

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK
WORM CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN SEDLÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student: Martin Sedláček

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Šnekový dopravník

v anglickém jazyce:

Worm conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané výkonnostní parametry.

Dopravní výkon $4\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$.

Dopravní vzdálenost 11m, převýšení 1,5 m.

Dopravovaný materiál - vápenný hydrát objemové hmotnosti $1100\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte funkční výpočet, určení hlavních rozměrů, návrh pohonu, rozbor volby ložisek a těsnění.

Proveďte pevnostní výpočet hřídele šneku.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku,

nakreslete detaily šnekového hřídele.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P., Kulka J., Kopas M., Mantic M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolár, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá výpočtem a konstrukcí šnekového dopravníku použitého pro mírně skloněnou dopravu. Celá práce je rozdělena do dvou hlavních částí, konstrukční a textové. Textová část obsahuje rozbor volby jednotlivých částí dopravníku, funkční a pevnostní výpočty potřebné k návrhu šnekového dopravníku. Konstrukční část obsahuje kompletní výkresovou dokumentaci vybraných součástí dle zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, šnek, šnekovice, šnekový hřídel, žlab, ložiska, těsnění, vápenný hydrát

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with calculation and construction of worm conveyor for slightly sloping transport. The whole work is divided into two main sections, which include structural and textual parts. The text contains analysis of option for single parts of conveyor, functional and strength calculations, which are necessary for proposal of worm conveyor. The structural part includes mechanical drawings, which consists of drawing of configuration and drawings of details for worm shaft.

KEYWORDS

worm conveyor, worm, helix, worm shaft, trough, bearings, seal, hydrated lime



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SEDLÁČEK, M. *Šnekový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 48 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Za odbornou pomoc a udělení cenných rad, které mi pomohly při zpracování bakalářské práce, tímto děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D.. Dále děkuji rodině a přátelům za obětavou podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	10
1 Hlavní části šnekového dopravníku	11
1.1 Šnek	11
1.2 Žlab	12
1.3 Pohon	12
2 Výpočet základních rozměrů šneku	13
2.1 Objemový výkon	13
2.2 Průměr šnekovice	13
2.3 Volba rozměrů šneku	15
3 Návrh pohonu	16
3.1 Minimální výkon motoru	16
3.2 Rozbor volby pohonu	16
4 Kontrola skutečného dopravovaného množství	18
4.1 Skutečné dopravované množství	18
4.2 Odchylka dopravovaného množství	18
5 Zatížení žlabu	19
6 Hmotnost šneku	20
6.1 Hmotnost šnekovice	20
6.2 Hmotnost šnekového hřídele	22
6.3 Hmotnost spojovacího hřídele	22
6.4 Celková hmotnost šneku	23
7 Silové rozložení	24
7.1 Axiální zatížení	25
7.2 Radiální zatížení	26
8 Rozbor volby ložisek a těsnění	27
8.1 Axiálně volné ložisko na konci šnekového hřídele	27
8.2 Radiální kluzné ložisko	29
8.3 Těsnění	30
9 Pevnostní výpočet	31
9.1 Napětí ve šnekovém hřídeli	34
9.2 Kontrola spojení částí šnekového hřídele	36
9.3 Kontrola únosnosti pera	38
Závěr	40
Použité informační zdroje	41
Seznam použitých zkratk a symbolů	43



Seznam obrázků a tabulek	47
Seznam příloh	48



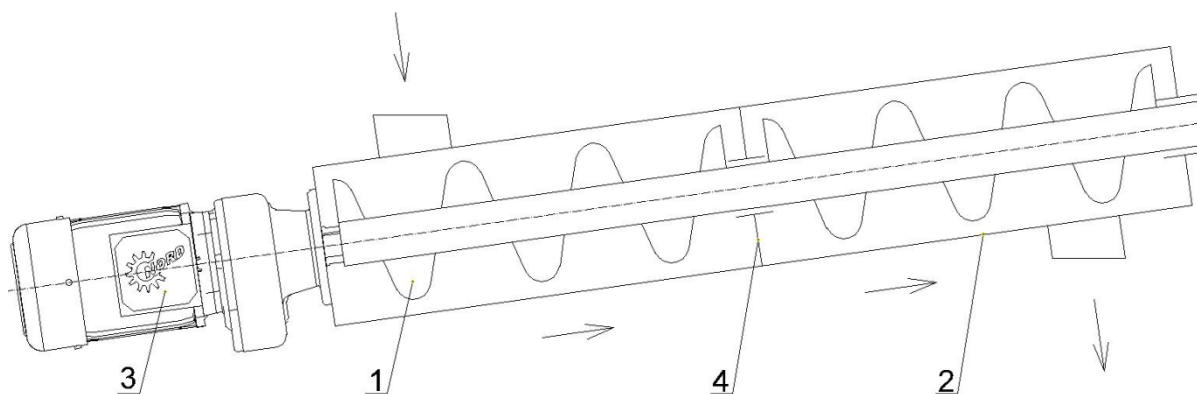
ÚVOD

Šnekové dopravníky patří mezi dopravníky s nejjednodušší a také nejstarší konstrukcí, jejichž robustnost přispívá k dlouhodobé funkčnosti. Pro kratší přepravní vzdálenosti se mohou skládat jen ze 3 hlavních částí - šneku, žlabu a pohonu. Jedná se o kompaktní zařízení, jež je vhodné používat v prostorově obtížných podmínkách.

Nejčastěji jsou využívány k vodorovné, mírně šikmé, výjimečně i k svislé dopravě. Šnekové dopravníky jsou vhodné pro přesun sypkých, mírně zrnitých, ale i kusovitých materiálů (cca do průměru 60 mm). Zároveň může být využit jako mísící, hnětací, nebo mycí technologický prvek. Méně vhodný je pro dopravu abrazivních, vlhkých a lepkavých materiálů. Při transportu abrazivních materiálů výrazně klesá životnost některých částí dopravníku.

Vzhledem k jednoduchosti dopravníku a jeho snadné přestavitelnosti jej lze provozovat také jako vzduchotěsný, prachotěsný, vodotěsný. Mezi nevýhody tohoto typu dopravy patří značné opotřebení jednotlivých částí vlivem neustálého tření dopravovaného média, možnost jeho drcení mezi dnem žlabu a šnekovicí a energetická náročnost pohonu dopravníku.

Šnekový dopravník se nejčastěji používá pro dopravní vzdálenosti nepřesahující 60 m, pro dopravní výkony $(1 \text{ až } 300) \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, pro otáčky šneku v rozmezí $(10 \text{ až } 250) \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a dopravní rychlost do $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [1].



Obr. 1 Schéma šnekového dopravníku

*1 - šnek (hřídel+šnekovice), 2 - žlab, 3 - pohon (elektromotor a převodovka),
4 - závěsné ložisko*

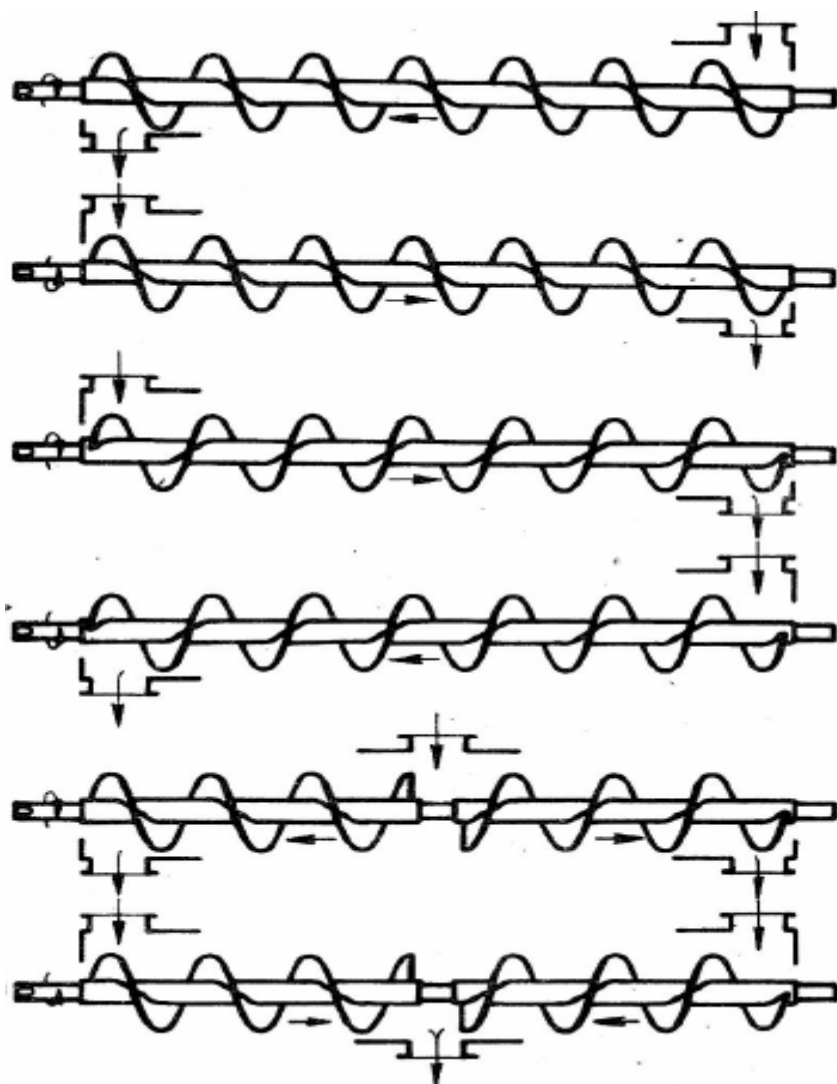
Žlab (2) je v podstatě tuhý plechový nosný člen, který může být tvarován do písmene „U“, případně může být šnek veden trubkou. V ose žlabu je uložen šnekový hřídel, na který je přivařena šnekovice (1). Při větších dopravních vzdálenostech bývá opora šneku zajištěna kluzným ložiskem (4). Pohon (3) bývá spojen se šnekem pružnou spojkou, případně pomocí příruby na čele žlabu, viz. Obr. 1.



1 HLAVNÍ ČÁSTI ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

1.1 ŠNEK

Nejdůležitější částí šnekového dopravníku je šnek, který uvádí přepravovaný materiál do pohybu. Samotný šnek je tvořen šnekovým hřídelem vyrobeným z bezešvé ocelové trubky a šnekovice, oba díly jsou k sobě přivařeny a uloženy ve žlabu excentricky, aby nedocházelo k zadírání materiálu mezi žlabem a šnekovicí, čímž předcházíme nadměrnému opotřebenosti dílů dopravníku a dosáhneme vyšší životnosti, viz. Obr. 3. Pro přesuny sypkého materiálu je nejvhodnější plná šnekovice. Šnekovice může být provedena v několika variantách, jedná se zejména o změnu směru stoupání šnekovice, v některých případech může být šnekový hřídel opatřen šnekovicí s protisměrným směrem stoupání, viz. Obr. 2. Šnek bývá uložen v ložiscích v čelech žlabu, jedno z ložisek musí být schopno zachytávat axiální síly, které vznikají působením dopravovaného materiálu na šnekovici a při skloněné dopravě také vlastní tíhou šneku. Při transportních vzdálenostech nad 3 m je třeba šnek rozdělit, uložit na kluzná ložiska na kluzná ložiska a poté jednotlivé díly šneku opětovně spojit.

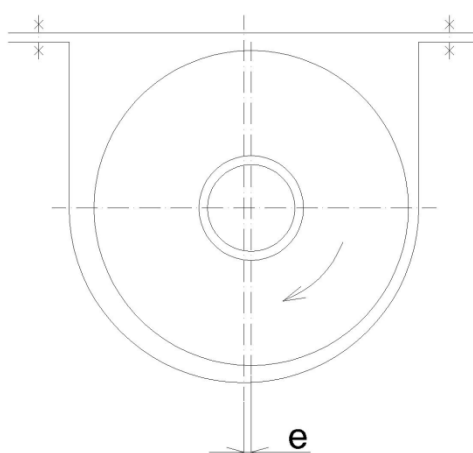


Obr. 2 Typy konstrukce šneku [1]



1.2 ŽLAB

Nosnou částí šnekového dopravníku je žlab. Bývá převážně vyroben z plechu o tloušťce 3 až 8 mm [1]. Zvýšení tuhosti jednoduchého žlabu je zajištěno vyhnutím horního okraje ven, tento okraj rovněž slouží jako prostor pro spojení žlabu s víkem, čímž zvýšíme bezpečnost při provozu a oddělíme dopravovaný materiál od okolí (vhodné pro prašné a nebezpečné materiály). V případě delších přepravních vzdáleností je s ohledem na montáž vhodné žlab rozdělit na několik dílů, které budou k sobě přivařeny, nebo přišroubovány. Zároveň musí být dodržena přímočarost žlabu, abychom mohli správně uložit šnek. Vůle mezi šnekovicí a žlabem bývá nejčastěji v rozmezí 5 až 10 mm [1], tato hodnota ovšem závisí na druhu dopravovaného materiálu a výrobních tolerancích. Schéma žlabu i excentrické uložení šneku je zobrazeno na Obr. 3. Excentricita musí být vhodně zvolena tak, aby se mezera mezi šnekovicí a žlabem se směrem otáčení zvětšovala.



Obr. 3 Excentricita uložení šnekového hřídele

1.3 POHON

Pro pohon šnekových dopravníků se využívá elektromotorů s převodovkou. Hnací jednotka se obvykle ukládá na konzolu, nebo má vlastní přírubu, která je spojena s čelem žlabu. U větších pohonných jednotek může být použit samostatný základ, potom je ovšem nutno dbát na správné spojení šneku s pohonem.



2 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ ŠNEKU

Pro správný návrh šnekového dopravníku jsou vypočteny základní rozměry dle [1].

2.1 OBJEMOVÝ VÝKON

$$Q_V = \frac{Q_D}{\rho_V} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (1)$$

$$Q_V = \frac{4000}{1100}$$

$$Q_V = 3,636 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

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

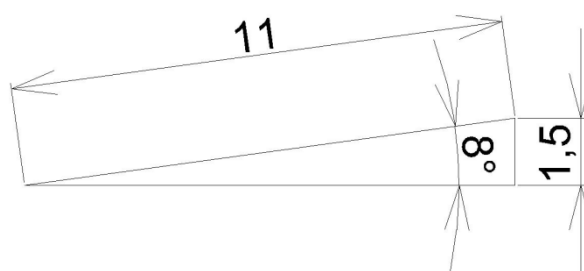
Q_D dopravní výkon, $Q_D = 4000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, dle zadání

ρ_V objemová hmotnost vápenného hydrátu, $\rho_V = 1100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, dle zadání

2.2 PRŮMĚR ŠNEKOVICE

Pro výpočet průměru šnekovice vycházíme ze vzorce pro objemový dopravní výkon. Předběžně je voleno stoupání s_1 rovno návrhovému průměru D_{n1} , který je následně vyjádřen a dopočten pro volbu rozměrů skutečné šnekovice.

Pro správné určení hodnoty součinitele dopravovaného množství je třeba znát úhel sklonu β .



Obr. 4 Úhel sklonu dopravníku



$$\sin \beta = \frac{H}{L} \quad [^\circ] \quad (2)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{H}{L}\right)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{1,5}{11}\right)$$

$$\beta = 7,84^\circ \cong 8^\circ$$

Kde:

H..... dopravní převýšení, H= 1,5 m, dle zadání

L..... dopravní vzdálenost, H= 11 m, dle zadání

Na základě hodnoty úhlu β je dle [1], str. 209 hodnota $c_H = 0,85$.

$$s_1 = D_{n1}$$

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_{n1}^2}{4} \cdot s_1 \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (3)$$

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_{n1}^3}{4} \cdot \psi \cdot n \cdot c_H$$

$$D_{n1} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_V}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}}$$

$$D_{n1} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3,636}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 0,85}}$$

$$D_{n1} = 0,171 \text{ m}$$

Vztah (3) dle [1], str. 208, kde:

ψ součinitel plnění, $\psi = 0,3$, dle [3], str. 182

n předběžné otáčky šneku, $n = 1 \text{ s}^{-1}$, zvoleno dle [3], str. 180



2.3 VOLBA ROZMĚRŮ ŠNEKU

Dle vypočteného průměru volím šnekovici firmy **RATAJ - Šnekovice ZL 180 T**, dle [15].

Rozměry šnekovice:

Vnější průměr	$D_1 = 180 \text{ mm}$
Stoupání	$s_1 = 180 \text{ mm}$
Vnitřní průměr	$d_1 = 60 \text{ mm}$
Tloušťka plechu	$t_1 = 4 \text{ mm}$

$l_1 = 0,92 \text{ m}$ – délka vstupního šnekového hřídele, pouze vstupní díl hřídele

$L_1 = 2,5 \text{ m}$ – délka ostatních částí šnekového hřídele, celkem 4 části

$L_2 = 11,44 \text{ m}$ – celková délka šneku, délka i se spojovacími a koncovým hřídelem, vychází z návrhu a výkresové dokumentace, vzdálenost koncových přírub



3 NÁVRH POHONU

Pro výpočet minimálního výkonu elektromotoru byl zvolen postup dle [1].

3.1 MINIMÁLNÍ VÝKON MOTORU

$$P_{\min} = \frac{Q_D \cdot g}{3600} \cdot (L \cdot w + H) \quad [W] \quad (4)$$

$$P_{\min} = \frac{4000 \cdot 9,81}{3600} \cdot (11 \cdot 2,5 + 1,5)$$

$$P_{\min} = 316 \text{ W}$$

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

Q_D dopravní výkon, $Q_D = 4000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, dle zadání

Ldopravní vzdálenost, $L = 11 \text{ m}$, dle zadání

w globální součinitel, $w = 2,5$, dle [1], str. 210

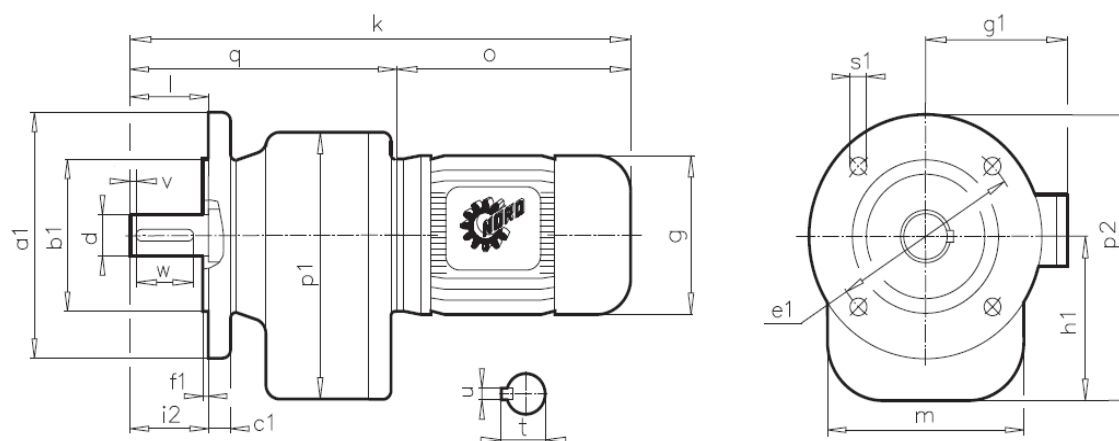
H dopravní převýšení, $H = 1,5 \text{ m}$, dle zadání

gtíhové zrychlení, $g = 9,807 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

3.2 ROZBOR VOLBY POHONU

Pro šnekový dopravník byl zvolen pohonný celek firmy NORD, typ SK25 - 90S/4 F, skládající se z převodovky a elektromotoru. Jedná se o pohonnou jednotku s přírubou, která bude připevněna s čelem žlabu a spojena přímo se šnekovým hřídelem. S ohledem na přímé propojení a na nutné předdimenzování motoru z důvodu rozjezdových zatížení, kdy může docházet k situaci, že bude dopravník spouštěn při plném naplnění žlabu poblíž vstupního otvoru, byl zvolen pohon s těmito parametry dle [7]:

Příkon:	1.1 kW
Výstupní otáčky:	52 min ⁻¹
Kroutící moment:	202 Nm
Radiální únosnost:	4710 N
Axiální únosnost:	5600 N
Hmotnost:	29 kg



Obr. 5 Rozměry pohonu SK25 - 90S/4 [7]

Tab. 1 Rozměry pohonu [7]

a₁	160	m	170
b₁	110	o	276
c₁	12	p₁	219
e₁	130	p₂	208
f₁	3,5	q	221
s₁	11	d	30
g	185	t	33
g₁	145	v	10
h₁	128	l	70
i₂	70	u	8
k	497	w	50

Rozměry v [mm]



4 KONTROLA SKUTEČNÉHO DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

Skutečné dopravované množství bylo vypočítáno ze vztahu (3). Ve vzorci jsou použity hodnoty ze zvolených částí dopravníku, které zajišťují dopravu materiálu.

4.1 SKUTEČNÉ DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

$$Q_{VS} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot s_1 \cdot \psi \cdot n_1 \cdot c_H$$

$$Q_{VS} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,18 \cdot 0,3 \cdot 0,867 \cdot 0,85$$

$$Q_{VS} = 3,644 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Dle vztahu (3), kde:

D_1průměr šnekovice, $D_1 = 0,18 \text{ m}$, dle kap. 2.3

s_1 stoupání šnekovice, $s_1 = 0,18 \text{ m}$, dle kap. 2.3

ψ součinitel plnění, $\psi = 0,3$, dle [3], str. 182

n_1otáčky pohonu, $n_1 = 0,867 \text{ s}^{-1}$, dle kap. 3.2

c_H součinitel dopravovaného množství, $c_H = 0,85$, dle [1], str. 209.

4.2 ODCHYLKA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

Pro kontrolu zvolených parametrů šnekovice a pohonu byl proveden výpočet odchylky dopravovaného množství.

$$\Delta = \frac{Q_{VS} - Q_V}{Q_{VS}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5)$$

$$\Delta = \frac{3,644 - 3,636}{3,644} \cdot 100$$

$$\Delta = 0,22 \%$$

Kde:

Q_Vobjemový výkon, $Q_V = 3,636 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, dle (1)

Rozdíl teoretického a skutečně přepraveného množství materiálu je zanedbatelně malý. Návrh můžeme považovat za vyhovující.



5 ZATÍŽENÍ ŽLABU

Zatížení žlabu bylo vypočítáno základními vzorci pro objem, hmotnost a sílu. Byla zjištěna síla působící na žlab vlivem hmotnosti dopravovaného materiálu.

Objem materiálu ve žlabu

$$V_{\text{ž}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ž}}^2}{4} \cdot \psi \cdot L \quad [\text{m}^3] \quad (6)$$

$$V_{\text{ž}} = \frac{\pi \cdot 0,19^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 11$$

$$V_{\text{ž}} = 0,094 \text{ m}^3$$

Kde:

$D_{\text{ž}}$ vnitřní průměr žlabu, $D_{\text{ž}} = 0,19 \text{ m}$

Ldopravní vzdálenost, $L = 11 \text{ m}$, dle zadání

ψ součinitel plnění, $\psi = 0,3$, dle [3], str. 182

Hmotnost materiálu ve žlabu

$$m_{\text{ž}} = V_{\text{ž}} \cdot \rho_{\text{V}} \quad [\text{kg}] \quad (7)$$

$$m_{\text{ž}} = 0,094 \cdot 1100$$

$$m_{\text{ž}} = 102,92 \text{ kg}$$

Kde:

ρ_{V} objemová hmotnost vápenného hydrátu, $\rho_{\text{V}} = 1100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, ze zadání

Síla působící na žlab

$$F_{\text{ž}} = m_{\text{ž}} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (8)$$

$$F_{\text{ž}} = 102,92 \cdot 9,81$$

$$F_{\text{ž}} = 1009 \text{ N}$$

Kde:

g tíhové zrychlení, $g = 9,807 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



6 HMOTNOST ŠNEKU

V této kapitole byly vypočítány hmotnosti jednotlivých částí šneku. Jelikož výrobce šnekovice neudává její hmotnost, musí být zjištěna analyticky. Jelikož je čelní plocha šnekovice sklopena ve šroubovici, musíme pro výpočet plochy a objemu aplikovat Guldinovy věty.

6.1 HMOTNOST ŠNEKOVICE

Plocha průřezu šnekovice

Nejprve byla vypočítána plocha v axiálním řezu jedním závitem:

$$S_1 = \frac{D_1 - d_1}{2} \cdot t_1 \quad [\text{m}^2] \quad (9)$$

$$S_1 = \frac{0,18 - 0,06}{2} \cdot 0,004$$

$$S_1 = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Kde:

D_1průměr šnekovice, $D_1 = 0,18$ m, dle 2.3

d_1vnitřní průměr šnekovice, $d_1 = 0,06$ m, dle 2.3

t_1tloušťka šnekovice, $t_1 = 0,004$ m, dle 2.3

Objem jednoho závitu šnekovice

Objem je určen z plochy průřezu vynásobenou délkou trajektorie x_t těžiště plochy jednoho závitu šnekovice, vztah (10b). Trajektorie je závislá na poloměru, na kterém se těžiště nachází, viz. vztah (10a) a stoupání šnekovice.

Poloměr, na kterém se nachází těžiště plochy

$$D_t = \frac{D_1 + d_1}{2} \quad [\text{m}] \quad (10a)$$

$$D_t = \frac{0,18 + 0,06}{2}$$

$$D_t = 0,12 \text{ m}$$

**Délka trajektorie těžiště plochy**

$$x_t = \sqrt{(\pi \cdot D_t)^2 + s_1^2} \quad [\text{m}] \quad (10\text{b})$$

$$x_t = \sqrt{(\pi \cdot 0,12)^2 + 0,18^2}$$

$$x_t = 0,42 \text{ m}$$

$$V_1 = S_1 \cdot x_t \quad [\text{m}^3] \quad (10)$$

$$V_1 = 2,4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,42$$

$$V_1 = 1,01 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Hmotnost jednoho závitu šnekovice

$$m_{n1} = V_1 \cdot \rho_o \quad [\text{kg}] \quad (11)$$

$$m_{n1} = 1,01 \cdot 10^{-4} \cdot 7850$$

$$m_{n1} = 0,79 \text{ kg}$$

Kde:

ρ_o objemová hmotnost oceli, $\rho_o = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Hmotnost šnekovice

$$m_1 = m_{n1} \cdot z_1 \quad [\text{kg}] \quad (12)$$

$$m_1 = 0,79 \cdot 61$$

$$m_1 = 48,19 \text{ kg}$$

Kde:

z_1počet závitů šnekovice, $z_1 = 61$



6.2 HMOTNOST ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE

Hmotnost kterou udává výrobce bezešvé trubky, dle [11] je:

$$m_{n2} = 6,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Pro získání celkové hmotnosti šnekového hřídele je třeba přepočítat hmotnost na délku hřídele v dopravníku. Dopravník obsahuje jeden kratší vstupní díl a čtyři stejné části šnekového hřídele.

$$m_2 = (l_1 + 4 \cdot L_1) \cdot m_{n2} \quad [\text{kg}] \quad (13)$$

$$m_2 = (0,92 + 4 \cdot 2,5) \cdot 6,8$$

$$m_2 = 74,26 \text{ kg}$$

Kde:

l_1délka první části šnekového hřídele, $l_1 = 0,92 \text{ m}$

L_1délka částí šnekového hřídele, $L_1 = 2,5 \text{ m}$

6.3 HMOTNOST SPOJOVACÍHO HŘÍDELE

Spojovací hřídel je vyroben z tyče o průměru 60 mm, tak aby mohla spojovat části šnekového hřídele. Pro vypočítání hmotnosti této součásti jsou užity opět data výrobce [12], [13].

Hmotnost tyče průměru 50 mm:

$$m_{3d} = 15,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Hmotnost tyče o průměru 60 mm:

$$m_{3D} = 22,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Hmotnost jednoho spojovacího hřídele:

$$m_{n3} = m_{3D} \cdot L_3 + 2 \cdot m_{3d} \cdot l_3 \quad [\text{kg}] \quad (14)$$

$$m_{n3} = 22,2 \cdot 0,1 + 2 \cdot 15,4 \cdot 0,07$$

$$m_{n3} = 4,38 \text{ kg}$$

Kde:

L_3 délka spojovací hřídele v místě velkého průměru, $L_3 = 0,1 \text{ m}$



l_3 délka spojovací hřídele v místě malého průměru, $l_3 = 0,07$ m

Hmotnost všech spojovacích hřídelů v dopravníku:

$$m_3 = m_{n3} \cdot z_3 \quad [\text{kg}] \quad (15)$$

$$m_3 = 4,38 \cdot 4$$

$$m_3 = 17,52 \text{ kg}$$

Kde:

z_3 počet spojovacích hřídelů, $z_3 = 4$

6.4 CELKOVÁ HMOTNOST ŠNEKU

Celková hmotnost je součtem hmotností všech dílů šneku. Tato hodnota je využita pro určení zatížení na ložiska dopravníku.

$$m_c = m_1 + m_2 + m_3 \quad [\text{kg}] \quad (16)$$

$$m_c = 48,19 + 74,26 + 17,52$$

$$m_c = 139,97 \text{ kg}$$



7 SILOVÉ ROZLOŽENÍ

V úvodu kapitoly byly vypočítány základní parametry šneku potřebné do rovnic silových rozložení. Poté bylo vypočítáno axiální a radiální zatížení šneku pro správný návrh jeho uložení.

Třecí úhel vápenného hydrátu

$\varphi = 25^\circ$, dle [16], str. 1482

Síla působící vlivem hmotnosti šneku

$$F_{mc} = m_c \cdot g \quad [N] \quad (17)$$

$$F_{mc} = 139,97 \cdot 9,81$$

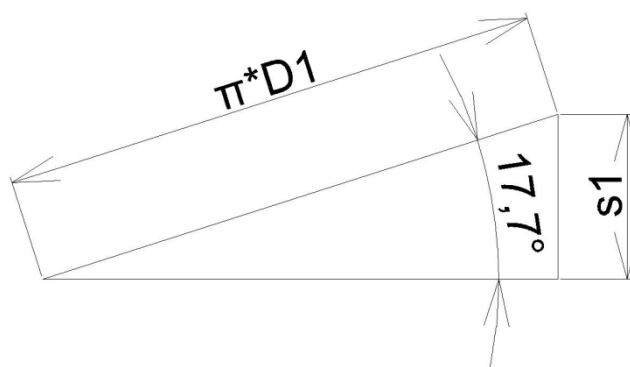
$$F_{mc} = 1373,11 \text{ N}$$

Kde:

m_c celková hmotnost šneku, $m_c = 139,97 \text{ kg}$, dle vztahu (16)

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

Úhel stoupání šnekovice



Obr. 6 Úhel stoupání šnekovice



$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s_1}{\pi \cdot D_1} \quad [^\circ] \quad (18)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{s_1}{\pi \cdot D_1}\right)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,18}{\pi \cdot 0,18}\right)$$

$$\alpha = 17,66^\circ$$

Kde:

D_1průměr šnekovice, $D_1 = 0,18$ m, dle kap. 2.3

s_1 stoupání šnekovice, $s_1 = 0,18$ m, dle kap. 2.3

Účinný poloměr šnekovice

$$R_S = (0,35 \div 0,4) \cdot D_1 \quad [\text{m}] \quad (19)$$

Pro výpočet byla zvolena hodnota:

$$R_S = 0,38 \cdot D_1$$

$$R_S = 0,38 \cdot 0,18$$

$$R_S = 0,068 \text{ m}$$

Vztah (19), dle [1] str. 210, kde:

D_1průměr šnekovice, $D_1 = 0,18$ m, dle kap. 2.3

s_1 stoupání šnekovice, $s_1 = 0,18$ m, dle kap. 2.3

7.1 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Axiální zatížení působící na šnek je součtem axiálního zatížení vlivem odporu materiálu při jeho dopravě a axiální složky celkové síly v důsledku naklonění šneku.

Axiální zatížení vlivem odporu materiálu

$$F_{A1} = \frac{M_K}{R_S \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F_{A1} = \frac{202}{0,068 \cdot \operatorname{tg}(17,66 + 25)}$$



$$F_{A1} = 3223,71 \text{ N}$$

Vztah (20) dle [1], str. 210, kde:

M_Kkroutící moment pohonu, $M_K = 202 \text{ Nm}$, dle 3.2

Axiální zatížení vlivem hmotnosti sklopeného šneku

$$F_{A2} = F_{mc} \cdot \sin(\beta) \quad [\text{N}] \quad (21)$$

$$F_{A2} = 1373,11 \cdot \sin(8)$$

$$F_{A2} = 191,1 \text{ N}$$

Kde:

βúhel sklonu dopravníku, $\beta = 8^\circ$, dle (2)

Celková axiální síla šneku

$$F_A = F_{A1} + F_{A2} \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$F_A = 3223,71 + 191,1$$

$$F_A = 3414,81 \text{ N}$$

7.2 RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Pro výpočet radiálního zatížení byl uvažován vodorovný dopravník, vzhledem k malému úhlu natočení se při rozložení síly na složky jedná o zanedbatelnou změnu v radiální síle.

$$F_R = \frac{F_{mc}}{z_4} \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_R = \frac{1373,11}{6}$$

$$F_R = 228,85 \text{ N}$$

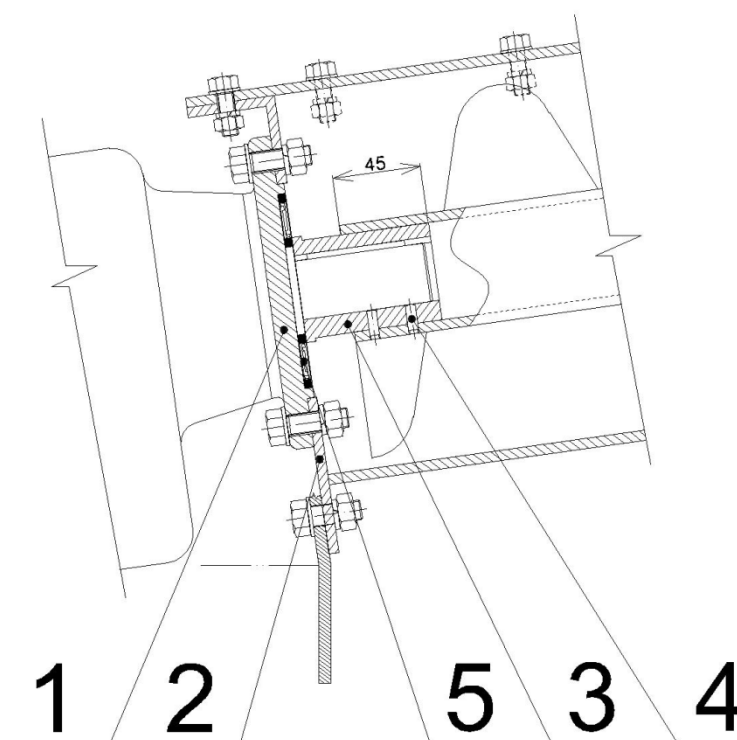
Kde:

z_4 počet uložení šneku $z_4 = 6$



8 ROZBOR VOLBY LOŽISEK A TĚSNĚNÍ

Šnek je spojen nábojem přímo s pohonem, dle výrobce má pohon axiální i radiální únosnost, viz kap. 3.2, tyto hodnoty jsou využity pro zachycení složek působících sil. Proti vysunutí hřídele z náboje jsou zde umístěny stavěcí šrouby [8]. Směrem k motoru rovněž působí axiální složka síly vyvolaná hmotností šneku, která přitlačuje šnek na přírubu motoru, obr. 7. Šnek je rozdělen na pět částí, ty jsou vzájemně propojeny spojovacími hřídeli a zajištěny kolíky se závlačkami. Spojovací hřídele jsou uloženy v kluzných ložiscích. Konec hřídele je uložen v axiálně volném kuličkovém ložisku. Jako nejvhodnější varianta z hlediska těsnění zde byla navržena labyrintová těsnění, která jsou popsána v kapitole 8.3.



Obr.7 Uložení šneku u pohonu

1 - příruba motoru, 2 - příruba žlabu, 3 - náboj, 4 - stavěcí šroub, 5 - labyrintové těsnění

8.1 AXIÁLNĚ VOLNÉ LOŽISKO NA KONCI ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE

Při dopravě materiálu dochází u šneku k drobným axiálním posuvům. Pokud by byla ložiska uložena axiálně „na pevno“, docházelo by k velkým špičkám osových sil působících na příruby a v úsecích, kde je šnek rozpojen, zejména na kolíky těchto spojů, mohlo by dojít k poškození částí dopravníku. Proto bylo zvoleno axiálně volné ložisko, které se v domečku pohybuje a eliminuje výše zmíněné extrémní. Ložisko je umístěno na koncovém hřídeli, a je zajištěno KM maticí s MB podložkou, viz. obr. 8. Typ použitého ložiska - 6011-2RS, dle [10]. Trvanlivost ložiska vyjádřená v hodinách byla vypočtena, dle [2] a ověřena ve výpočtovém programu společnosti ZKL [17], výpočet byl proveden pro ložisko 6011, které má stejné parametry, jako 6011-2RS.



$$L_{10} = \left(\frac{C_1}{P_1}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_1} \quad [\text{h}] \quad (24)$$

$$L_{10} = \left(\frac{28216}{228,85}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 0,867}$$

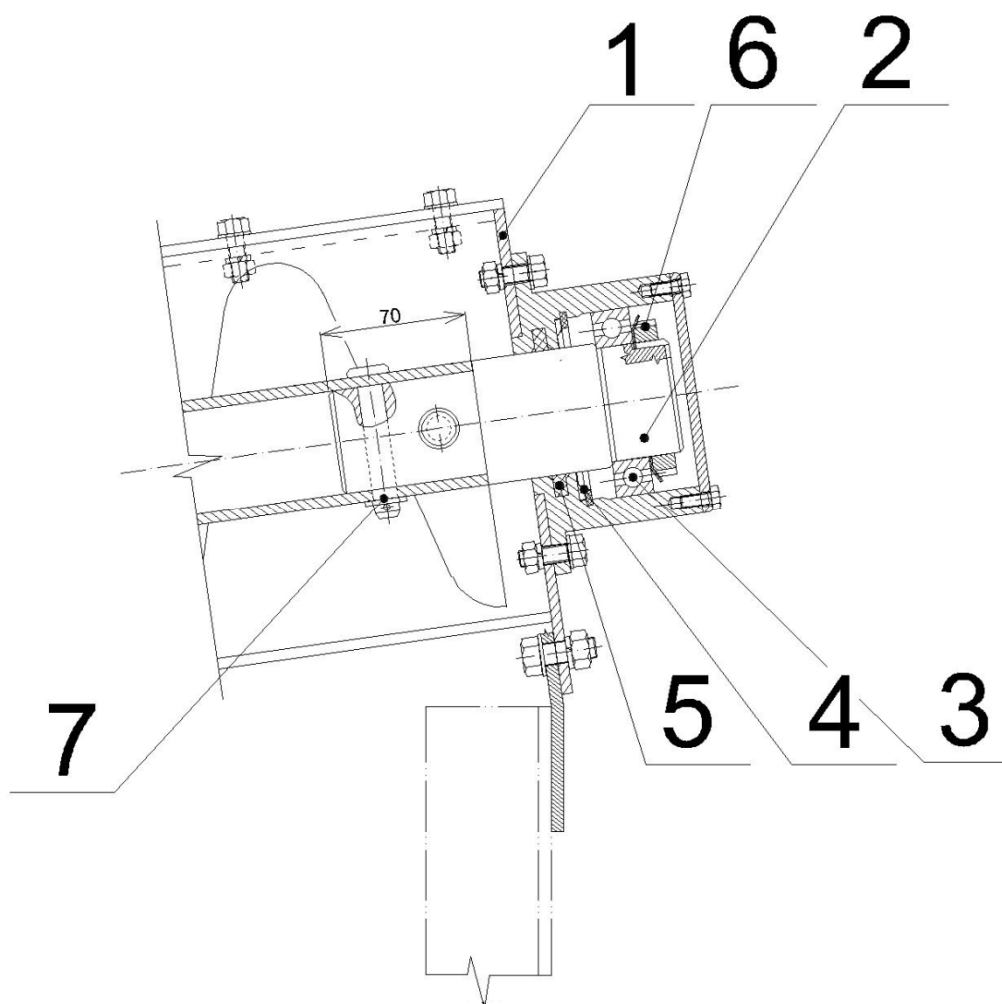
$$L_{10} = 6,01 \cdot 10^8 \text{ h}$$

Vztah (29) dle [2], str. 626, kde:

C_1 základní dynamická únosnost, $C_1 = 28216 \text{ N}$, dle [17]

P_1dynamické radiální ekvivalentní zatížení, $P_1 = 228,85 \text{ N}$, dle [17]

n_1 otáčky pohonu, $n_1 = 0,867 \text{ s}^{-1}$, dle kap. 3.2



Obr. 8 Koncové uložení šneku

1 - příruba žlabu, 2 - koncový hřídel, 3 - ložisko, 4 - labyrintové těsnění, 5 - plstěné těsnění,
6 - zajišťovací matice, 7 - spojovací čep



8.2 RADIÁLNÍ KLUZNÉ LOŽISKO

Pro uložení spojovacího hřídele bylo zvoleno kluzné pórovité samomazné ložisko ELO o rozměrech dle [9]. Ložisko je uloženo v pouzdře, viz. obr. 10 a utěsněno labyrintovým těsněním, viz. kap. 8.3. Ložisko zajišťuje oporu pro střední část šneku. Na obr. 9 je znázorněno pouzdro a řešení jeho uchycení k víku žlabu.

Tlak v radiálním ložisku

$$p_{RL} = \frac{F_R}{L_{RL} \cdot d_{RL}} \quad [\text{Pa}] \quad (25)$$

$$p_{RL} = \frac{228,85}{0,05 \cdot 0,06}$$

$$p_{RL} = 76283,33 \text{ Pa} = 76,28 \text{ kPa}$$

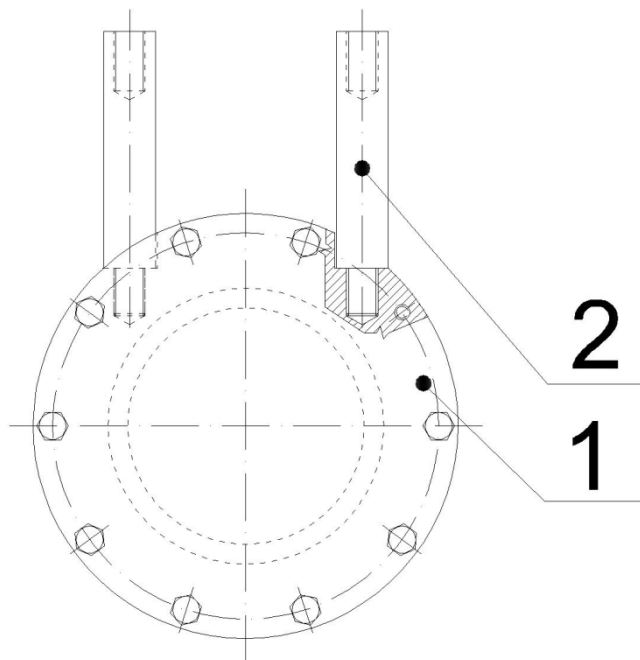
Vztah (25) dle [2], str. 706, kde:

F_Rradiální zatížení jednoho ložiska, $F_R = 228,85 \text{ N}$, dle (23)

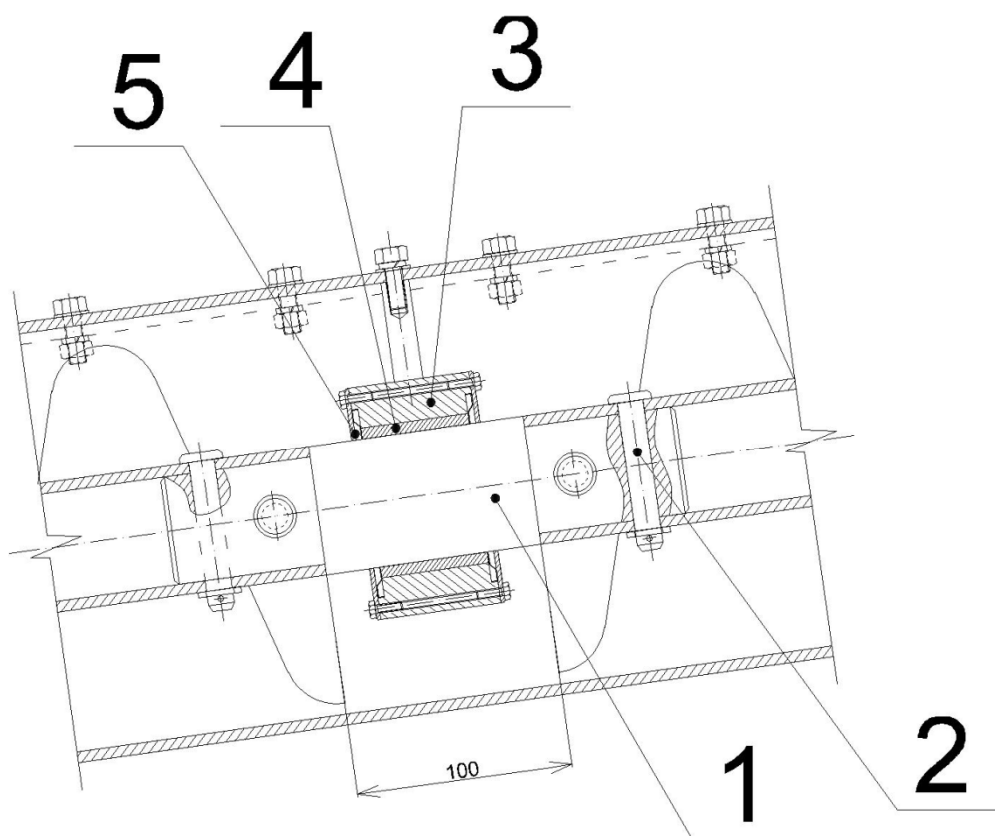
L_{RL} délka radiálního ložiska, $L_{RL} = 0,05 \text{ m}$, dle [9]

d_{RL} průměr radiálního ložiska, $d_{RL} = 0,06 \text{ m}$, dle [9]

Dovolené zatížení ložiska je dle [9] 20 MPa, ložisko na otláčení vyhovuje.



Obr. 9 Domeček kluzného ložiska
1 - domeček, 2 - uchycení k víku žlabu



Obr. 10 Uložení střední části

1 - spojovací hřídel, 2 - spojovací čep, 3 - pouzdro, 4 - kluzné ložisko, 5 - labyrintové těsnění

8.3 TĚSNĚNÍ

Pro těsnění kluzného ložiska a koncového hřídele, kap. 8.1 a 8.2, bylo použito labyrintové těsnění firmy NILOS [14] s označením 16012 AV. Pro zamezení přístupu vápenného prachu a jiných nečistot je na straně pohonu rovněž využito labyrintové těsnění, ovšem typu 45x100 LSTO [14]. Toto těsnění je vsazeno mezi osazení výstupního hřídele a přírubu, viz. Obr. 7. Výhodou této koncepce je, že je složeno ze dvou částí, z nichž jedna je pevně umístěna na hřídeli a druhá v náboji. Labyrinty se tedy otáčejí jen vůči sobě a nezadírají se ani na hřídeli, ani v náboji.



9 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Pro pevnostní výpočet šnekového hřídele je třeba nejprve určit ohybový a kroutící moment. Kroutící moment je určen parametry pohonu, viz kap. 3.2. Pro stanovení hodnot průhybu šnekového hřídele je nutno na úlohu nahlížet jako na vetknutý nosník s pěti obecnými vazbami a sestavit složité diferenciální rovnice. Sestavení rovnic je pro tento typ úlohy značně náročné a zdlouhavé, proto byl zvolen konzervativnější přístup. Pro získání ohybového momentu a průhybu hřídele byla úloha zjednodušena. Je nutno dodat, že hodnoty jsou pouze orientační, jelikož prakticky neexistuje ideální nahrazení šneku prutem a byla uvažována pouze hodnota hmotnosti šnekovice, nikoliv její vliv na pevnost hřídele. Zvolený materiál pro šnekový hřídel je **1.0036** s mezí kluzu $R_e = 220 \text{ MPa}$, dle [6], str. 54.

Pro vstupní a středové úseky hřídele je nejvhodnější nahrazení zobrazeno na Obr. 11, koncová část hřídele je nahrazena prutem, dle Obr. 12. Výpočet napětí a zvolení mezery mezi žlabem a šnekovicí bylo provedeno pro méně výhodnou variantu, tedy tu, která vykazuje vyšší hodnoty napětí a průhybu. Jelikož je vstupní člen relativně krátký vůči ostatním částem, není zde předpokládána maximální hodnota napětí a průhybu a není zde řešen. Nejprve však bylo nutno vypočítat parametry, které byly použity pro stanovení ohybového momentu a průhybu hřídele.

Velikost liniového zatížení:

$$q = \frac{F_{mc}}{L_2} \quad [\text{kg}] \quad (26)$$

$$q = \frac{1373,11}{11,44}$$

$$q = 120,45 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

F_{mc}celkové zatížení od hmotnosti šneku, $F_{mc} = 1373,11 \text{ N}$, dle (17)

L_2 celková délka šneku se všemi díly, $L_2 = 11,44 \text{ m}$, dle kap. 2.3

Osový kvadratický moment šnekového hřídele

$$I_x = I_y = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{64} \quad [\text{m}^4] \quad (27)$$

$$I_x = \frac{\pi \cdot (0,06^4 - 0,05^4)}{64}$$

$$I_x = 3,29 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

Vztah (27) dle [6], str. 40, kde:

D_2vnější průměr šnekového hřídele, $D_2 = 0,06 \text{ m}$, dle kap. 2.3

d_2 vnitřní průměr šnekového hřídele, $d_2 = 0,05 \text{ m}$, dle kap. 2.3



Rovnice pro 1. typ nahrazení, dle [4], str. 421:

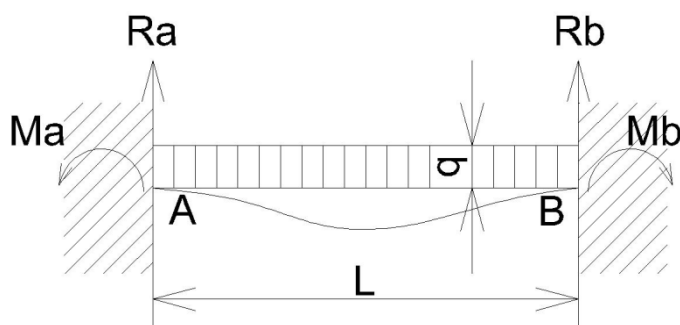
$$R_A = \frac{1}{2} \cdot q \cdot L \quad [N] \quad (28)$$

$$R_B = \frac{1}{2} \cdot q \cdot L \quad [N] \quad (29)$$

$$M_{\text{omax}} = -M_A = M_B = \frac{q \cdot L^2}{12} \quad [Nm] \quad (30)$$

$$y_{\text{max}} = \frac{q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot J_x} \quad [m] \quad (31)$$

Hodnota y_{max} je uprostřed nosníku.



Obr. 11 Nahrazení středního dílu [4]

$$M_{\text{omax1}} = \frac{q \cdot L_1^2}{12}$$

$$M_{\text{omax1}} = \frac{120,45 \cdot 2,5^2}{12}$$

$$M_{\text{omax1}} = 62,73 \text{ Nm}$$

Vztah dle rovnice (30), kde:

L_1 délka jedné části šnekového hřídele, $L_1 = 2,5 \text{ m}$, dle kap. 2.3



$$y_{\max 1} = \frac{q \cdot L_1^4}{384 \cdot E \cdot J_x}$$

$$y_{\max 1} = \frac{120,45 \cdot 2,5^4}{384 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot 3,29 \cdot 10^{-7}}$$

$$y_{\max 1} = 1,799 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,18 \text{ mm}$$

Vztah dle rovnice (31), kde:

E.....modul pružnosti oceli, E= 207 GPa

Rovnice pro 2. typ nahrazení, dle [4], str. 420:

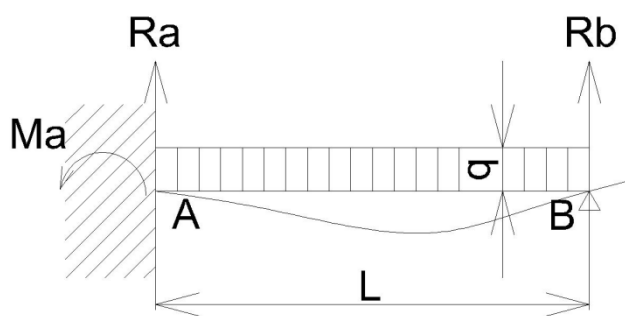
$$R_A = \frac{5}{8} \cdot q \cdot L \quad [\text{N}] \quad (32)$$

$$R_B = \frac{3}{8} \cdot q \cdot L \quad [\text{N}] \quad (33)$$

$$M_{\text{omax}} = M_A = \frac{q \cdot L^2}{8} \quad [\text{Nm}] \quad (34)$$

$$y_{\max} = 0,0054 \cdot \frac{q \cdot L^4}{E \cdot J_x} \quad [\text{m}] \quad (35)$$

Hodnota y_{\max} je ve vzdálenosti $0,4215 \cdot L$ od „B,,,



Obr. 12 Nahrazení koncového dílu [4]



$$M_{\text{omax2}} = \frac{q \cdot L^2}{8}$$

$$M_{\text{omax2}} = \frac{120,45 \cdot 2,5^2}{8}$$

$$M_{\text{omax2}} = 94,1 \text{ Nm}$$

Vztah dle rovnice (34)

$$y_{\text{max2}} = 0,0054 \cdot \frac{q \cdot L^4}{E \cdot J_x}$$

$$y_{\text{max2}} = 0,0054 \cdot \frac{120,45 \cdot 2,5^4}{207 \cdot 10^9 \cdot 3,29 \cdot 10^{-7}}$$

$$y_{\text{max2}} = 3,695 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,37 \text{ mm}$$

Vztah dle rovnice (35)

Z vypočítaných hodnot je zřejmé, že méně příznivé podmínky nastanou v koncovém hřídeli, proto zde byl proveden výpočet napětí, kap. 9.1. Minimální mezera mezi žlabem a šnekovicí byla zvolena 4 mm.

9.1 NAPĚTÍ VE ŠNEKOVÉM HŘÍDELI

Modul průřezu v ohybu

$$W_0 = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{32 \cdot D_2} \quad [\text{m}^3] \quad (36)$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot (0,06^4 - 0,05^4)}{32 \cdot 0,06}$$

$$W_0 = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Vztah (36) dle [6] str. 40, kde:

**Výpočet ohybového napětí**

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} \quad [\text{Pa}] \quad (37)$$

$$\sigma_0 = \frac{94,1}{1,1 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_0 = 8,56 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 8,56 \text{ MPa}$$

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{16 \cdot D_2} \quad [\text{m}^3] \quad (38)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot (0,06^4 - 0,05^4)}{16 \cdot 0,06}$$

$$W_K = 2,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Vztah (38) dle [6] str. 40

Výpočet napětí od kroutícího momentu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{Pa}] \quad (39)$$

$$\tau_K = \frac{202}{2,2 \cdot 10^{-5}}$$

$$\tau_K = 9,2 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 9,2 \text{ MPa}$$

Kde:

M_Kkroutící moment pohonu, $M_K = 202 \text{ Nm}$, dle kap. 3.2

Redukované napětí ve šnekovém hřídeli dle podmínky HMH

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \quad [\text{Pa}] \quad (40)$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{8,56^2 + 3 \cdot 9,2^2}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = 18,09 \text{ MPa}$$

Vztah (40) dle [2], str. 288

**Bezpečnost**

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} \quad [-] \quad (41)$$

$$k = \frac{220}{18,09}$$

$$k = 12,16$$

Vztah (41) dle [2], str. 278, kde:

R_eMez skluzu, $R_e = 220$ MPa, dle [6], str. 54

9.2 KONTROLA SPOJENÍ ČÁSTÍ ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE

Jednotlivé části šneku jsou spojeny spojovacím hřídelem, který je zajištěn dvěma kolíky 12x70x3,2 B St, dle [6], str.449. Kolík je proti vysunutí zajištěn závlačkou 3,2x30 St, dle [6], str. 445. Obě součásti jsou vyrobeny z oceli 1.0715, pro hodnoty dovolených napětí byly použity hodnoty, dle [6], str. 54, pro ocel 1.0345, která má podobné fyzikální vlastnosti.

Smykové napětí v kolíku

$$\tau_{\zeta} = \frac{4 \cdot M_K}{\pi \cdot d_{\zeta}^2 \cdot d_3 \cdot z_K} \quad [\text{Pa}] \quad (42)$$

$$\tau_{\zeta} = \frac{4 \cdot 202}{\pi \cdot 0,012^2 \cdot 0,05 \cdot 2}$$

$$\tau_{\zeta} = 1,786 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 17,86 \text{ MPa}$$

Vztah (42) dle [5], kde:

d_{ζ} průměr čepu, $d_{\zeta} = 0,012$ m, dle [6], str. 449

d_3 malý průměr spojovacího hřídele, $d_3 = 0,05$ m

z_K počet kolíků v jednom spoji, $z_K = 2$

Dovolené smykové napětí dle [6], str. 54, je $\tau_D = (55 \div 75)$ MPa, kolík vzhledem ke smykovému napětí vyhovuje.



Otlačení kontaktních ploch - spojovací hřídel

$$p_1 = \frac{6 \cdot M_K}{d_{\check{c}} \cdot d_3^2 \cdot z_K} \quad [\text{Pa}] \quad (43)$$

$$p_1 = \frac{6 \cdot 202}{0,012 \cdot 0,05^2 \cdot 2}$$

$$p_1 = 2,02 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 20,2 \text{ MPa}$$

Vztah (43) dle [5]

Otlačení kontaktních ploch - náboj (šnekový hřídel)

$$p_2 = \frac{4 \cdot M_K}{d_{\check{c}} \cdot (D_3^2 - d_3^2) \cdot z_K} \quad [\text{Pa}] \quad (44)$$

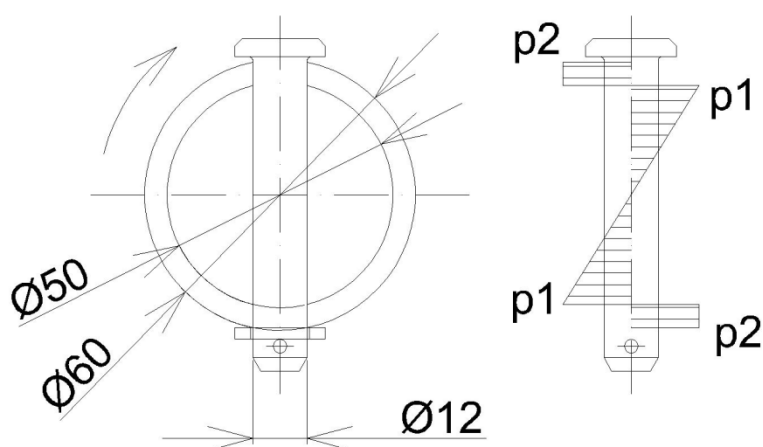
$$p_2 = \frac{4 \cdot 202}{0,012 \cdot (0,06^2 - 0,05^2) \cdot 2}$$

$$p_2 = 3,061 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 30,61 \text{ MPa}$$

Vztah (44) dle [5], kde:

D_3velký průměr spojovacího hřídele, $D_3 = 0,06 \text{ m}$

Dovolený tlak dle [6], str. 54, je $p_D = (85 \div 120) \text{ MPa}$, kolík na otlačení vyhovuje.



Obr. 13 Rozložení tlaku v kolíku



9.3 KONTROLA ÚNOSNOSTI PERA

Pero je nutné zkontrolovat na otláčení v náboji a smykové napětí. Materiál pera je 1.0060 s mezí kluzu $R_{e2} = 320$ MPa.

Základní hodnota tlaku pro ocel dle [2], str. 1081:

$$p_0 = 150 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak na bocích drážek pro jednosměrný chod s rázy dle [2], str. 1081:

$$p_D = 0,7 \cdot p_0 \quad [\text{Pa}] \quad (45)$$

$$p_D = 0,7 \cdot 150$$

$$p_D = 110 \text{ MPa}$$

Vztah (45) dle [2], str. 1081

Dovolené smykové napětí podle teorie HMM

$$R_{Se} = 0,577 \cdot R_{e2} \quad [\text{MPa}] \quad (46)$$

$$R_{Se} = 0,577 \cdot 320$$

$$R_{Se} = 184,64 \text{ MPa}$$

Vztah (46) dle [2], str. 279, kde:

R_{e2}pevnost v mezi kluzu pera , $R_{e2} = 320$ MPa, dle [6], str. 54

Kontrola na otláčení

$$p_3 = \frac{2 \cdot M_K}{d_V \cdot t_p \cdot (L_p - b_p)} \quad [\text{Pa}] \quad (47)$$

$$p_3 = \frac{2 \cdot 202}{0,03 \cdot 0,0029 \cdot (0,05 - 0,008)}$$

$$p_3 = 8,93 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 89,3 \text{ MPa}$$

Vztah (47) dle [2], str. 1080, kde:

d_Vprůměr vstupního hřídele, $d_V = 0,03$ m, dle kap. 3.2



t_phloubka pera v náboji, $t_p = 0,0029$ m, dle [6], str. 467

L_p délka pera, $L_p = 0,05$ m, dle kap. 3.2

b_p šířka pera, $b_p = 0,008$ m, dle kap. 3.2

Pero na otačení vyhovuje.

Kontrola na smyk

$$p_4 = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_K}{d_V \cdot L_p \cdot b_p} \quad [\text{Pa}] \quad (48)$$

$$p_4 = \frac{2 \cdot 202}{0,03 \cdot 0,05 \cdot 0,008}$$

$$p_4 = 3,366 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 33,6 \text{ MPa}$$

$$R_{Se} > p_4$$

Pero na smyk vyhovuje.



ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala konstrukčním návrhem šnekového dopravníku použitého pro mírně skloněnou dopravu pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry. Výpočty byly provedeny za pomoci použité literatury.

Nejprve byl proveden výpočet hlavních rozměrů dopravníku, ze kterých byla zvolena šnekovice. Pohon byl vybrán na základě výpočtu minimálního potřebného výkonu motoru. Následně byla provedena kontrola skutečného dopravovaného množství k ověření správnosti zvolených dílů. Z předběžného konstrukčního návrhu byly získány doplňující parametry šneku a rozměry ostatních dílů dopravníku. Pro určení zatěžujících sil bylo nutno určit hmotnost jednotlivých zatěžujících prvků dopravníku a síly vznikající vlivem odporu materiálu proti pohybu. Na základě těchto hodnot byla vybrána vhodná ložiska a odpovídající uložení šneku. Těsnění byla zvolena s ohledem na konstrukční návrh. S ohledem na kompaktnost a odpovídající vlastnosti, byla zvolena labyrintová těsnění. Následně byl proveden pevnostní výpočet pro ověření vhodnosti šnekového hřídele, ten ukázal, že zvolený hřídel ve všech ohledech vyhovuje provozním parametrům. Z hodnoty průhybu šnekového hřídele byla zvolena minimální mezera mezi šnekovicí a žlabem. Výkresová dokumentace byla vytvořena v programu AutoCAD 2012 a obsahuje výkres celkové sestavy a výrobní výkresy jednotlivých částí šnekového hřídele.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988, 277s.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 9788021426290. ČSN ISO 1050 (262808) A. Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Šnekové dopravníky. Praha: ÚNMZ, 1993.
- [3] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983, 290 s.
- [4] SCHMIDT, Zdenko a Bohumil DOBROVOLNÝ. *Strojnické tabulky pro vyšší strojnické školy, vyšší elektrotechnické školy a školy strojnické*. Vyd. 1. Praha: Státní pedagogické nakladatelství, 1952, 687 s.
- [5] ČEPOVÉ A KOLÍKOVÉ SPOJE. *Ingjars.estranky* [online]. 2014 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: www.ingjars.estranky.cz/file/53/cepove-a-kolikove-spoje.pdf
- [6] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha: Scientia, 1992, xiv, 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [7] ČELNÍ PŘEVODOVKY STANDARD. *Nord* [online]. 2000 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors_detail_1539.jsp#panel-0-dokumentace
- [8] ŠROUBY. *Akros* [online]. 2006 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www.akros.cz/search.asp?EXPS=stav%ECc%ED+%9Arouby>
- [9] B70 50/70x60. *ELO* [online]. 2008 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www.loziska.com/kluzna-loziska/>
- [10] LOŽISKO 6010-2RS. *ZKL-ložiska* [online]. 2014 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www.zkl-loziska.cz/Vyroby-info/LUBCON/all/Lozisko-6010-2RS/>
- [11] TRUBKA BEZEŠVÁ PŘESNÁ KRUHOVÁ, EN 10305-1, rozměr 60x5. *Ferona* [online]. 2012 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=39730>
- [12] TYČ OCELOVÁ KRUHOVÁ VÁLCOVÁ ZA TEPLA, EN 10060, průměr 60. *Ferona* [online]. 2012 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=5358>
- [13] TYČ OCELOVÁ KRUHOVÁ VÁLCOVANÁ ZATEPLA, EN 10060, průměr 50. *Ferona* [online]. 2012 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=23387>
- [14] KATALOG. *Nilos-ring* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www2.nilos-ring.de/default.aspx/G/111327/L/1033/R/-1/T/122948/A/2/ID/122936>

- [15] ŠNEKOVICE. *Rataj* [online]. 2010 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z:
<http://www.rataj.cz/vyrobni-program/spiraly-snekovnice>
- [16] ČERNOCH, Svatopluk a Ivo BERNARD. *Strojně technická příručka*. 12. přepr. vyd.
Praha: SNTL, 1968, 2 sv.
- [17] LOŽISKO 6011. *ZKL* [online]. 1999 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z:
<http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbb/6011>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b_p	[m]	šířka pera
c_H	[-]	součinitel dopravovaného množství
C_1	[N]	základní dynamická únosnost
D_1	[m]	průměr šnekovice
D_2	[m]	vnější průměr šnekového hřídele
D_3	[m]	velký průměr spojovacího hřídele
D_t	[m]	průměr těžiště plochy
D_{n1}	[m]	návrhový průměr šnekovice
$D_{\dot{z}}$	[m]	vnitřní průměr žlabu
d_1	[m]	vnitřní průměr šnekovice
d_2	[m]	vnitřní průměr šnekového hřídele
d_3	[m]	malý průměr spojovacího hřídele
$d_{\dot{c}}$	[m]	průměr čepu
d_{RL}	[m]	průměr radiálního ložiska
d_v	[m]	průměr vstupního hřídele
E	[Pa]	modul pružnosti oceli
F_A	[N]	celková axiální síla
F_R	[N]	radiální zatížení jednoho ložiska
$F_{\dot{z}}$	[N]	síla působící na žlab
F_{mc}	[N]	síla působící vlivem hmotnosti šneku
F_{A1}	[N]	axiální zatížení vlivem odporu materiálu
F_{A2}	[N]	axiální zatížení vlivem hmotnosti sklopeného šneku
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
H	[m]	dopravní převýšení

J_x	[m ⁴]	osový kvadratický moment
l_3	[m]	délka spojovací hřídele v místě malého průměru
L	[m]	dopravní vzdálenost
L_P	[m]	délka pera
L_{RL}	[m]	délka radiálního ložiska
L_{10}	[h]	trvanlivost ložiska
L_1	[m]	délka části šnekového hřídele
l_1	[m]	délka vstupního šnekového hřídele
L_2	[m]	celková délka šnekového hřídele
L_3	[m]	délka spojovací hřídele v místě velkého průměru
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_k	[Nm]	kroucí moment pohonu
m_c	[kg]	celková hmotnost šneku
$m_{\dot{z}}$	[kg]	hmotnost materiálu ve žlabu
m_1	[kg]	hmotnost šnekovice
m_2	[kg]	hmotnost šnekového hřídele
m_3	[kg]	hmotnost spojovacího hřídele
m_{n1}	[kg]	hmotnost jednoho závitu šnekovice
m_{n2}	[kg·m ⁻¹]	hmotnost 1 m šnekového hřídele
m_{3d}	[kg·m ⁻¹]	hmotnost 1 m tyče průměru 50 mm
m_{3D}	[kg·m ⁻¹]	hmotnost 1 m tyče průměru 60 mm
m_{n3}	[kg]	hmotnost jednoho spojovacího hřídele
n	[s ⁻¹]	předběžné otáčky šneku
n_1	[s ⁻¹]	otáčky pohonu
p_D	[MPa]	dovolený tlak

p_0	[MPa]	základní hodnota tlaku
P_{\min}	[W]	minimální výkon motoru
P_1	[N]	dynamické radiální ekvivalentní zatížení
p_1	[Pa]	tlak v hřídeli
p_2	[Pa]	tlak v náboji
p_3	[Pa]	tlak v peru - otláčení
p_4	[Pa]	tlak v peru - smyk
p_{RL}	[Pa]	tlak v radiálním ložisku
Q_D	[kg·h ⁻¹]	dopravní výkon
Q_V	[m ³ ·h ⁻¹]	objemový výkon
Q_{VS}	[m ³ ·h ⁻¹]	skutečné dopravované množství
q	[N·m ⁻¹]	liniové zatížení
R_A	[N]	reakční síla v bodě A
R_B	[N]	reakční síla v bodě B
R_S	[m]	účinný poloměr šnekovice
s_1	[m]	stoupání šnekovice
S_1	[m ²]	plocha průřezu šnekovice
t_1	[m]	tloušťka šnekovice
t_p	[m]	hloubka pera v náboji
$V_{\dot{z}}$	[m ³]	objem materiálu ve žlabu
V_1	[m ³]	objem jednoho závitu šnekovice
w	[-]	globální součinitel
W_k	[m ³]	modul průřezu v krutu
W_O	[m ³]	modul průřezu v ohybu
x_t	[m]	délka trajektorie těžiště plochy jednoho závitu šnekovice

y	[m]	průhyb
z_k	[-]	počet kolíků v jednom spoji
z_1	[-]	počet závitů šnekovice
z_3	[-]	počet spojovacích hřídelů
z_4	[-]	počet uložení šneku
α	[°]	úhel stoupání šnekovice
β	[°]	úhel dopravníku
Δ	[%]	odchylka dopravovaných množství
ρ_o	[kg·m ⁻³]	objemová hmotnost oceli
ρ_v	[kg·m ⁻³]	objemová hmotnost vápenného hydrátu
σ_o	[Pa]	napětí v ohybu
σ_{RED}	[Pa]	redukované napětí
τ_{ξ}	[Pa]	smykové napětí v kolíku
τ_K	[Pa]	napětí od kroutícího momentu
φ	[°]	třecí úhel vápenného hydrátu
ψ	[-]	součinitel plnění

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obrázky

- Obr. 1 Schéma šnekového dopravníku
- Obr. 2 Typy konstrukce šneku
- Obr. 3 Excentricita uložení šnekového dopravníku
- Obr. 4 Úhel sklonu šnekovice
- Obr. 5 Rozměry pohonu NORD SK25 - 90S/4
- Obr. 6 Úhel stoupání šnekovice
- Obr. 7 Uložení šneku u pohonu
- Obr. 8 Koncové uložení
- Obr. 9 Domeček kluzného ložiska
- Obr. 10 Uložení středové části
- Obr. 11 Nahrazení středového dílu
- Obr. 12 Nahrazení koncového dílu
- Obr. 13 Rozložení tlaků v kolíku

Tabulky

- Tab. 1 Rozměry pohonu

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace

Sestava:	Šnekový dopravník	MS - 0000	1ks
Kusovník:	Šnekový dopravník	MS - 1000	3ks
Výrobní výkresy:	Šnek	MS - 0001	1ks
	Šnek vstupní	MS - 0002	1ks
	Hřídel spojovací	MS - 0003	1ks
	Hřídel koncový	MS - 0004	1ks

Další přílohy

CD - Bakalářská práce (pdf)

Výkresová dokumentace (pdf)