Výpočet proveden na základě druhé Guldinovy věty [8].

6.2.1 PLOCHA RADIÁLNÍHO ŘEZU ŠNEKOVICE

$$S_r = \frac{D - D_h}{2}.t\ [m^3] \quad (11)$$
$$S_r = \frac{0{,}32 - 0{,}102}{2}.0{,}006 = 6{,}54.10^{-4}\ m^2$$

kde:
D..... Průměr šnekovice [m].
D_h..... Průměr hřídele šneku [m].
t..... Tloušťka plechu šnekovice [m].

6.2.2 POLOMĚR KRUŽNICE MEZIKRUŽÍ

$$R = \frac{D + D_h}{4}\ [m] \quad (12)$$
$$R = \frac{0{,}32 + 0{,}102}{4} = 0{,}106\ m$$

kde:
D..... Průměr šnekovice [m].
D_h..... Vnější průměr hřídele šneku [m].

6.2.3 DRÁHA TĚŽIŠTĚ PLOCHY RADIÁLNÍHO ŘEZU ŠNEKOVICE

$$x_{sp} = \sqrt{(2\pi.R)^2 + s^2}\ [m] \quad (13)$$

$$x_{sp} = \sqrt{(2\pi.0{,}211)^2 + 0{,}32^2} = 0{,}736\ m$$

kde:
R..... Poloměr kružnice mezikruží [m].
s..... Stoupání šnekovice [m].

6.2.4 OBJEM ŠNEKOVICE

$$V_{š} = x_{sp}.S_r.\ i_{š}\ [m^3] \tag{14}$$
$$V_{š} = 0{,}736\ .\ 6{,}54.10^{-4}\ .\ 48 = 0{,}0231\ m^3$$

kde:
x_{sp}..... Dráha těžiště plochy radiálního řezu šnekovice [m].
S_r..... Plocha radiálního řezu šnekovice [m^2].
$i_{š}$..... Počet závitů šnekovice [-].

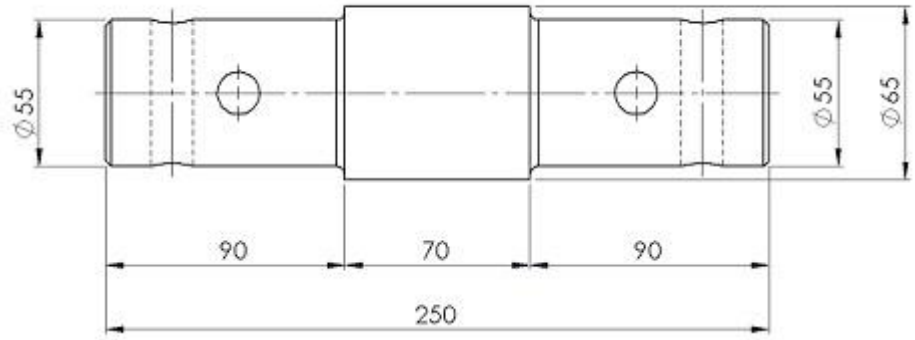
6.2.5 VÝPOČET HMOTNOSTI ŠNEKOVICE

$$m_{š} = V_{š}.\rho_{ocel}\ [kg] \tag{15}$$
$$m_{š} = 0{,}0231.7850 = 181{,}37\ kg$$

kde:
$V_{š}$..... Objem šnekovice [m^3].
ρ_{ocel}.....Hustota oceli [$kg.m^{-3}$].

6.3 HMOTNOST SPOJOVACÍCH ČEPŮ

Při výpočtu ostatních částí, bylo postupováno analogicky.
Objem čepu uvažován bez děr.

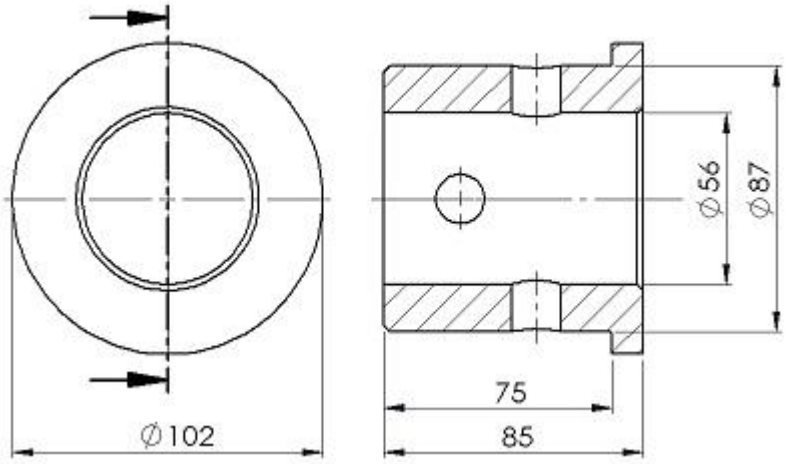


Obr. 9 Spojovací čep

$$m_{sč} = \left(2.\frac{\pi.0{,}055^2}{4}.0{,}09 + \frac{\pi.0{,}065^2}{4}.0{,}07\right).7850\ .\ 5 = 25{,}88\ kg \tag{16}$$

6.4 HMOTNOST REDUKCÍ

Objem redukce uvažován bez děr.

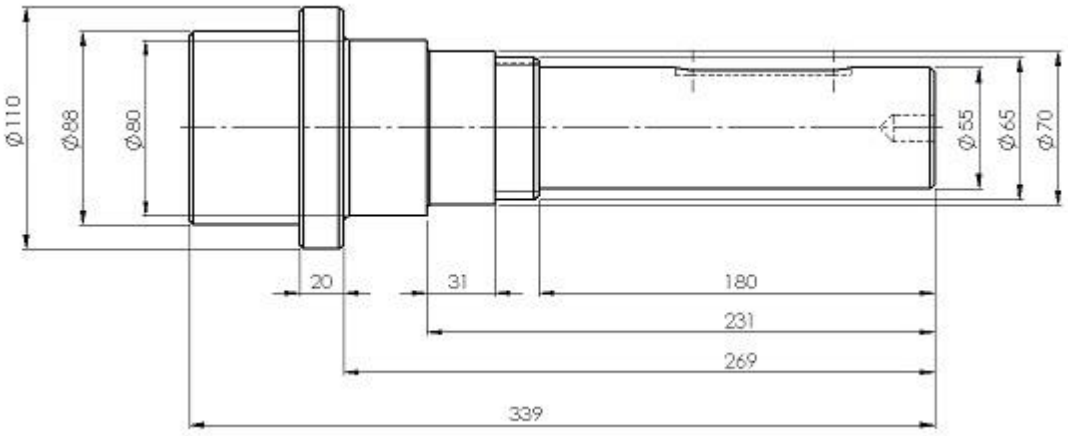


Obr.10 Redukce

$$m_r = \left(\frac{\pi.0{,}102^2}{4}.0{,}01 + \frac{\pi.0{,}087^2}{4}.0{,}075 - \frac{\pi.0{,}056^2}{4}.0{,}085\right).7850\,.5 = 12{,}49kg \quad (17)$$

6.5 HMOTNOST VÝSTUPNÍHO ČEPU

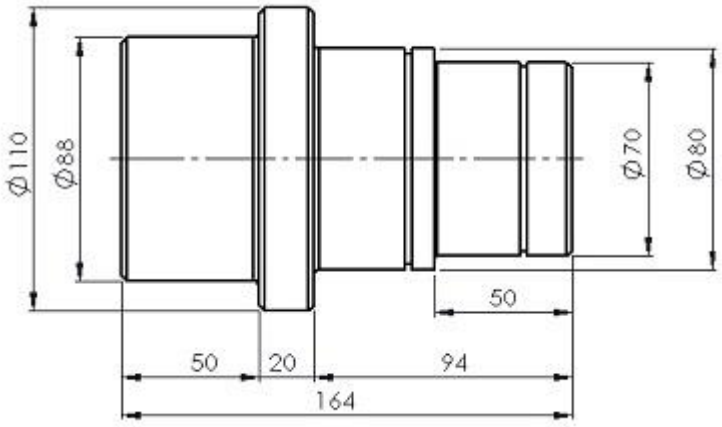
Objem výstupního čepu je uvažován bez drážky pro pero, závitové díry a drážky pro pojišťovací kroužek.



Obr. 11 Výstupní čep

$$m_{výstč} = \left(\frac{\pi.0{,}05^2}{4}.0{,}088 + \frac{\pi.0{,}11^2}{4}.0{,}02 + \frac{\pi.0{,}08^2}{4}.0{,}038 + \frac{\pi.0{,}07^2}{4}.0{,}031 + \frac{\pi.0{,}065^2}{4}.0{,}051 + \frac{\pi.0{,}055^2}{4}.0{,}18\right).7850 = 10{,}39\,kg \quad (18)$$

6.6 HMOTNOST VSTUPNÍHO ČEPU



Obr. 12

$$m_{vstupč} = \left(\frac{\pi.0{,}088^2}{4}.0{,}05 + \frac{\pi.0{,}11^2}{4}.0{,}02 + \frac{\pi.0{,}08^2}{4}.0{,}044 + \frac{\pi.0{,}07^2}{4}.0{,}05\right).7850$$
$$= 7{,}126\ kg \quad (19)$$

6.7 CELKOVÁ HMOTNOST ŠNEKU

$$m_c = m_h + m_{š} + m_{sč} + m_r + m_{vstupč} + m_{výstč}\ [kg] \quad (20)$$

$$m_c = 252{,}89 + 181{,}37 + 25{,}88 + 12{,}49 + 10{,}39 + 7{,}126 = 490{,}146\ kg$$

7 VÝPOČET ZAPLNĚNÍ ŽLABU

7.1 OBJEM DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU VE ŽLABU

$$V = \frac{\pi . D^2}{4} . \Psi . l \; [m^3] \tag{21}$$

$$V = \frac{\pi . 0{,}32^2}{4} . 0{,}41 \; .15 = 0{,}49 \; m^3$$

kde:

D..... Průměr šnekovice [m]
Ψ..... Součinitel plnění žlabu [-]. $\Psi = \Psi_{skut} = 0{,}41$
l..... Dopravní délka [m]. Zadáno l = 15 m.

7.2 HMOTNOST MATERIÁLU VE ŽLABU

$$m_m = V . \gamma \; [kg] \tag{22}$$

$$m_m = 0{,}49 \; .800 = 392 \; kg$$

kde:

V..... Objem dopravovaného materiálu ve žlabu [m^3]
γ..... Sypná objemová hmotnost dopravovaného materiálu [$kg.m^{-3}$]

7.3 SILOVÉ PŮSOBENÍ MATERIÁLU NA ŽLAB

$$F_m = m_m . g \; [N] \tag{23}$$

$$F_m = 392 \; . 9{,}81 = 3845{,}52 \; N$$

kde:

m_m..... Hmotnost materiálu ve žlabu [kg]
g..... Tihové zrychlení [$m.s^{-2}$]. Je uvažováno 9,81$m.s^{-2}$

8 ULOŽENÍ ŠNEKU

Při návrhu uložení je potřeba myslet na to, že na šnek působí axiální síla, kterou je třeba zachytit ložiskem. Axiální síla je způsobena pohybem materiálu v dopravníku a při nakloněném dopravníku navíc tíhovou silou šneku. Její účinek lze zachytit ložiskem, zpravidla axiálním nebo soudečkovým.

8.1 ÚHEL STOUPÁNÍ ŠNEKOVICE

Z toho důvodu, že se závit šnekovice dá rozložit do dvou směrů, na sebe kolmých, lze úhel stoupání vypočítat pomocí rozvinutého tvaru jednoho závitu goniometrickými funkcemi.

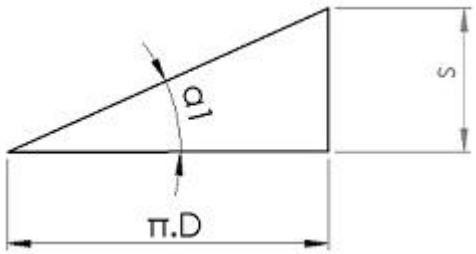
$$\tan \alpha_1 = \frac{s}{\pi . D} \; [-] \tag{24}$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1}\left(\frac{s}{\pi . D}\right) = 17°39"$$

kde:

s..... Stoupání šnekovice [m].

D..... Průměr šnekovice [m]



Obr. 13 Úhel stoupání.

8.2 ÚČINNÝ POLOMĚR ŠNEKOVICE

$$R_S = (0{,}35 \div 0{,}4).D \; [m] \tag{25}$$

$$R_S = 0{,}35 \; .0{,}32 = 0{,}112 \; m$$

Zvoleno 0,35 z důvodu dimenzování axiální síly.

Vztah (9) dle [1] str. 210, kde:

D..... Průměr šnekovice [m]

8.3 VÝPOČET AXIÁLNÍ SÍLY

8.3.1 VÝPOČET AXIÁLNÍ SÍLY VLIVEM POSOUVAJÍCÍHO SE MATERIÁLU

$$F_M = \frac{M_2}{R_S . \tan(\alpha_1 + \phi_1)} \; [N] \tag{26}$$

$$F_M = \frac{328}{0{,}112 . \tan(17°39" + 25°)} = 3184{,}5 \; N$$

Vztah (10) dle [1], str. 210, kde:

R_S..... Účinný poloměr šnekovice [m]
α_1..... Úhel stoupání šnekovice.
ϕ_1..... Třecí úhel mezi šnekem a materiálem. Dle [6] str. 1616 tab. 8.219 $\varphi_1 = 25°$ pro cement sypaný a popel koksový.

8.3.2 VÝPOČET AXIÁLNÍ SÍLY VLIVEM TÍHY ŠNEKU

Lze vypočítat pomocí funkce sinus

$$F_T = m_c . g . \sin(15°)\ [N] \quad (27)$$
$$F_T = 490{,}146 \,.\, 9{,}81 \,.\, \sin(15°) = 1244{,}48\ N$$

8.3.3 CELKOVÁ AXIÁLNÍ SÍLA

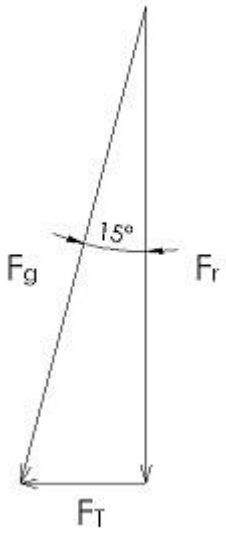
$$F_A = F_T + F_M = 4428{,}98\ N \quad (28)$$

8.4 RADIÁLNÍ SÍLA

Nejdříve je potřeba pomocí goniometrických funkcí vypočítat celkovou radiální sílu vlivem tíhy šneku.

$$F_r = \cos(15°) \,.\, m_c . g\ [N] \quad (29)$$

$$F_r = \cos(15°) \,.\, 490 \,.\, 9{,}81 = 4643{,}1N$$

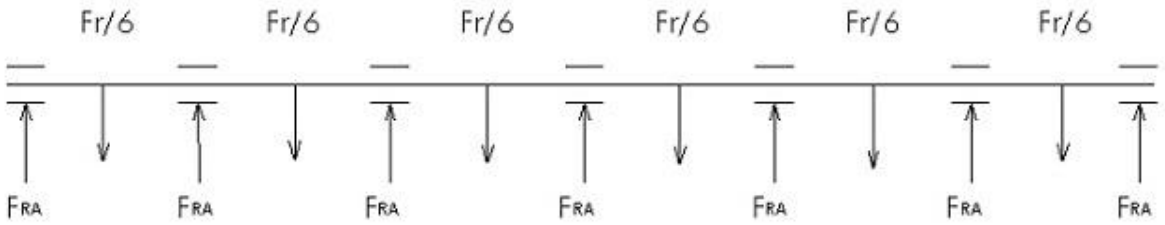


obr. 14 Rozklad tíhové síly

Za použití zjednodušujícího předpokladu, že radiální síla bude působit na všechna ložiska rovnoměrně, lze reakce v ložiskách vypočítat dle vztahu (30) podle obr. 15.

$$\sum F_Y = 6.\frac{F_r}{6} - 7.F_{RA} = 0\ [N] \tag{30}$$

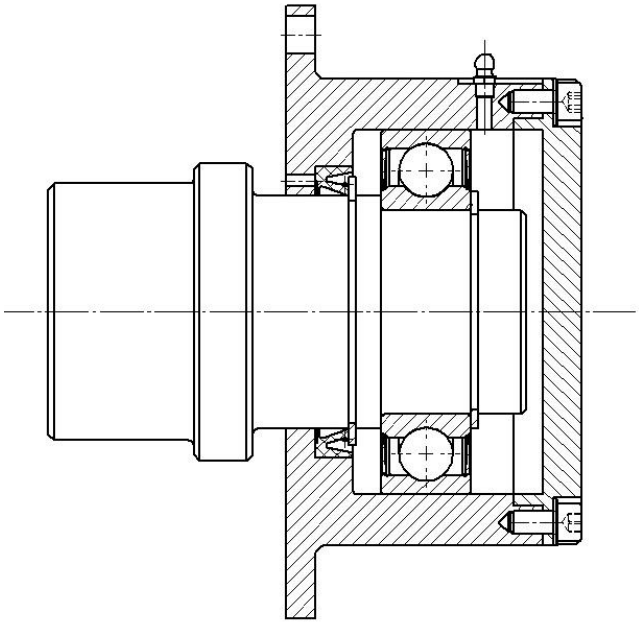
$$\rightarrow\ F_{RA} = \frac{4643{,}1}{7} = 663{,}3N$$



Obr. 15 Reakce v ložiskách

8.5 SPODNÍ LOŽISKO

Spodní ložisko bude sloužit k zachycení radiální síly o velikosti 663,3 N a z toho důvodu stačí použít jednořadé kuličkové ložisko. Vybráno bylo ložisko 6014-2RS1 od firmy SKF, zajištěné pojišťovacím kroužkem a bude mazáno shora pomocé tlakové maznice.



Obr.16 Uložení spodního ložiska

Parametry ložiska potřebné pro výpočet: C_s = 39,7 kN
C_{s0} = 31 kN

kde:

C_s..... Dynamická únosnost spodního ložiska [N].
C_{s0}..... Statická únosnost spodního ložiska [N].

8.5.1 EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

Protože je ložiskem zachycována pouze radiální síla a axiální síla je nulová, bude ekvivalentní zatížení rovno radiálnímu zatížení v místě A. Dle [7] str. 506.

$$P_s = F_{RA}\ [N] \tag{31}$$
$$P_s = 663{,}3\ N$$

8.5.2 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST

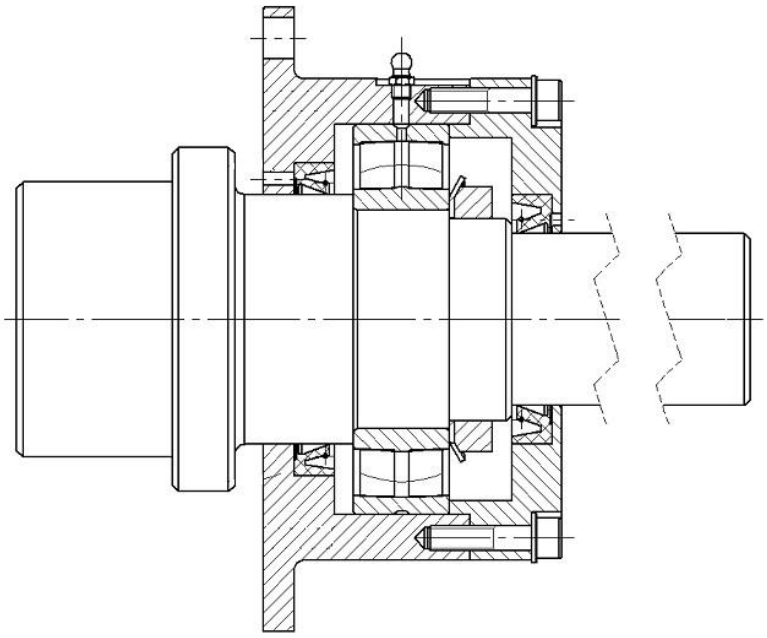
Podle [9] str. 626, lze základní trvanlivost ložiska vypočítat následovně.

$$L_{s10} = \left(\frac{C_s}{P_s}\right)^3 . \frac{10^6}{60.n}\,[hod.] \tag{32}$$
$$L_{s10} = \left(\frac{39700}{663{,}3}\right)^3 . \frac{10^6}{60.79} = 4{,}523.10^7\ hod. \qquad \text{Navržené ložisko VYHOVUJE}$$

kde:
C_s..... Dynamická únosnost spodního ložiska [N].
P_s..... Ekvivalentní zatížení spodního ložiska [N].
n..... Otáčky šneku [min^{-1}]. Dle tab. 1 n=79 min^{-1}

8.6 LOŽISKO U POHONU

Ložisko u pohonu musí zachytit jak radiální, tak axiální sílu, proto je zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko 22214 E od firmy SKF, zajištěné maticí KM s pojistným kroužkem MB a bude opět mazané ze shora, jako u spodního ložiska.



Obr.17 Uložení ložiska u pohonu.

Parametry ložiska potřebné pro výpočet Dle [10] str.39:

C_p=	213 kN
C_{p0}=	228 kN
e=	0,23
Y_1=	2,9
Y_2=	4,4

kde:
C_p..... Dynamická únosnost ložiska u pohonu [N].
C_{p0}..... Statická únosnost ložiska u pohonu [N].
e..... Výpočtový koeficient [-].
Y_1..... Koeficient radiálního dynamického zatížení [-].
Y_2..... Koeficient axiálního dynamického zatížení [-].

8.6.1 POMĚR AXIÁLNÍ A RADIÁLNÍ SÍLY

$$\frac{F_A}{R_B} = \frac{4428{,}98}{663{,}3} = 6{,}7 > e \qquad (33)$$

kde:
F_A..... Celková axiální síla [N].
F_{RA}..... Radiální síla v ložisku [N].

8.6.2 EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

$$P_p = Y_1 . F_{RA} + Y_2 . F_A \ [N] \qquad (34)$$
$$P_p = 2{,}9 \,.\, 663{,}3 + 4{,}4 \,.\, 4428{,}97 = 21411{,}08 \ N$$

kde:
Y_1..... Koeficient radiálního dynamického zatížení [-].
Y_2..... Koeficient axiálního dynamického zatížení [-].
F_A..... Celková axiální síla [N].
F_{RA}..... Radiální síla v ložisku [N].

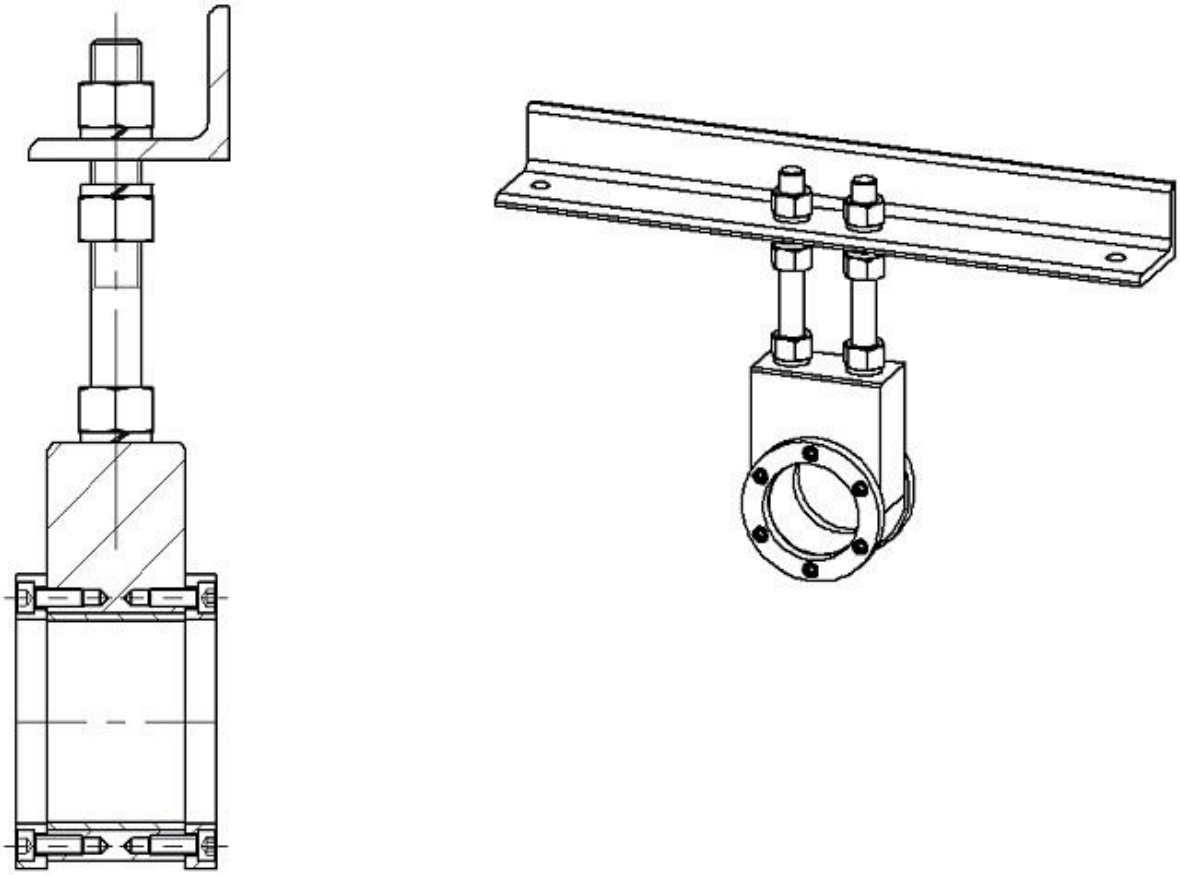
8.6.3 ZÁKLADNÍ TVANLIVOST

$$L_{p10} = \left(\frac{C_p}{P_p}\right)^3 . \frac{10^6}{60 . n} [hod.] \qquad (35)$$
$$L_{p10} = \left(\frac{213000}{21411{,}08}\right)^3 . \frac{10^6}{60.79} = 2{,}07 . 10^5 \ hod.$$ Navržené ložisko VYHOVUJE.

kde:
C_p..... Dynamická únosnost spodního ložiska [N].
P_p..... Ekvivalentní zatížení spodního ložiska [N].
n..... Otáčky šneku [min^{-1}]. Dle tab. 1 n=79 min^{-1}

8.7 PRŮBĚŽNÁ LOŽISKA

Průběžná ložiska slouží k zachycení radiálních sil vlivem tíhy šneku, je jich celkem 5. Byly zvoleny kluzná ložiska PCM 657050 B od firmy SKF z kompozitu a teflonovou kluznou vrstvou podle [11] str. 35, které se vyznačují hlavně tím, že jsou tzv "suché" a podle výrobce není potřeba je mazat. Kluzné ložisko bylo kontrolováno na otlačení.



Obr.18 Uložení průběžného ložiska

8.7.1 OTLAČENÍ

$$p_k = \frac{F_{RA}}{S_k} = \frac{F_{RA}}{b_k . d_k} = \frac{663{,}3}{0{,}04 \,.\, 0{,}065} = 0{,}255\ MPa \qquad (36)$$

kde:

F_{RA}..... Radiální síla v ložisku [N].
S_k..... Styková plocha kluzného ložiska [m^2].
b_k..... Šířka kluzného ložiska [m]. b_k=0,04m.
d_k..... Vnitřní průměr kluzného ložiska [m]. d_k=0,065m.

9 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Tato kapitola se zabývá pevnostní kontrolou šnekového hřídele, pera, lícovaného spoje hřídelů čepem, svarového spoje hřídele se vstupním/výstupním čepem, a také tepelnou dilatací šneku.

9.1 KONTROLA ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE

Jelikož je hřídel namáhaný na ohyb a krut, je potřeba jej zkontrolovat.Vzhledem k tomu, že se hřídel skládá z šesti stejně dlouhých dílů, stačí zkontrolovat pouze jeden. Hřídel je podle [7] str. 300 vyrobena z materiálu 11 353.0. Mez kluzu je podle [11] pro E235 což je evropský ekvivalent normy ČSN σ_k = 235-300 MPa. Volím nejnižší mez kluzu σ_k=235 MPa

9.1.1 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

TÍHA JEDNOHO DÍLU ŠNEKU

$$F_g = \left(\frac{m_š}{6} + \frac{m_h}{6}\right).g\ [N] \tag{37}$$

$$F_g = \left(\frac{181{,}37}{6} + \frac{252{,}89}{6}\right).9{,}81 = 710{,}015\ N$$

kde:

$m_š$..... Hmotnost šnekovice [kg]. Ze vztahu (15) $m_š$=181,37 kg.

m_h..... Hmotnost hřídele [kg]. Ze vztahu (10) m_h=252,89 kg.

g..... Tíhové zrychlení [$m.s^{-2}$].

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{Omax} = \frac{F_g}{2}.\frac{l_h}{2}\ [N.m] \tag{38}$$

$$M_{Omax} = \frac{710{,}015}{2}.\frac{2{,}57}{2} = 456{,}18\ N.m$$

kde:

l_h..... Délka jedné části šneku [m]. l_h=2,57m.

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_O = 0{,}1.\frac{D_h^4 - d_h^4}{D_h}\ [mm^4] \tag{39}$$

$$W_O = 0{,}1.\frac{102^4 - 88^4}{102} = 4{,}7.10^4 mm^4$$

Vztah (36) Dle [7] str. 40, kde:

D_h..... Vnější průměr hřídele [m]. D_h=0,102m.

d_h..... Vnitřní průměr hřídele [m]. d_h=0,088m.

NAPĚTÍ V OHYBU

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_O}\ [MPa] \tag{40}$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{4{,}56.10^5}{4{,}7.10^4} = 9{,}7MPa$$

9.1.2 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

MODUL PRŮŘEZU V KRUTU

$$W_k = 0{,}2.\frac{D_h^4 - d_h^4}{D_h}\ [mm^4] \tag{41}$$

$$W_k = 0{,}2.\frac{102^4 - 88^4}{102} = 9{,}46.10^4 mm^4$$

NAPĚTÍ V KRUTU

$$\tau_{kmax} = \frac{M_2}{W_k}\ [MPa] \tag{42}$$

$$\tau_{kmax} = \frac{3{,}28.10^5}{9{,}46.10^4} = 3{,}46\ MPa$$

kde:
M_2..... Výstupní moment z převodovky. Z tab. 1 M_2=328 N.m

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ OHYB+KRUT

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Omax}^2 + 4.{\tau_{kmax}}^2}[MPa] \tag{43}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{9{,}7^2 + 4\ .3{,}46^2} = 11{,}91\ MPa$$

9.1.3 BEZPEČNOST VŮČI KOMBINOVANÉMU NAMÁHÁNÍ KRUT+OHYB

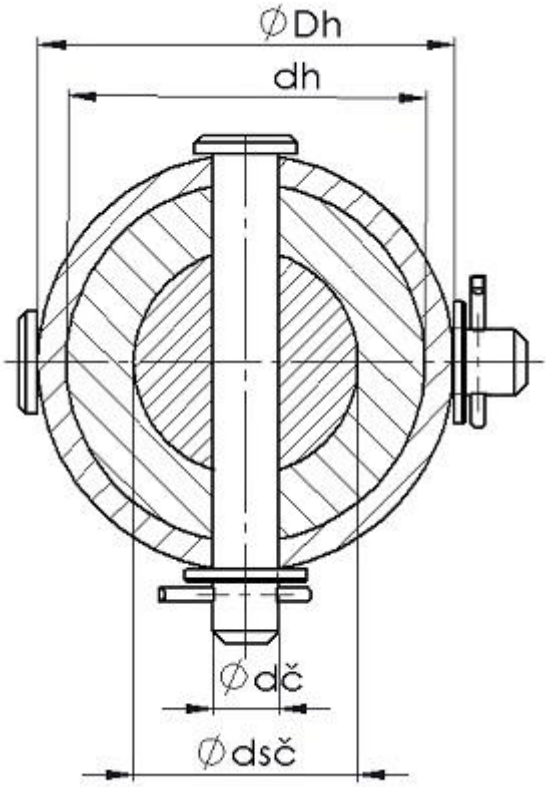
$$k_k \leq \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}}[-] \tag{44}$$

$$k_k \leq \frac{325}{11{,}91} = 27{,}3$$

→Hřídel na vypočtené namáhání v ohybu a krutu *VYHOVUJE*.

9.2 KONTROLA SPOJE HŘÍDELE SE SPOJOVACÍM ČEPEM

Spoj je proveden pomocí dvou čepů s hlavou, které jsou pojištěny závlačkami. Čep je vyroben z automatové oceli s mezí kluzu σ_{k2}=215 MPa . Spojovací čep je vyroben z materiálu 11 600 a dle [7] str. 234 s mezí kluzu σ_{k3}=295 MPa. Protože je čep s hlavou vyroben z materiálu s nižší mezí kluzu než spojovací čep, byla provedena jeho kontrola vůči smyku.



Obr.19 Spoj hřídele s čepem.

MEZ KLUZU VE SMYKU

$$\tau_{sk} = 0{,}577.\sigma_k\ [MPa] \tag{45}$$

Pro výpočet meze kluzu ve smyku je použitý vztah (44) [9] str.279.

9.2.1 SMYK V ČEPU

$$\tau_{č} = \frac{4.M_2}{\pi.{d_{č}}^2.d_{sč}.i_{č}}\ [MPa] \tag{46}$$

$$\tau_{č} = \frac{4.328}{\pi.0{,}016^2.0{,}055.2} = 14{,}83\ MPa\ \leq 0{,}577.\sigma_{k2}\quad Čep\ na\ smykové\ napětí\ VYHOVUJE.$$

vztah (43) vychází z [12], str. 73 kde:
M_2..... Výstupní moment z převodovky[N.m]. Z tab. 1 M_2=328 N.m
$d_č$..... Průměr čepu [m]. $d_č$=0,016m
$d_{sč}$..... Průměr spojovacího čepu [m]. $d_{sč}$=0,055m
$i_č$..... Počet čepů [-]. $i_č$=2.

9.2.2 TLAK VE HŘÍDELI (SPOJOVACÍM ČEPU)

Dle [7] str. 55 je dovolený tlak pro materiál 11 600 $p_{Dsč}$=75 MPa

$$p_{sč} = \frac{6.M_2}{{d_{sč}}^2.d_{č}.i_{č}}\ [MPa] \tag{47}$$

$$p_{sč} = \frac{6.328}{0{,}055^2 . 0{,}016.2} = 20{,}33MPa \leq p_{Dsč}$$

→ Spojovací čep na vypočtený tlak *VYHOVUJE*.

Vztah (44) vychází z [12], str. 73.

9.2.3 TLAK V NÁBOJI (REDUKCI)

Jelikož je redukce vyrobena ze stejného materiálu jako spojovací čep, tak i dovolený tlak je stejný p_{Dr}=75 MPa.

$$p_r = \frac{4. M_2}{d_č . \left(d_h^2 - d_{sč}^2\right) . i_č} [MPa] \quad (48)$$

$$p_r = \frac{4.328}{0{,}016 . (0{,}088^2 - 0{,}055^2) . 2} = 8{,}68MPa \leq p_{Dr}$$

→Redukce na vypočtený tlak *VYHOVUJE*.

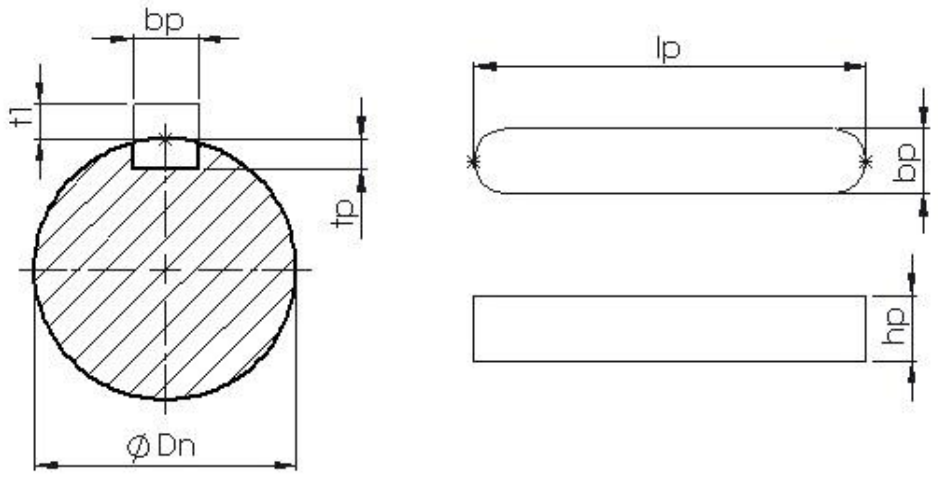
Vztah (45) vychází z [12], str. 73.

9.3 KONTROLA VSTUPNÍHO HŘÍDELE

U vstupního hřídele byl kontrolován svárový spoj vůči smyku a pero, které přenáší kroutící moment z převodovky na šnekový hřídel. Pero bylo kontrolováno na otlačení a střih.

9.3.1 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Zvolené těsné pero 16e7 x 10 x 80 ČSN 02256 je vyrobeno opět z materiálu 11 600 s mezí kluzu σ_{k3}=295 MPa. Dovolený tlak je p_{Dp}=75MPa.



Obr.20 Rozměry pera.

$$p_p = \frac{2.M_2}{D_n.t_1.l_p}[MPa] \quad (49)$$

$$p_p = \frac{2.328}{0{,}055.0{,}0038.0{,}08} = 39{,}23\ MPa \leq p_{Dp}$$

→Pero na vypočtené otlačení *VYHOVUJE*.

Vztah (45), vychází z [12], str.90, kde:
M_2..... Výstupní moment z převodovky [N.m]. M_2=328N.m
D_n..... Průměr vstupní hřídele v místě pro pero [m]. Zvoleno D_n=0,05m.
t_1..... Část výšky pera, nasazená v náboji [m]. Dle [7] str. 467. t_1=0,0038m.
l_p..... Délka pera [m]. Zvoleno l_p=0,08m.

9.3.2 KONTROLA PERA NA STŘIH

$$\tau_p = \frac{2.M_2}{D_n.b_p.l_p}[MPa] \quad (50)$$

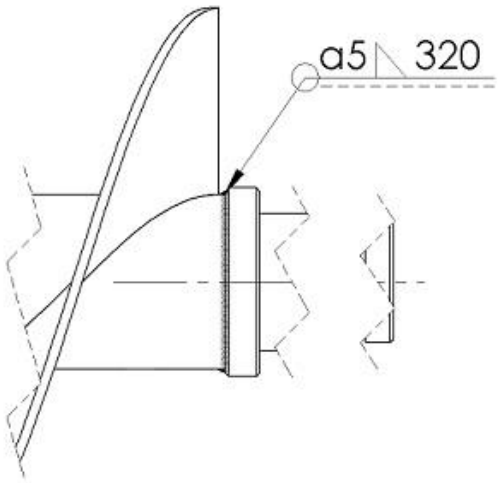
$$\tau_p = \frac{2.328}{0{,}05.0{,}016.0{,}08} = 10{,}25\ MPa\ \leq 0{,}577.\sigma_{k3}$$

→ Pero vůči střihu VYHOVUJE.

Vztah (46), vychází z [9], str.1080, kde:
b_p..... Šířka pera [m]. b_p=0,016m.

9.3.3 KONTROLA SVAROVÉHO SPOJE

Svárový spoj byl zvolen pro spojení vstupního i výstupního čepu se šnekovým hřídelem. Zvolená velikost koutového svaru je "a 5" na obvodu 320mm. Jelikož je hřídel vyroben z materiálu s nižší mezí kluzu, bylo počítáno s mezí kluzu hřídele σ_k=235 MPa.



Obr. 21 Svarový spoj čepu s hřídelem.

$$\tau_{\perp} = \frac{M_2}{W_{ksv}} = \frac{M_2}{\frac{\pi.[(D_h + 2.a)^4 - D_h^4]}{16.(D_h + 2.a)}} [MPa] \quad (51)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{16.(0{,}102 + 2.0{,}005).328}{\pi.[(0{,}102 + 2.0{,}005)^4 - 0{,}102^4]} = 3{,}89\ MPa\ \leq 0{,}577.\sigma_k$$

→Svar vůči smykovému napětí VYHOVUJE.
Vztah (49) dle [7], str. 693, kde:

a..... Rozměr svaru [m]. Zvoleno a=0,005m.

W_{ksv}..... Průřezový modul v krutu svaru [m^4].

D_h..... Vnější průměr šnekového hřídele [m]. D_h=0,102m.

9.3.4 TEPELNÁ DILATACE ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE

Protože teplota šnekového dopravníku bude proměnlivá, je zapotřebí počítat i s jeho tepelnou dilatací. Jako hodnota ohřátí (ochlazení) bylo zvoleno 30°C. Axiální vůle byla nastavena na 10 mm.

$$a = \alpha.\Delta T.l_h.i_h\ [m] \quad (52)$$

$$a = 1{,}2.10^{-5}.30.2{,}57.6 = 5{,}55.10^{-3}m\ \leq 0{,}01m$$

→Šnekový hřídel vůči tepelné dilataci VYHOVUJE.
Vztah (50), kde:

α..... Součinitel délkové roztažnosti [K^{-1}]. Dle [7], str.61 pro uhlíkové oceli α=1,2.$10^{-5}K^{-1}$.

ΔT..... Rozdíl teplot [K]. Zvoleno ΔT =30K.

l_h..... Délka jednoho dílu hřídele [m]. Zvoleno l_h=2,57m.

i_h..... Počet dílů hřídele [-]. Zvoleno 6.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl návrh šikmého šnekového dopravníku pro dopravu elektrárenského popílku. Technická zpráva obsahuje výpočet hlavních rozmerů, konstrukční návrh a pevnostní výpočet vybraných součástí podle platných norem.

První část se zabývá návrhem základních parametrů dopravníku, kdy průměr šnekovice byl vypočítán a poté zvolen 320 mm. V další kapitole byl zvolen motor SIEMENS 1LE 1002 - 1AB52 - 2AA4 o výkonu 3,2kW a čelní plochá převodovka s výstupním momentem 328N.m. Dále byla vypočítána přibližná hmotnost šneku 490kg a vypočítány reakční síly v radiálním směru.

Další část se zaobírá návrhem uložení ložisek a výpočtem jejich trvanlivostí. Spodní ložisko bylo vybráno jednořadé, kuličkové 6014-2RS1 od firmy SKF s trvanlivostí $3{,}1.10^8$ hod.. Koncové ložisko bylo zvoleno dvouřadé, soudečkové 22214 EK od firmy SKF. Průběžná ložiska jsou řešené pomocí kluzných pouzder PCM 657050 B od firmy SKF bez potřeby mazání.

Poslední část bakalářské práce je pevnostní výpočet vybraných částí. Kontrolované součásti byly šnekový hřídel na kombinované namáhání ohybem a krutem, pero na otlačení a střih, lícovaný spoj hřídelů s čepy na otlačení a střih, svarový spoj hřídelů s výstupním/vstupním čepem na smyk a tepelná dilatace hřídele. Všechny kontrolované součásti pevnostně vyhovují.

Přiložená výkresová dokumentace vychází technické zprávy a byla vytvořena v programu Solidworks 2015.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení.* 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.

[2] Ebeton. http://www.ebeton.cz. [online]. 25.3.2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: *http://www.ebeton.cz/pojmy/popilek*.

[3] POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLISKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava, 2009. Elektronická skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.

[4] *Katalog elektromotorů* [online]. 2013 [cit. 2016-03-26]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1le1001-4-2-2.html.

[5] *Katalog převodovek* [online]. [cit. 2016-03-26]. Dostupné z: http://www.elprim.cz/

[6] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka* 13. přepr. vyd. Praha: SNTL, 1977, 2548 s.

[7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 4. Úvaly: Albra, 2007. ISBN 978-80-7361-051-7.

[8] *Popílek* [online]. [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: http://www.sevi.wz.cz/PUPN/popilek.pdf

[9] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vutium, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

[10] *Soudečkové ložisko 22214 EK*. SKF [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?designation=22214%20EK&unit=metricUnit

[11] *Steel numbers*. In: *Http://www.steelnumber.com* [online]. [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=566

[12] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů I*. Praha: SNTL, 1977.

[13] KLETEČKA, Jaroslav a Petr FOŘT. *Technické kreslení*. Brno: Computer press a.s., 2007.

[14] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Brno: CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-839-7.

[15] *Kuličkové ložisko 6014-RS1*. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=6014-RS1&unit=metricUnit

[16] *Katalog soudečkových ložisek*. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-148465/6100_EN.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Veličina	Jednotka	Popis
a	[m]	Rozměr svaru
b_k	[m]	Šířka kluzného ložiska
b_p	[m]	Šířka pera
c_H	[-]	Korekční součinitel
C_p	[N]	Dynamická únosnost ložiska u pohonu
C_{p0}	[N]	Statická únosnost ložiska u pohonu
C_s	[N]	Dynamická únosnost spodního ložiska
C_{s0}	[N]	Statická únosnost spodního ložiska
D	[m]	Průměr šnekovice
$d_č$	[m]	Průměr čepu s hlavou
D_h	[m]	Vnější průměr hřídele šneku
d_h	[m]	Vnitřní průměr hřídele
d_k	[m]	Vnitřní průměr kluzného ložiska
D_n	[m]	Průměr vstupní hřídele v místě pro pero
$d_{sč}$	[m]	Průměr spojovacího čepu
e	[-]	Výpočtový koeficient ložiska u pohonu
F_A	[N]	Celková axiální síla
F_g	[N]	Tíha jednoho dílu šneku
F_G	[N]	Celková tíha šneku
F_m	[N]	Silové působení materiálu na žlab
F_M	[N]	Axiální síla vlivem posouvajícího se materiálu
Fr	[N]	Radiální síla
F_{RA}	[N]	Radiální síla v ložisku
F_T	[N]	Axiální síla vlivem tíhy šneku
F_Y	[N]	Celková síla v ose Y
g	[$m.s^{-2}$]	Tíhové zrychlení
h	[m]	Dopravní výška
i	[-]	Převodový poměr
$i_č$	[-]	Počet čepů s hlavou
i_h	[-]	Počet dílů hřídele

$i_š$	[-]	Počet závitů šnekovice
k_k	[-]	Bezpečnost vůči kombinovanému namáhání ohyb + krut
l	[m]	Dopravní délka
l_h	[m]	Délka jednoho dílu hřídele
l_p	[m]	Délka pera
L_{p10}	[hod]	Základní trvanlivost ložiska u pohonu
L_{s10}	[hod]	Základní trvanlivost spodního ložiska
l_v	[m]	Vodorovná dopravní vzdálenost
m_{1m}	[kg]	Hmotnost jednoho metru trubky o tloušťce 7mm
M_2	[N.m]	Výstupní moment z převodovky
m_c	[kg]	Celková hmotnost šneku
m_h	[kg]	Celková hmotnost hřídele
m_m	[kg]	Hmotnost materiálu ve žlabu
M_{omax}	[N.m]	Maximální ohybový moment
m_r	[kg]	Hmotnost redukcí
$m_{sč}$	[kg]	Hmotnost spojovacích čepů
$m_š$	[kg]	Celková hmotnost šnekovice
$m_{vstupč}$	[kg]	Hmotnost vstupního čepu
$m_{výstč}$	[kg]	Hmotnost výstupního čepu
n	$[s^{-1}]$	Otáčky šneku
n_2	$[s^{-1}]$	Výstupní otáčky z převodovky
P	[kW]	Výkon pohonu
p_{Dp}	[Pa]	Dovolený tlak v peru
p_{Dr}	[Pa]	Dovolený tlak v redukci
$P_{Dsč}$	[Pa]	Dovolený tlak ve spojovacím čepu
p_k	[Pa]	Otlačení kluzného ložiska
P_p	[N]	Ekvivalentní zatížení ložiska u pohonu
p_p	[Pa]	Tlak v peru
p_r	[Pa]	Tlak v náboji (redukci)
P_s	[N]	Ekvivalentní zatížení spodního ložiska
Q	$[kg.h^{-1}]$	Dopravní výkon
Q	$[kg^3.h^{-1}]$	Dopravní výkon
Q_N	[%]	Nárůst dopravního výkonu

Qv	[$m^3.h^{-1}$]	Objemový dopravní výkon
Q_{Vskut}	[$m^3.h^{-1}$]	Skutečný objemový dopravní výkon
R	[m]	Poloměr kružnice mezikruží
R_s	[m]	Účinný poloměr šnekovice
s	[m]	Stoupání šnekovice
S_k	[m^2]	Styková plocha kluzného ložiska
S_r	[m^2]	Plocha radiálního řezu šnekovice
t_1	[m]	Část výšky pera nasazená v náboji
v	[$m.s^{-1}$]	Dopravní rychlost
V	[m^3]	Objem dopravovaného materiálu ve žlabu
$V_š$	[m^3]	Objem šnekovice
W_K	[mm^4]	Modul průřezu v krutu
W_{ksv}	[mm^4]	Průřezový modul v krutu svaru
W_O	[mm^4]	Modul průřezu v ohybu
x_{sp}	[m]	Dráha těžiště plochy radiálního řezu šnekovice
Y_1	[-]	Koeficient radiálního dynamického zatížení ložiska u pohonu
Y_2	[-]	Koeficient axiálního dynamického zatížení ložiska u pohonu
α	[K^{-1}]	Součinitel délkové roztažnosti
$α_1$	[°]	Úhel stoupání šnekovice
γ	[$kg.m^{-3}$]	Sypná objemová hmotnost dopravovaného materiálu
ΔT	[K]	Rozdíl teplot
$ρ_{ocel}$	[$kg.m^{-3}$]	Hustota oceli
$σ_k$	[Pa]	Mez kluzu v tahu materiálu 11 353.0
$σ_{k2}$	[Pa]	Mez kluzu v tahu materiálu 11 109
$σ_{k3}$	[Pa]	Mez kluzu v tahu materiálu 11 600
$σ_{Omax}$	[Pa]	Maximální napětí v ohybu
$σ_{red}$	[Pa]	Redukované napětí ohyb + krut
$τ_⊥$	[Pa]	Smykové napětí ve svaru
$τ_č$	[Pa]	Smyk v čepu
$τ_{Kmax}$	[Pa]	Maximální napětí v krutu
$τ_p$	[Pa]	Smykové napětí v peru
$τ_{sk}$	[Pa]	Mez kluzu ve smyku

φ_1	[°]	Třecí úhel mezi šnekem a materiálem
Ψ	[-]	Součinitel plnění žlabu
Ψ_{skut}	[-]	Skutečný součinitel plnění žlabu

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	0-SD-00
	KOTEVNÍ PLÁN	2-SD-01
Seznam položek	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	4-SD-SP
Výkres podsestavy svarku	KONCOVÝ DÍL ŽLABU S VÝSYPKOU	3-SD-9