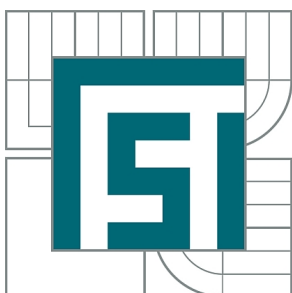




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU OCELOVÝCH BROKŮ DO OTRYSKÁVAČE

SCREW CONVEYOR FOR TRANSPORT TO STEEL SHOT BLASTING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LADISLAV STANĚK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Ladislav Staněk

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 pro dopravu ocelových broků do otryskávače

v anglickém jazyce:

Screw conveyor for transport to steel shot casting

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte šnekový dopravník pro dopravu ocelových broků do tryskače ocelových součástek.

Základní parametry:

ocelový granulát S 330

délka dopravníku 3650 mm

Dopravované množství max. 60 t / hod

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritická rešerše existujících řešení,
- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

Pro dopravníky

1. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Příslušné ČSN EN a firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 26.10.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrhové a konstrukční řešení šnekového dopravníku pro dopravu ocelových broků do tryskače ocelových součástí dle zadaných parametrů. Je zde proveden výpočet základních rozměrů dopravníku, návrh pohonné soustavy, výpočet zaplnění žlabu, stanovení celkové hmotnosti šneku, návrh uložení šneku a pevnostní kontrola funkčních částí. Tato práce je složena z technické zprávy a výkresové dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, ocelové broky, šnek, žlab, pohon, dopravní výkon, technická zpráva a konstrukční řešení

ABSTRACT

The aim of this thesis is the design and the design of screw conveyor for transporting steel shot blast machines to steel components according to the supplied parameters. Here is the calculation of the basic dimensions of the conveyor, the design of the propulsion system, the calculation of the filling of the trough, the determination of the total weight of the Auger, Auger and saving design strength control functional parts, this work is composed of technical reports and drawings.

KEYWORDS

Screw conveyor, steel pellets, snail, tray, drive, traffic enforcement, technical report and design solutions



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STANĚK, L. *Šnekový dopravník pro dopravu ocelových broků do otryskávače*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 60 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2013

.....

Ladislav Staněk



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl především poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce, doc. Miroslavu Škopánovi, CSc., za udělení cenných rad a odbornou pomoc. Dále bych chtěl poděkovat rodičům, ale největší dík patří mé manželce za vytrvalou podporu v životě i při studiu.



OBSAH

Úvod	10
Cíl práce	13
1 Hlavní části šnekového doravníku	14
1.1 Šnek	14
1.2 Žlab	15
1.3 Pohon	16
1.4 Návrh koncepce	16
2 Výpočet základních částí dopravníku	17
2.1 Objemový dopravní výkon	17
2.2 Průměr šnekovnice	17
3 Pohon šnekového doravníku	19
3.1 Stanovení potřebného výkonu elektromotoru	19
3.2 Převodovka	20
3.3 Výpočet skutečných hodnot	21
4 Kontrola dopravovaného množství	22
4.1 Skutečné dopravované množství	22
4.2 Rozdíl dopravovaného množství	22
5 Axiální síla	23
5.1 Účinný poloměr šnekovnice	23
5.2 Úhel stoupání šnekovnice	23
5.3 Sypný úhel	24
5.4 Třecí úhel	24
6 Výpočet zaplnění žlabu	25
6.1 Objem materiálu ve žlabu	25
6.2 Hmotnost materiálu ve žlabu	25
6.3 Síla materiálu působící na žlab	25
7 Hmotnost šneku	26
7.1 Hmotnost hřídele	26
7.2 Hmotnost šnekovnice	27
7.3 Hmotnost vstupního čepu	30
7.4 Hmotnost koncového čepu	31
7.5 Hmotnost spojovacího čepu	32
7.6 Hmotnost čepu redukce	33
7.7 Hmotnost celého šneku	34
8 Uložení šneku	35

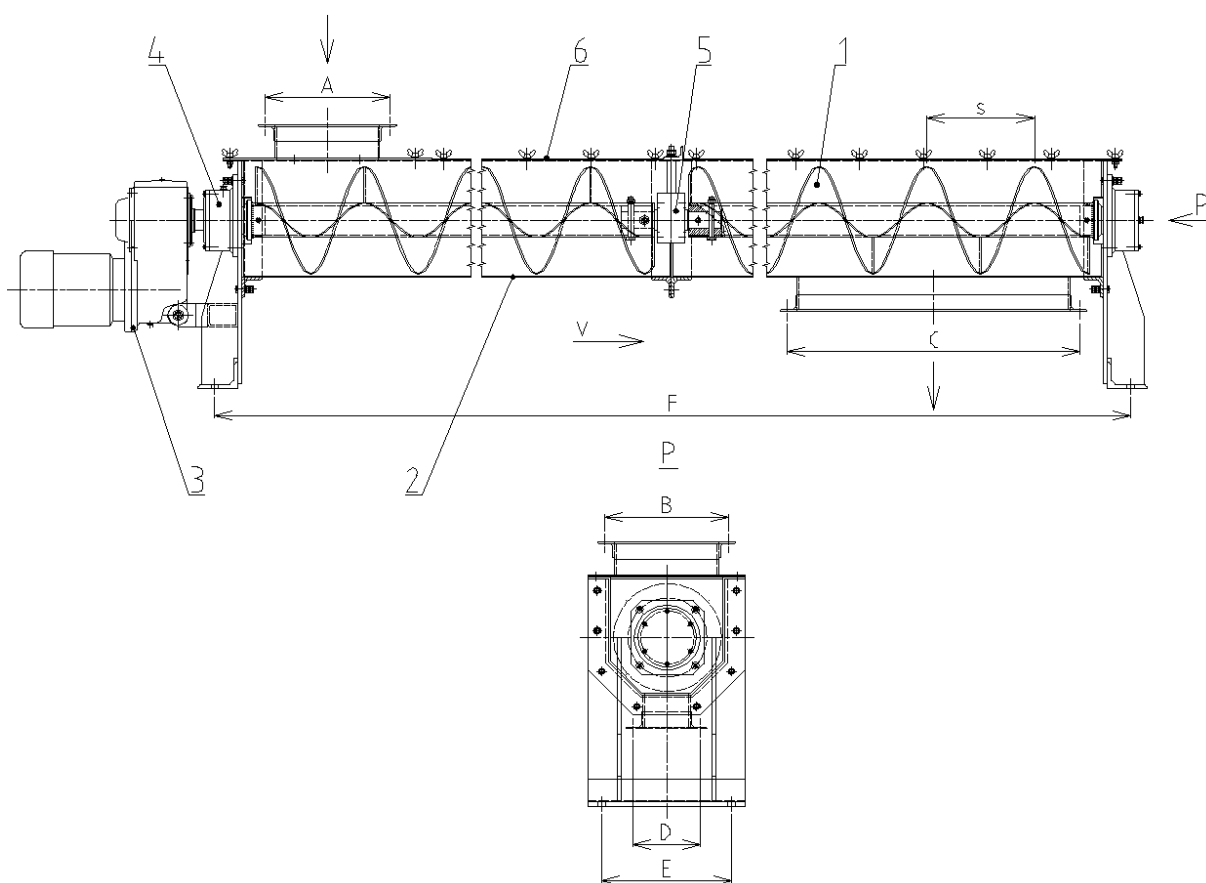


8.1	Návrh ložiska pohonu	35
8.1.1	Výpočet trvanlivosti ložiska	36
8.2	Návrh koncového ložiska.....	38
8.2.1	Výpočet trvanlivosti ložiska	38
8.3	Návrh spojovacího ložiska.....	39
9	Pevnostní kontrola	41
9.1	Kontrola hřídele šneku.....	41
9.2	Kontrola pera	45
9.3	Kontrola lícovaného spoje	46
9.4	Kontrola svarového spoje	49
9.5	Kontrola tepelné dilatace šneku	50
10	Postup montáže.....	51
11	Závěr.....	52
	Použité informační zdroje.....	53
	Seznam použitých zkratk a symbolů	55
	Seznam příloh.....	60



ÚVOD

Šnekové dopravníky přemísťují materiál pomocí rotujícího šneku. Skládají se ze žlabu jako nosného orgánu, šneku a pohonu. Obr. 1 ukazuje schematicky šnekový dopravník pro vodorovnou dopravu. Uvnitř žlabu v jeho ose je uložen šnek. Při rotaci šneku dochází k posouvání dopravovaného materiálu ve žlabu. Správná funkce dopravníku je podmíněna pouze částečným naplněním žlabu materiálem tak, jak je zřejmé z Obr. 2. Stupeň naplnění žlabu vyjadřujeme součinitelem plnění ψ dle Tab. 1.



Obr. 1 Šnekový dopravník;

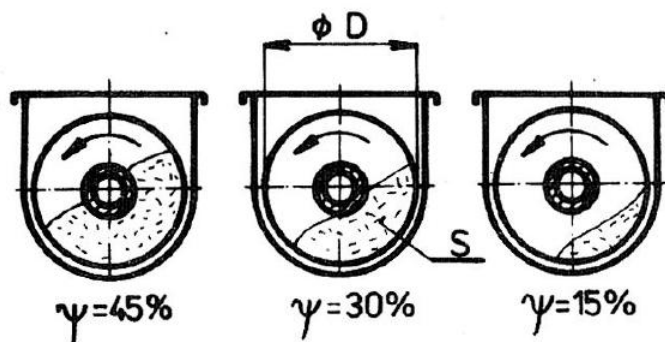
1 – šnek, 2 – žlab, 3 – plochá čelní převodovka, 4 – ložiska, 5 – vodící ložisko,

6 – víko žlabu, s – stoupání šneku, A, B, C, D, E, F – připojovací rozměry

Šnekové dopravníky mají jednoduchou konstrukci a dobře se začleňují do automatických výrobních linek. Jejich jednoduchá konstrukce dává záruku spolehlivé funkce. Zabírají malý prostor. Šnekové dopravníky se používají pro vodorovnou, šikmou a svislou dopravu. Jsou vhodné pro dopravu řady materiálů, jako jsou materiály prašné, zrnité, drobně kusové do maximální velikosti kusů 60 mm, částečně vlhké, vláknité, v běžném provedení do sklonu 20°. Mohou plnit i technologické funkce, např. míchání, mytí, hnětení, ohřívání, chlazení. Dopravované množství se u šnekových dopravníků pohybuje od 1 do 300 m³ h⁻¹,



jejich délky dosahují až 60 metrů. Otáčky šneku jsou zpravidla v rozmezí 0,2 až 4 s⁻¹. Dopravní rychlost nepřesahuje 0,5 m s⁻¹ [1].



Obr. 2 Zaplnění žlabu při různém součiniteli plnění [2]

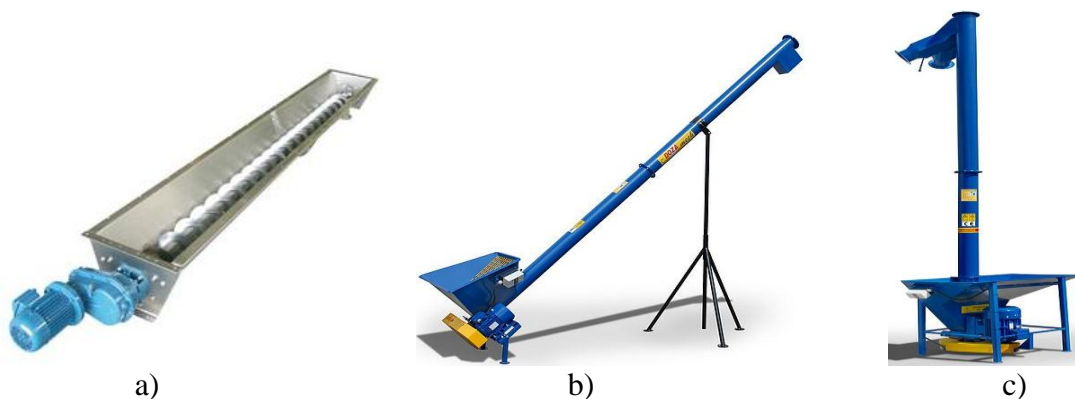
Tab. 1 Součinitel plnění pro materiál [2]

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	ψ	n [ot.s ⁻¹]	v [m.s ⁻¹]
neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	uhelný prach, mouka zrní, prášk. vápno	0,45	2 až 4	0,5
neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní	drobné uhlí, hrubozrnná sůl, cement, písek	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
velmi abrazivní, hrubě kusovitý, lepkavý	drobný koks, hrubozrnné vápno	0,15	0,2 až 1	0,1

Šnekové dopravníky rozdělujeme:

a) podle směru dopravy na:

- vodorovné (Obr. 3a),
- šikmé (Obr. 3b),
- svislé (Obr. 3c),



Obr. 3 Šnekový dopravník [3, 4]
a - vodorovný, b - šikmý, c - svislý



b) podle smyslu stoupání šneku na:

- pravotočivé (Obr. 4b),
- levotočivé (Obr. 4a),



a)

b)

*Obr. 4 Stoupání šneku [5]
a - levotočivé, b – pravotočivé*

c) podle počtu šneků na:

- jednošnekové (Obr. 3a),
- vícešnekové (Obr. 5).

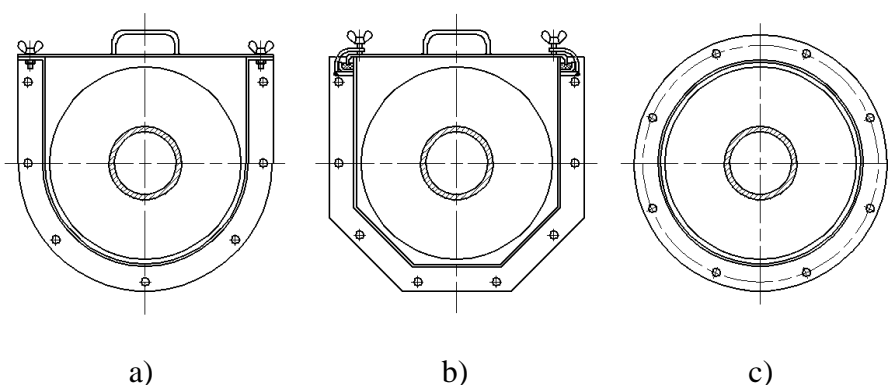


Obr. 5 Šnekové pole [6]



d) podle použité konstrukce [7]:

- 1) korytové (žlabové) šnekové dopravníky ve tvaru písmene „U“ (Obr. 6a, b),
 - umožňují snadný přístup do šnekového dopravníku, lepší kontrolu nad dopravní trasou, případně snadnější zásahy při dopravě problematických materiálů.
- 2) trubkové šnekové dopravníky ve tvaru písmene „O“ (Obr. 6c),
 - spolehlivé, kompaktní s možností vyššího plnění a tedy i vyššího výkonu.



Obr. 6 Šnekové dopravníky dle konstrukce
a, b – korytové, c – trubkové

Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení šnekového dopravníku pro dopravu ocelových broků do tryskače ocelových součástek. Dopravovaným materiálem je kulatý ocelový granulát typu S330 o průměru zrn v rozmezí $0,85 \div 1,40$ mm.

V úvodu této práce se seznámíme s možností konstrukčního řešení šnekových dopravníků. Další kapitola je zaměřena na vypracování technické zprávy, ve které provedu funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent, pevnostní výpočet a postup pro montáž zařízení. Vše doložím montážní výkresovou sestavou zařízení s jednotlivými podsestavami.

V této práci využiji znalosti získané studiem na této fakultě, dlouholeté zkušenosti a cenné rady spolupracovníků z předchozího zaměstnání na pozici konstruktér pro generální opravy strojů ve firmě ŽDAS, a. s.



1. HLAVNÍ ČÁSTI ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

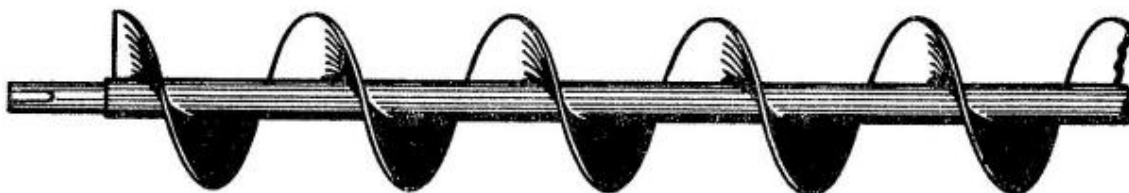
Mezi základní komponenty šnekového dopravníku řadíme součásti, bez kterých by doprava materiálu nebyla možná - šnek, žlab a pohon.

1.1 Šnek

Šnek je podstatnou částí dopravníku. Do značné míry určuje vlastnosti dopravníku. Šnek se skládá z hřídele a šnekovnice. Hřídel bývá plný i trubkový (dutý) s plnými čepy pro uložení v ložiskách. Na hřídeli je upevněna (přivařena) šnekovnice. Šnekovnice může mít pravé nebo levé stoupání. To je důležité z hlediska směru pohybu dopravovaného materiálu. Uspořádání dvou šnekovnic s opačným stoupáním v různých částech téhož hřídele umožňuje protisměrný pohyb materiálu v témže žlabu.

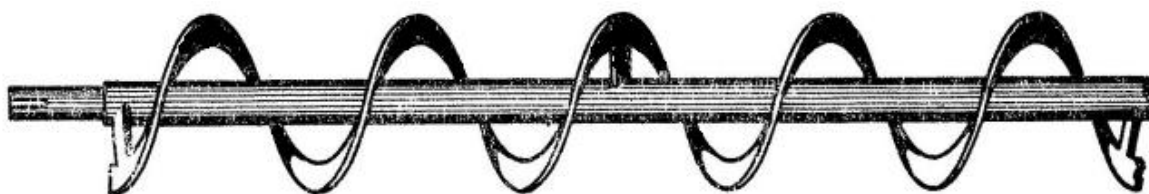
Podle provedení může být šnekovnice:

- a) plná (Obr. 7),
- b) obvodová (Obr. 8),
- c) lopatková (Obr. 9),
- d) kuželová (Obr. 10).



Obr. 7 Plná šnekovnice [1]

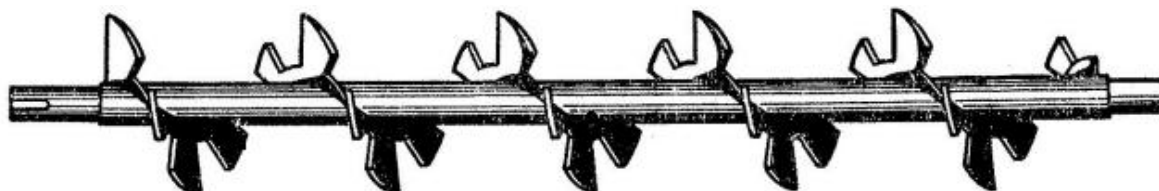
Plnou šnekovnici tvoří plochý závit z ocelového plechu nebo odlitek, který je svým vnitřním průměrem uchycen na hřídeli šneku. Šnekovnice z ocelového plechu bývá vyrobena buď válcováním z pásu nebo svařováním mezikruhových výstřižků, které jsou v jednom místě radiálně rozstříženy a roztaženy na příslušné stoupání. Vícechodé šneky jsou vhodné pro šikmé šnekové dopravníky dopravující velmi sytké materiály, neboť zabraňují zpětnému pohybu materiálu.



Obr. 8 Obvodová šnekovnice [1]

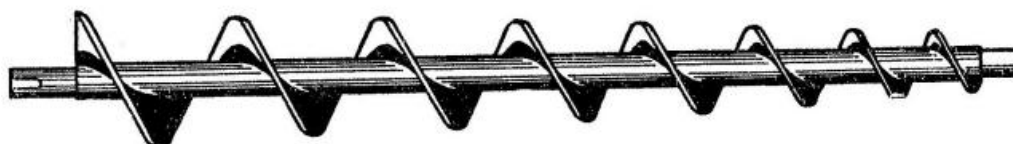


Šneky s obvodovou šnekovnicí jsou určeny pro dopravu tuhých, tekoucích a lepkavých materiálů, např. melasy, asfaltu, dehtu, které na šneku ulpívají. Šnekovnici zde tvoří opět šroubová plocha vytvořená z plechu, která je upevněna ke hřídeli v určité odlehlosti pomocí držáků z ploché oceli. Takto zhotovený šnek nemá kouty mezi šnekovnicí a hřídelem, takže se materiál nenalepuje.



Obr. 9 Lopatková šnekovnice [1]

Lopatkové šneky s lopatkami různého tvaru se používají tehdy, kdy se má dopravovaný materiál promíchávat.



Obr. 10 Kuželová šnekovnice [1]

Šneky s kuželovou šnekovnicí na Obr. 10 se používají pro speciální účely. Vyrábějí se někdy též s proměnlivým stoupáním. Jeli nejmenší průměr a nejmenší stoupání v místě přivádění materiálu, dosahuje se nakypření materiálu.

Jejich použití je účelné při dopravě materiálu, který je choulostivý na stlačení. Přivádí-li se materiál do dopravníku v místě největšího průměru a maximálního stoupání, dochází při dopravě k jeho zhušťování – stlačování [1].

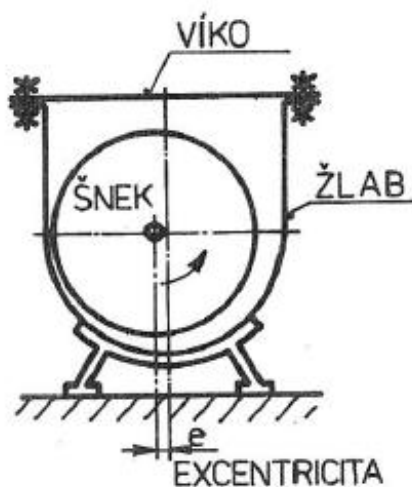
1.2 Žlab

Velikost žlabu závisí na velikosti šneku a dopravovaném materiálu (např. abrazivnosti, zrnitosti). Žlab se vyrábí převážně z plechu tloušťek 3 až 8 mm. Horní okraje jsou vyhnuty ven, tím se zvýší tuhost žlabu a zároveň je na něj možné připevnit víko. Mezera mezi šnekem a dnem žlabu bývá 5 až 10 mm, u velkých dopravníků i větší. Její velikost závisí zejména na přesnosti výroby a dopravovaném materiálu.

Aby se omezilo drcení zrnitých materiálů, případně jejich zadírání mezi dnem žlabu a šnekem, ukládá se šnek často excentricky (obr. 11). Tím se dosáhne toho, že se mezera mezi šnekovnicí a žlabem ve směru otáčení postupně zvětšuje. To má za následek jednak jejich nižší opotřebení, ale také menší poškození dopravovaného materiálu a tím také menší nároky



na hnací jednotku. Žlaby se spojují z dílů 1,5 až 6 m dlouhých. Při montáži je důležité dodržet jejich přímocharost, což je nezbytné pro následné uložení šneku [2].



Obr. 11 Uložení šneku ve žlabu [2]

1.3 Pohon

K pohonu šnekových dopravníků se dnes nejčastěji používá převodových elektromotorů. Hnací skupina se ukládá obvykle na konzolu spojenou s čelem žlabu nebo přírubovým spojem přímo na čelo žlabu. U větších jednotek má pohon samostatný základ. Hnací moment se z výstupního hřídele převodovky přenáší na hřídel pružnou spojkou [1].

1.4 Návrh koncepce

Navržený šnekový dopravník je součástí tryskací komory ve firmě ŽĎAS, a. s., která má označení TK 5 x 5 a byla kompletně rekonstruována za pomoci firmy STROJMONT CZ, a. s., kde tento dopravník plní funkci dopravy materiálu mezi zásobníkem a metacím zařízením ocelových broků. Koncepční návrh této práce spočívá v dopravě ocelových broků žlabem za pomoci plného šneku, který je složen ze šnekovnice, čepů a hřídele.

Na hřídeli jsou tyto komponenty přivařeny. Takto složený šnek je uložen na vstupní straně v pevném ložiskovém tělese a na konci ve volném ložiskovém tělese. Šnek je pro svoji délku rozdělen na dvě části, které jsou mezi sebou spojeny spojovacím čepem uloženým v kluzném pouzdru. Ložisková tělesa jsou připevněna na konzolu, která slouží zároveň i pro ukotvení celého šnekového dopravníku. Tato konzola je připevněna na čelo žlabu.

Pro pohon šneku ve žlabu je volena plochá čelní převodovka dodávaná současně s elektromotorem, která je nasunuta na vstupní hřídel šneku. Za pomoci přepólování elektromotoru změním směr otáčení šneku a tím i dopravu materiálu. Mazání ložisek je řešeno pomocí tlakových maznic.



2. VÝPOČET ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ DOPRAVNÍKU

Šnekový dopravník bude zajišťovat dopravu ocelových broků ze zásobníku do metaček tryskací komory.

2.1 Objemový dopravní výkon

$$Q_v = \frac{Q}{\gamma} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (1)$$

$$Q_v = \frac{60\,000}{4000}$$

$$\underline{Q_v = 15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}}$$

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

Q dopravní výkon ze zadání je $Q = 60\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

γ objemová hmotnost dopravovaného materiálu ze zadání pro ocelový granulát S330 [8]
je $\gamma = 3500 \div 4000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \rightarrow$ volím $\gamma = 4000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

2.2 Průměr šnekovnice

Průměr šnekovnice vypočítáme úpravou vztahu pro objemový dopravní výkon, pro který platí rovnice:

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot C_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2)$$

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

D průměr šnekovnice [m]

s stoupání šnekovnice [m]. Volí se $s \approx D$

n otáčky šneku dle tab. 1, z rozmezí $0,2 \div 1 \text{ s}^{-1}$ volím $n = 0,8 \text{ s}^{-1}$

ψ součinitel plnění žlabu dle tab. 1 a obr. 2, pro velmi abrazivní materiály
volím $\psi = 0,15$ (15 %)

C_H korekční součinitel dle [2], tab. 9.7, str. 209 z grafu vyčteme pro úhel
stoupání 0° je $c_H = 1$



Úpravou rovnice ze vztahu (2) dostaneme potřebný výpočet průměru šnekovnice pro daný dopravní výkon:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot C_H}} \quad [\text{m}] \quad (3)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 15}{3600 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 0,8 \cdot 1}}$$

$$\underline{D = 0,35 \text{ m}} \Rightarrow \underline{0,32 \text{ m}}$$

Vypočtený průměr šnekovnice je $D = 0,35 \text{ m}$. Dle [9] normy ČSN ISO 1050 volím nejbližší možný průměr šneku $D = 0,32 \text{ m}$. Stoupání šnekovnice dle lit. [2] str. 208, kde $s = D = 0,32 \text{ m}$.



3. POHON ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pohon dopravníku ve většině konstrukčních řešení zajišťuje asynchronní elektromotor. Hřídel elektromotoru je spojena s převodovkou, která redukuje otáčky motoru na výstupní otáčky převodovky. Hnací moment se z výstupního hřídele převodovky přenáší na hřídel šneku pružnou spojkou, ale v mém případě je převodovka nasunuta přímo na hřídel šneku, kde je zajištěna proti pootočení a axiálnímu posunutí.

3.1 Stanovení potřebného výkonu elektromotoru

Minimální potřebný výkon elektromotoru pro dopravu požadovaného množství materiálu na určenou vzdálenost:

$$P = \frac{Q_V \cdot \gamma \cdot g}{3600} \cdot (l_V \cdot w \pm h) \quad [\text{W}] \quad (4)$$

$$P = \frac{15 \cdot 4000 \cdot 9,81}{3600} \cdot (3,65 \cdot 5 \pm 0)$$

$$P = 2983,9 \text{ W} = 3 \text{ kW}$$

Vztah (4) dle [2], str. 209, kde:

l_V vodorovná dopravní vzdálenost ze zadání $l_V = 3,65 \text{ m}$

w celkový součinitel odporu dle [2], tab. 9.2, str. 210 pro abrazivní materiál

je v rozmezí $4 \div 5 \rightarrow$ volím $w = 5$

h dopravní výška $\Rightarrow h = 0 \text{ m}$

Podle vypočítaného výkonu $P = 3 \text{ kW}$ volím nejbližší vyšší trojfázový asynchronní elektromotor. K pohonu dopravníku jsem zvolil z katalogu firmy NORD – Poháněcí technika, s. r. o., dle [10], str. 76, 100, 101, 116 elektromotor s označením Standard / IE 1 SK 112 M/4 IM B5. Tento elektromotor je součástí převodovky dle kapitoly (3.2).

Parametry elektromotoru:

Typ: SK 112 M/4
 Tvar: IM B5
 Výkon: $P_N = 4 \text{ kW}$
 Otáčky: $n_N = 1445 \text{ min}^{-1}$
 Hmotnost: $m = 30 \text{ kg}$

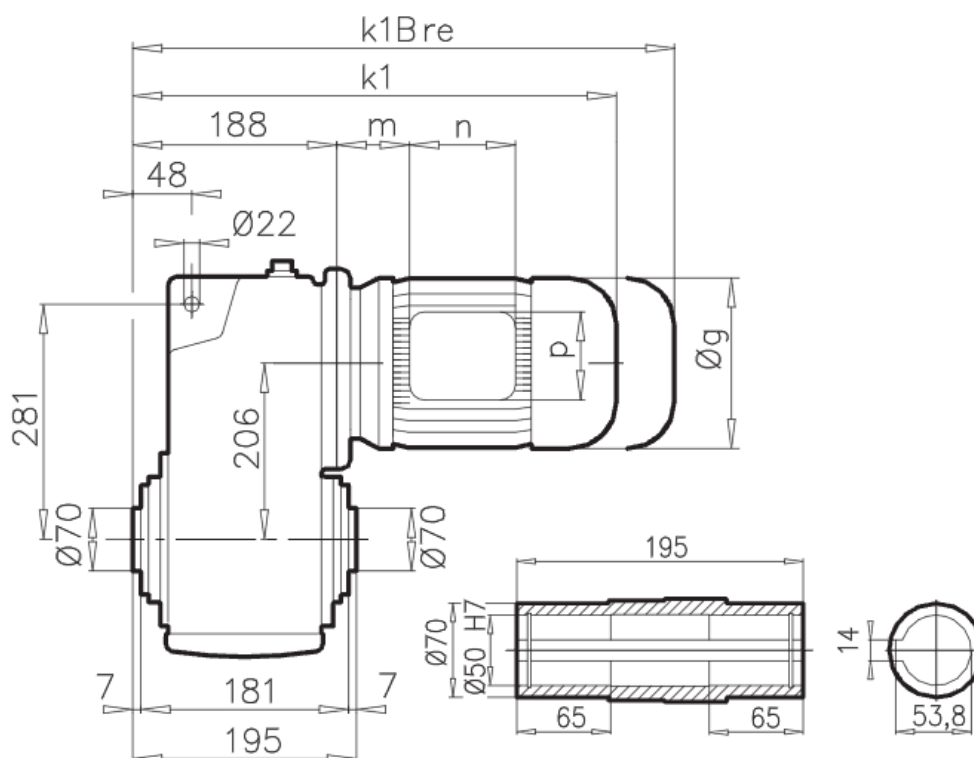


3.2 Převodovka

Z katalogu firmy NORD – Poháněcí technika, s. r. o., dle [11], str. 20, 76, 100, 101, 116 volím převodovku s označením SK 4282 AGB. Tato převodovka se zvoleným elektromotorem (Obr. 12) je dodávána jako plochá čelní převodovka s označením SK 4282 AGB – 112M/4 IM B5, A - dutá hřídel, G – 2x silentblok, B - axiální zajištění.

Parametry ploché čelní převodovky:

Typ:	SK 4282 AGB
Výstupní otáčky:	$n_2 = 67 \text{ min}^{-1} = 1,12 \text{ s}^{-1}$
Krouticí moment:	$M_2 = 570 \text{ Nm}$
Převodový poměr:	$i_{\text{ges}} = 21,45$
Hmotnost:	$m = 85 \text{ kg}$



Obr. 12 Rozměry ploché čelní elektropřevodovky [11]

Tab. 3 Doplnkové rozměry ploché čelní elektropřevodovky [11]

Typ	K1Bre	K1	m	n	p	g
	mm					
SK 4282 A – 112M/4	610	517	48	114	114	228



3.3 Výpočet skutečných hodnot

a) Výpočet výstupních otáček n převodovky:

$$n = \frac{n_N}{i_{ges}} \quad [s^{-1}] \quad (5)$$

$$n = \frac{1445}{21,45} = 67,37 \text{ min}^{-1} \Rightarrow \underline{1,12 \text{ s}^{-1}}$$

b) Výpočet skutečného kroutícího momentu M_k^{skut} na výstupu z převodovky:

$$M_k^{\text{skut}} = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} \quad [Nm] \quad (6)$$

$$M_k^{\text{skut}} = \frac{4000}{2 \cdot \pi \cdot 1,12} = \underline{568,4 \text{ Nm}}$$

Tento rozdíl ve výpočtu kroutícího momentu je minimální oproti výsledku udávanému výrobcem převodovky NORD – Poháněcí technika, s. r. o., $M_k = 570 \text{ Nm}$, a proto jej můžeme zanedbat.



4. KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

Při stanovení nejbližšího jmenovitého průměru šnekovnice dle ČSN ISO 1050 [9], kde $D = 0,32$ m se liší od vypočteného průměru dle vztahu (3), který by odpovídal požadovanému dopravovanému výkonu ze zadání. Volbou ploché převodovky s výstupními otáčkami $n_2 = 67 \text{ min}^{-1} \Rightarrow 1,12 \text{ s}^{-1}$ se liší od hodnoty uvažované ve vztahu (2). Z tohoto důvodu je nutné provést kontrolu, zdali se objemový dopravní výkon ze vztahu (1) rovná skutečnému dopravnímu výkonu.

4.1 Skutečné dopravované množství

$$Q_{\text{skut}} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_2 \cdot C_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (7)$$

$$Q_{\text{skut}} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} \cdot 0,32 \cdot 0,15 \cdot 1,12 \cdot 1$$

$$\underline{Q_{\text{skut}} = 15,565 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}}$$

4.2 Rozdíl dopravovaného množství

$$\Delta Q = \frac{Q_{\text{skut}} - Q_V}{Q_V} \quad (8)$$

$$\Delta Q = \frac{15,565 - 15}{15}$$

$$\underline{\Delta Q = 0,0376 \cong 0,04 \cdot 100 = 4 \%}$$

Skutečné dopravované množství je o 4 % větší než požadované množství ze zadání. Pro zpřesnění dopravy požadovaného množství lze trojfázový asynchronní motor doplnit o frekvenční měnič, kterým je možné regulovat otáčky motoru a tím i hodnotu dopravovaného množství ve žlabu.



5. AXIÁLNÍ SÍLA

Tato síla vzniká v ose šneku vlivem pohybujícího se materiálu uvnitř dopravníku. Pro odstranění této axiální síly dle vztahu (9) je zapotřebí umístit na stranu pohonu axiální nebo soudečkové ložisko.

$$F_a = \frac{M}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1)} \quad [\text{N}] \quad (9)$$

Vztah (9) dle [12], str. 181, kde:

M hnací moment na hřídeli šneku = výstupní kroutící moment z převodovky
kapitola 3.2 $M = M_2 = 570 \text{ Nm}$

R_s účinný poloměr šnekovnice [m] ze vztahu (10) viz [12]

α_1 úhel stoupání šnekovnice [rad]

φ_1 třecí úhel mezi materiálem a šnekem [rad]

5.1 Účinný poloměr šnekovnice

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} \quad [\text{m}] \quad (10)$$

$$R_s = 0,75 \cdot \frac{0,32}{2}$$

$$\underline{R_s = 0,12 \text{ m}}$$

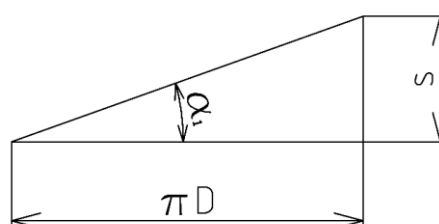
5.2 Úhel stoupání šnekovnice

Pro výpočet úhlu stoupání šnekovnice α_1 použijeme rozvinutý závit šnekovnice (Obr. 13), kdy znám stoupání šnekovnice viz kapitola 2.2 a obvod, který vypočítám z průměru šnekovnice ze vztahu (3). $O = \pi \cdot D$

$$\alpha_1 = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{s}{\pi \cdot D} \right) \quad [^\circ] \quad (11)$$

$$\alpha_1 = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{0,32}{\pi \cdot 0,32} \right)$$

$$\underline{\alpha_1 = 17^\circ 39'}$$



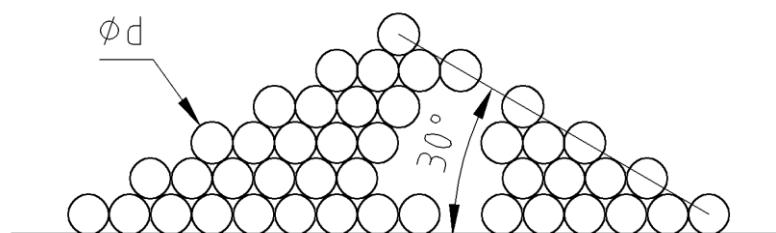
Obr. 13 Stoupání šnekovnice



5.3 Sypný úhel

Sypný úhel souvisí se zrnitostí materiálu danou největším rozměrem zrna (kusu). Je to největší sklon stabilního povrchu volně nasypaného materiálu [13].

Ideální granulární hmota je tvořena kuličkami. Velikost úhlu vnitřního tření φ ideální sypké hmoty je roven hodnotě úhlu svahu α (Obr. 14) a činí 30° . Úhel svahu je u ideální sypké hmoty invariantní vůči vnějším i vnitřním vlivům [14].



Obr. 14 Geometrický model sypké hmoty [14]

Dle [14], str. 122, kde:

$\alpha = 30^\circ$ úhel svahu kuliček (sypný úhel)

$d_k = d_{\max}$ průměr kuličky ze zadání ocelový granulát S330 zrnitost $0,85 \div 1,4$ mm \rightarrow
volím $d_{\max} = 1,4$ mm

5.4 Třecí úhel

Volím z [13], str. 100, sypný úhel α souvisí s vnitřním třením v materiálu, pro který platí $f = \operatorname{tg} \varphi$:

$$\alpha = \varphi = 30^\circ \quad [^\circ] \quad (12)$$

$$f = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 30^\circ$$

$$f = \underline{0,58}$$

Dosazením do vztahu (9) dostáváme:

$$F_a = \frac{570}{0,12 \cdot \operatorname{tg}(17^\circ 39' + 30^\circ)} \quad [N] \quad (9)$$

$$F_a = \underline{4330 N}$$



6. VÝPOČET ZAPLNĚNÍ ŽLABU

Plochu zaplnění žlabu volím $\psi = 15 \% = 0,15$ dle [2], str. 209, tab. 9.1 pro materiál velmi abrazivní - v mém případě dle zadání abrazivo typu ocelový granulát S330 [8].

6.1 Objem materiálu ve žlabu

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot l \quad [\text{m}^3] \quad (13)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} \cdot 0,15 \cdot 3,65$$

$$\underline{V = 0,0440 \text{ m}^3}$$

kde:

ψ součinitel plnění žlabu $\psi = 15 \%$

l dopravní vzdálenost ze zadání $l = 3,65 \text{ m}$

6.2 Hmotnost materiálu ve žlabu

Ve vztahu (14) vypočítám celkovou hmotnost dopravovaného ocelového granulátu S330 v celkové dopravní délce $l = 3,65 \text{ m}$.

$$m_m = V \cdot \gamma \quad [\text{kg}] \quad (14)$$

$$m_m = 0,0440 \cdot 4000$$

$$\underline{m_m = 176 \text{ kg}}$$

kde:

γ objemová hmotnost dopravovaného materiálu dle [8], $\gamma = 4000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

6.3 Síla materiálu působící na žlab

$$F_m = m_m \cdot g \quad [\text{N}] \quad (15)$$

$$F_m = 176 \cdot 9,81$$

$$\underline{F_m = 1726,6 \text{ N}}$$

kde:

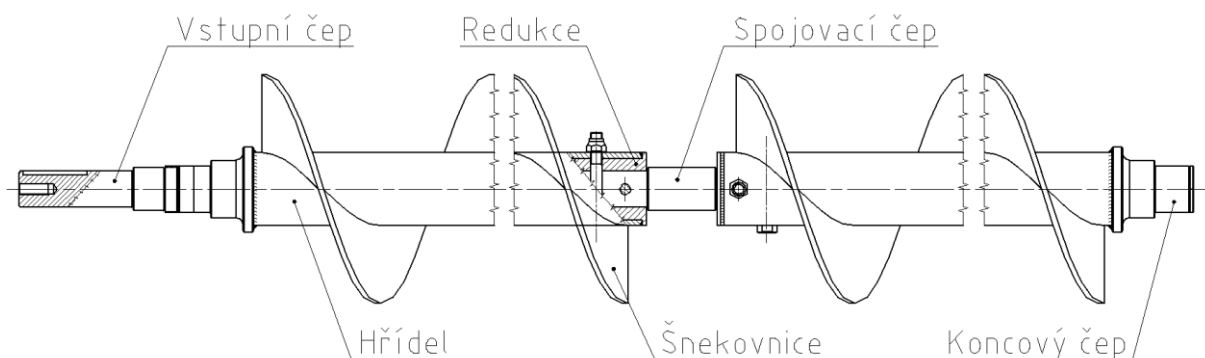
g gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



7. HMOTNOST ŠNEKU

Hmotnost šneku (Obr. 15) určí součtem hmotnosti hřídele m_h , šnekovnice m_s , čepů $m_č$ a redukce m_r . Z rovnice (16) stanovím celkovou hmotnost šneku, kterou použiji pro návrh ložisek (viz kapitola 7.4).

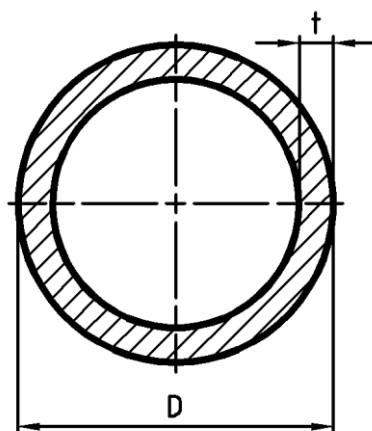
$$m_{\text{celk.}} = \sum m^i = m_h + m_s + m_{\text{č}}^{\text{vstup.}} + m_{\text{č}}^{\text{konc.}} + m_{\text{č}}^{\text{spoj.}} + m_{\text{č}}^{\text{red.}} \quad [\text{kg}] \quad (16)$$



Obr. 15 Šnek šnekového dopravníku

7.1 Hmotnost hřídele

Hřídel šnekovnice je složen ze dvou stejně dlouhých částí, které tvoří trubka (Obr. 16) - bezešvá hladká kruhová, dle ČSN 42 5715 z materiálu 11 353. Dle [16] katalogu firmy Feron, a. s., volím TR 102 x 8.



Obr. 16 Hřídel šnekovnice



$$m_h = l_t \cdot m_{bm} \quad [\text{kg}] \quad (16)$$

$$m_h = 2,12 \cdot 18,5$$

$$m_h = 39,22 \text{ kg} = 40 \text{ kg}$$

kde dle [16]:

D_t vnější průměr trubky $D = 102 \text{ mm}$

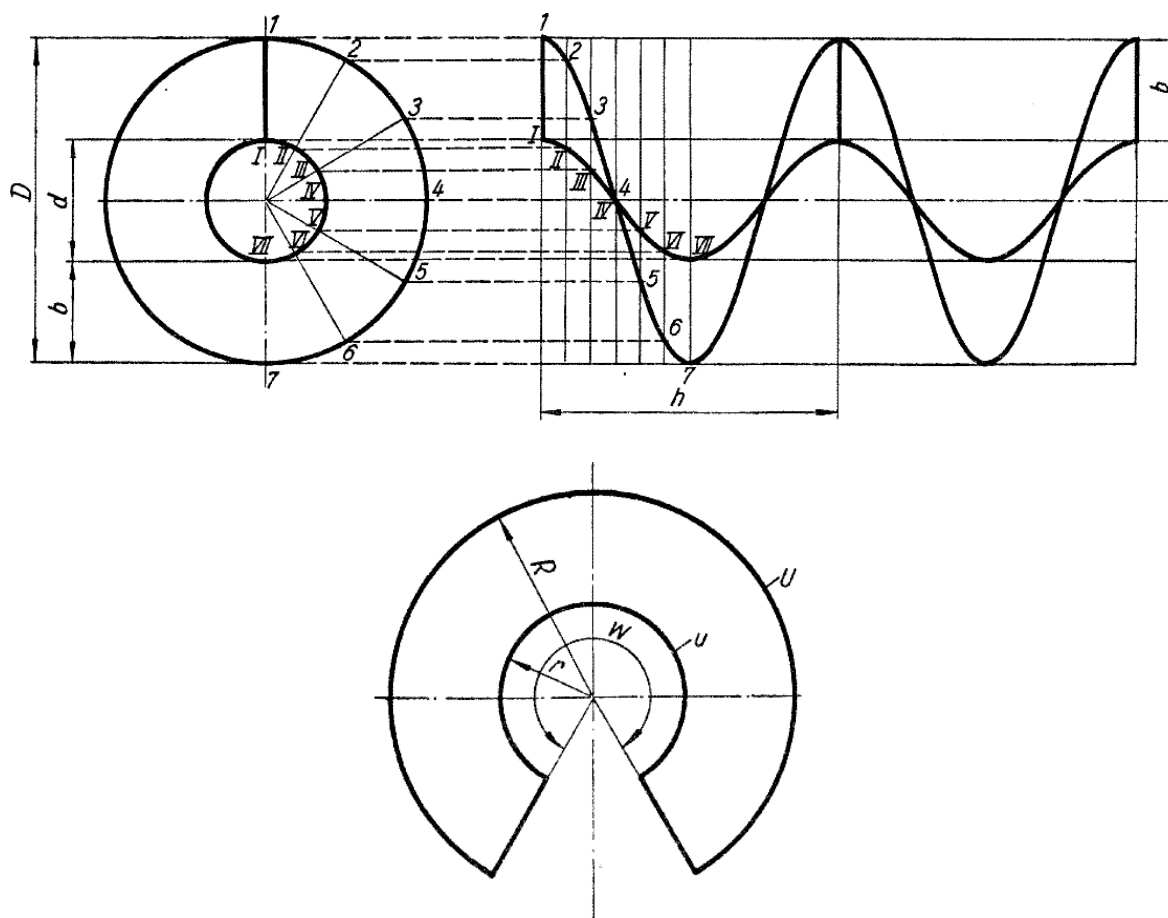
t_t síla stěny trubky $t = 8 \text{ mm}$

l_t délka trubky $l = 2120 \text{ mm} = 2,12 \text{ m}$

m_{bm} hmotnost běžného metru trubky TR 102 x 8 $m_{bm} = 18,5 \text{ kg/m}$

7.2 Hmotnost šnekovnice

Hmotnost jednoho dílu šnekovnice o délce 2,08 m vypočítáme pomocí rozvinutého tvaru (Obr. 17) jednotlivých segmentů, který je vyroben z plechu o síle $t_p = 6 \text{ mm}$ a jakosti S355J2C+N (1.0579) dle EN 10025-2.



Obr. 17 Rozvinutý závit šnekovnice [15]



Dle [15], str. 95, kde:

h stoupání závitu,

b_p šířka šroubové plochy,

U; u délka vnější, vnitřní šroubovice,

D; d vnější a vnitřní průměry šroubové plochy,

w středový úhel výseče mezikruží rozvinutého povrchu jednoho závitu,

F plocha rozvinu jednoho závitu.

Délka vnější šroubovice

$$U = \sqrt{\pi^2 \cdot D^2 + h^2} \quad [\text{m}] \quad (17)$$

$$U = \sqrt{\pi^2 \cdot 0,32^2 + 0,32^2} = \underline{1,055 \text{ m}}$$

Délka vnitřní šroubovice

$$u = \sqrt{\pi^2 \cdot d^2 + h^2} \quad [\text{m}] \quad (18)$$

$$u = \sqrt{\pi^2 \cdot 0,102^2 + 0,32^2} = \underline{0,453 \text{ m}}$$

Šířka šroubové plochy

$$b_p = \frac{D - d}{2} \quad [\text{m}] \quad (19)$$

$$b_p = \frac{0,32 - 0,102}{2} = \underline{0,109 \text{ m}}$$

Vnitřní poloměr rozvinutého závitu

$$r = \frac{b \cdot u}{U - u} \quad [\text{m}] \quad (20)$$

$$r = \frac{0,109 \cdot 0,453}{1,055 - 0,453} = \underline{0,082 \text{ m}}$$

Vnější poloměr rozvinutého závitu

$$R = r + b \quad [\text{m}] \quad (21)$$

$$R = 0,082 + 0,109 = \underline{0,191 \text{ m}}$$



Středový úhel výseče mezikruží rozvinutého povrchu jednoho závitu

$$w = \frac{180 \cdot U}{\pi \cdot R} = \frac{180 \cdot u}{\pi \cdot r} \quad [^\circ] \quad (22)$$

$$w = \frac{180 \cdot U}{\pi \cdot R} = \frac{180 \cdot 1,055}{\pi \cdot 0,191} = 316,477^\circ = \underline{316^\circ 28'}$$

Plocha rozvinutého jednoho závitu

$$F = \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot \frac{w}{360} = \frac{u}{2 \cdot r} \cdot (R^2 - r^2) \quad [m^2] \quad (23)$$

$$F = \frac{u}{2 \cdot r} \cdot (R^2 - r^2) = \frac{0,453}{2 \cdot 0,082} \cdot (0,191^2 - 0,082^2) = \underline{0,0822 m^2}$$

Objem rozvinutého jednoho závitu

$$V_z = F \cdot t \quad [m^3] \quad (24)$$

$$V_z = 0,0822 \cdot 0,006 = \underline{0,00049 m^3}$$

Hmotnost jednoho rozvinutého závitu

$$m_z = V_z \cdot \rho \quad [kg] \quad (25)$$

$$m_z = 0,00049 \cdot 7850 = \underline{3,9 kg} \Rightarrow \underline{4 kg}$$

dle [17], str. 60 $\rho_{oceli} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Počet závitů (segmentů) jednoho dílu šnekovnice

$$z = \frac{L}{s} = \frac{2,08}{0,32} \quad [ks] \quad (26)$$

$$z = \underline{6,5 ks}$$

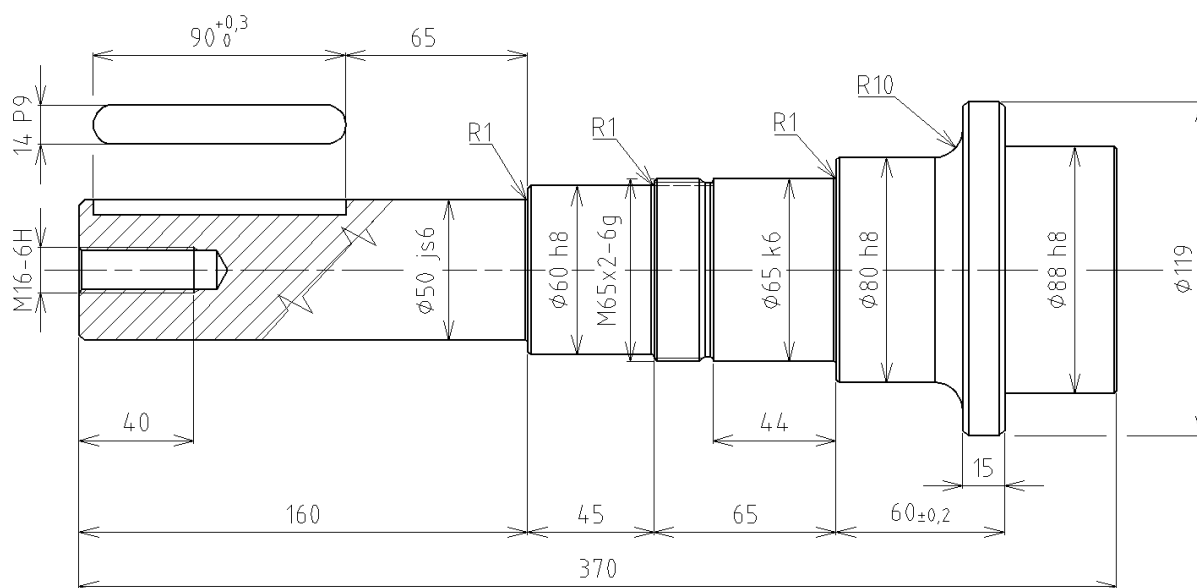
Celková hmotnost jednoho dílu šnekovnice

$$m_\xi = z \cdot m_z \quad [kg] \quad (27)$$

$$m_\xi = 6,5 \cdot 4 = \underline{26 kg}$$



7.3 Hmotnost vstupního čepu



Obr. 18 Rozměry vstupního čepu

Objem vstupního čepu:

Objem čepu počítám s drážkou pro pero a otvory pro připojení.

$$V_{\xi}^{\text{vstup}} = \sum \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot l_i \quad [\text{m}^3] \quad (28)$$

$$V_{\xi}^{\text{vstup}} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 0,16 + \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \cdot 0,045 + \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} \cdot 0,065 + \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,045 +$$

$$+ \frac{\pi \cdot 0,119^2}{4} \cdot 0,015 + \frac{\pi \cdot 0,088^2}{4} \cdot 0,04$$

$$V_{\xi}^{\text{vstup}} = \underline{0,00128 \text{m}^3} \Rightarrow \underline{0,0013 \text{m}^3}$$

Hmotnost vstupního čepu:

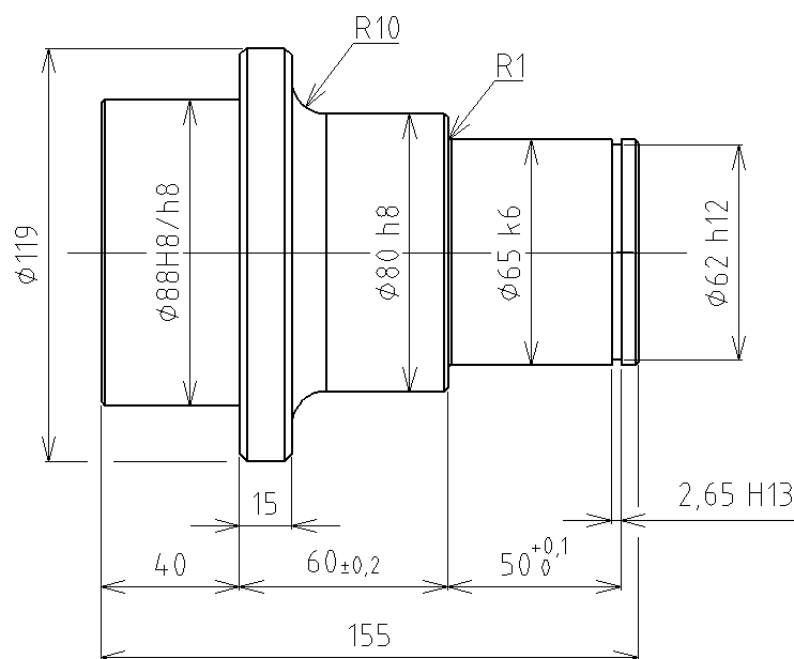
$$m_{\xi}^{\text{vstup}} = V_{\xi}^{\text{vstup}} \cdot \rho_{\text{ocel}} \quad [\text{kg}] \quad (29)$$

$$m_{\xi}^{\text{vstup}} = 0,0013 \cdot 7850$$

$$m_{\xi}^{\text{vstup}} = 10,205 \text{kg} \Rightarrow \underline{11 \text{kg}}$$



7.4 Hmotnost koncového čepu



Obr. 19 Rozměry koncového čepu

Objem koncového čepu:

$$V_{\check{c}}^{\text{konc.}} = \sum \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot l_i \quad [\text{m}^3] \quad (30)$$

$$V_{\check{c}}^{\text{konc.}} = \frac{\pi \cdot 0,088^2}{4} \cdot 0,04 + \frac{\pi \cdot 0,119^2}{4} \cdot 0,015 + \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,045 + \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} \cdot 0,055$$

$$V_{\check{c}}^{\text{konc.}} = \underline{0,000808\text{m}^3} \Rightarrow \underline{0,00081\text{m}^3}$$

Hmotnost koncového čepu:

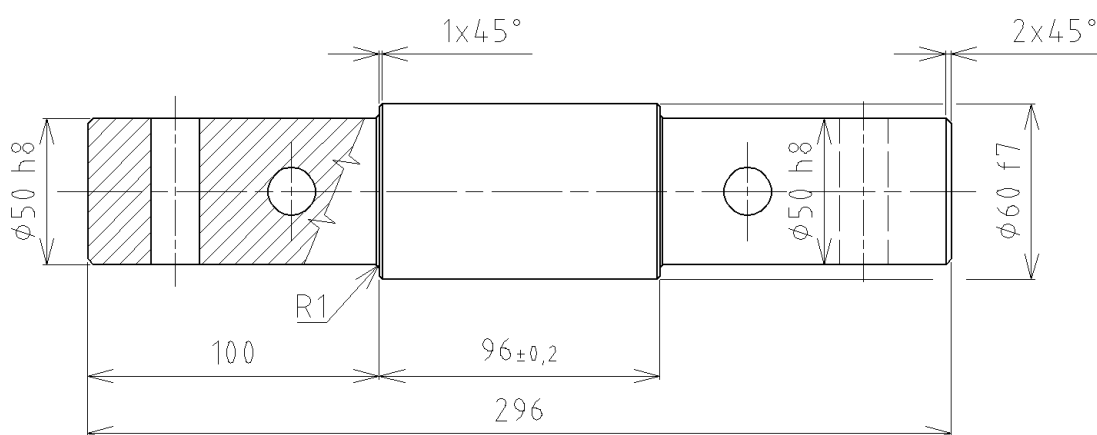
$$m_{\check{c}}^{\text{konc.}} = V_{\check{c}}^{\text{konc.}} \cdot \rho_{\text{ocel}} \quad [\text{kg}] \quad (31)$$

$$m_{\check{c}}^{\text{konc.}} = 0,00081 \cdot 7850$$

$$m_{\check{c}}^{\text{konc.}} = 6,36 \text{ kg} \Rightarrow \underline{7 \text{ kg}}$$



7.5 Hmotnost spojovacího čepu



Obr. 20 Rozměry spojovacího čepu

Objem spojovacího čepu:

Objem čepu počítám s otvory pro připojení.

$$V_{\check{c}}^{\text{spoj.}} = \sum \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot l_i \quad [\text{m}^3] \quad (32)$$

$$V_{\check{c}}^{\text{spoj.}} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 0,10 + \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \cdot 0,10 + \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 0,10$$

$$V_{\check{c}}^{\text{spoj.}} = 0,000675 \text{m}^3 \Rightarrow \underline{0,00068 \text{m}^3}$$

Hmotnost spojovacího čepu:

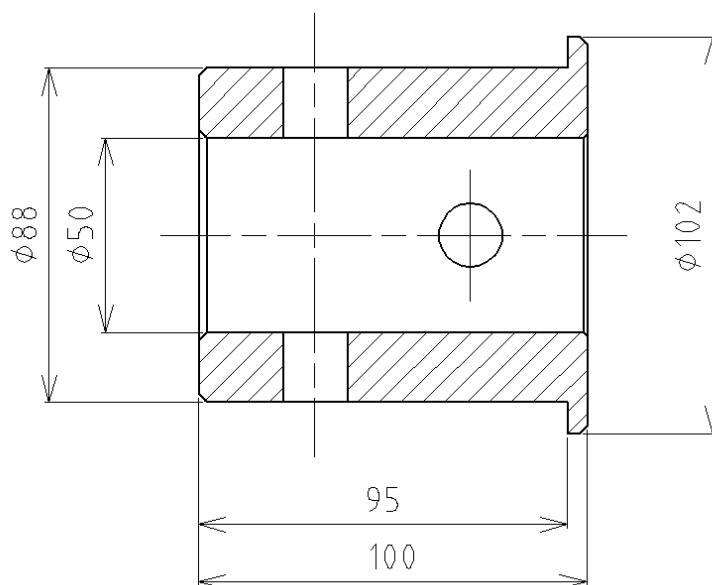
$$m_{\check{c}}^{\text{spoj.}} = V_{\check{c}}^{\text{spoj.}} \cdot \rho_{\text{ocel}} \quad [\text{kg}] \quad (33)$$

$$m_{\check{c}}^{\text{spoj.}} = 0,00068 \cdot 7850$$

$$m_{\check{c}}^{\text{vstup}} = 5,338 \text{kg} \Rightarrow \underline{6 \text{kg}}$$



7.6 Hmotnost čepu redukce



Obr. 21 Rozměry redukce

Objem čepu redukce:

Objem redukce počítám s otvory pro spojení.

$$V_{\check{c}}^{\text{red.}} = \sum \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot l_i \quad [\text{m}^3] \quad (34)$$

$$V_{\check{c}}^{\text{red.}} = \frac{\pi \cdot 0,088^2}{4} \cdot 0,095 + \frac{\pi \cdot 0,102^2}{4} \cdot 0,005 - \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 0,10$$

$$V_{\check{c}}^{\text{spoj.}} = \underline{0,00042 \text{ m}^3}$$

Hmotnost čepu redukce:

$$m_{\check{c}}^{\text{red.}} = V_{\check{c}}^{\text{red.}} \cdot \rho_{\text{ocel}} \quad [\text{kg}] \quad (35)$$

$$m_{\check{c}}^{\text{red.}} = 0,00042 \cdot 7850$$

$$m_{\check{c}}^{\text{red.}} = 3,3 \text{ kg} \Rightarrow \underline{4 \text{ kg}}$$



7.7 Hmotnost celého šneku

Hmotnost celého šneku se skládá ze dvou hřídelů, dvou šnekovnic, vstupního, spojovacího, koncového čepu a dvou redukci. Do celkové hmotnosti jsem připočítal hmotnost spojovacích prvků a svary mezi šnekovnicí a hřídelí. Z tohoto důvodu navýším hmotnost o 16 kg.

$$m_{\text{celk.}} = \sum m^i = m_h + m_s + m_{\check{c}}^{\text{vstup.}} + m_{\check{c}}^{\text{konc.}} + m_{\check{c}}^{\text{spoj.}} + m_{\check{c}}^{\text{red.}} \quad [\text{kg}] \quad (16)$$

$$m_{\text{celk.}} = (2 \cdot 40) + (2 \cdot 26) + 11 + 7 + 6 + (2 \cdot 4)$$

$$m_{\text{celk.}} = 164 \text{ kg} + 16 \text{ kg (spojovací prvky, svary...) } \Rightarrow \underline{180 \text{ kg}}$$

kde:

m_h hmotnost jednoho dílu hřídele ze vztahu (16) $m_h = 40 \text{ kg}$

m_s hmotnost jednoho dílu šnekovnice ze vztahu (27) $m_s = 26 \text{ kg}$

$m_{\check{c}}^{\text{vstup.}}$ hmotnost vstupního čepu ze vztahu (29) $m_{\check{c}}^{\text{vstup.}} = 11 \text{ kg}$

$m_{\check{c}}^{\text{konc.}}$ hmotnost koncového čepu ze vztahu (31) $m_{\check{c}}^{\text{konc.}} = 7 \text{ kg}$

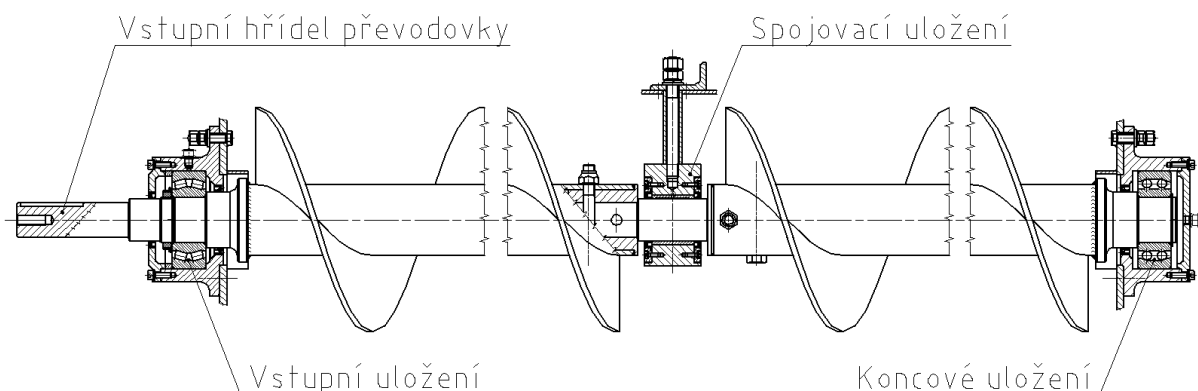
$m_{\check{c}}^{\text{spoj.}}$ hmotnost spojovacího čepu ze vztahu (33) $m_{\check{c}}^{\text{spoj.}} = 6 \text{ kg}$

$m_{\check{c}}^{\text{red.}}$ hmotnost redukce ze vztahu (35) $m_{\check{c}}^{\text{red.}} = 4 \text{ kg}$



8. ULOŽENÍ ŠNEKU

Pro výpočet radiálních sil vycházím z celkové hmotnosti šneku, která působí rovnoměrně a je rozložena ve vstupním, spojovacím a koncovém uložení. Proto vycházím z jednoduššího výpočtu, kde zatížení šneku je lineární. Šnek je rozdělen na dvě části, na které působí poloviční síla celkové hmotnosti šneku. Každá samostatná část šneku je uložena ve dvou ložiskových tělesech (podporách).



Obr. 22 Uložení šneku

Radiální síla na jedno ložisko:

$$F_r = \frac{m_{\text{celk.}} \cdot g}{i} \quad [\text{N}] \quad (36)$$

$$F_r = \frac{180 \cdot 9,81}{4}$$

$$F_r = \underline{441,45 \text{ N}}$$

kde:

$m_{\text{celk.}}$ hmotnost celého šneku ze vztahu (16) $m_{\text{celk.}} = 180 \text{ kg}$

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

i počet ložisek (podpor) $i = 4$ (2 - radiálně axiální ložiska, 2 - kluzné ložiska)

8.1 Návrh ložiska pohonu

Pro zachycení radiální a axiální síly volím na vstupní straně šneku dvouřadé soudečkové ložisko od firmy ZKL, a. s., [18]. Katalogové číslo ložiska je 22313EW33J. Ložisko je uloženo v tělese, zajistěno distančním kroužkem, a proti posunutí na hřídeli je opatřeno KM maticí s MB podložkou. Proti vniknutí nečistot a úniku maziva je na rotačních součástech použito gufero s prachovkou GP 80x100x10, GP 60x80x8. Ložisko je mazáno plastickým mazivem LGMT 2 za pomoci tlakové maznice. K utěsnění ložiskového tělesa a víka je použito O-kroužku pro těsnění nepohyblivých částí (Obr. 23).



8.1.1 Výpočet trvanlivosti ložiska

Stanovení trvanlivosti ložiska provedeme pomocí online výpočtu přímo na stránkách výrobce zvoleného ložiska.

Parametry ložiska:

Radiální dynamická únosnost $C_r = 304 \text{ kN}$
 Koeficient $e = 0,340$
 Koeficient $Y_1 = 2$
 Koeficient $Y_2 = 3$
 Exponent $p = 3,33 (10/3)$

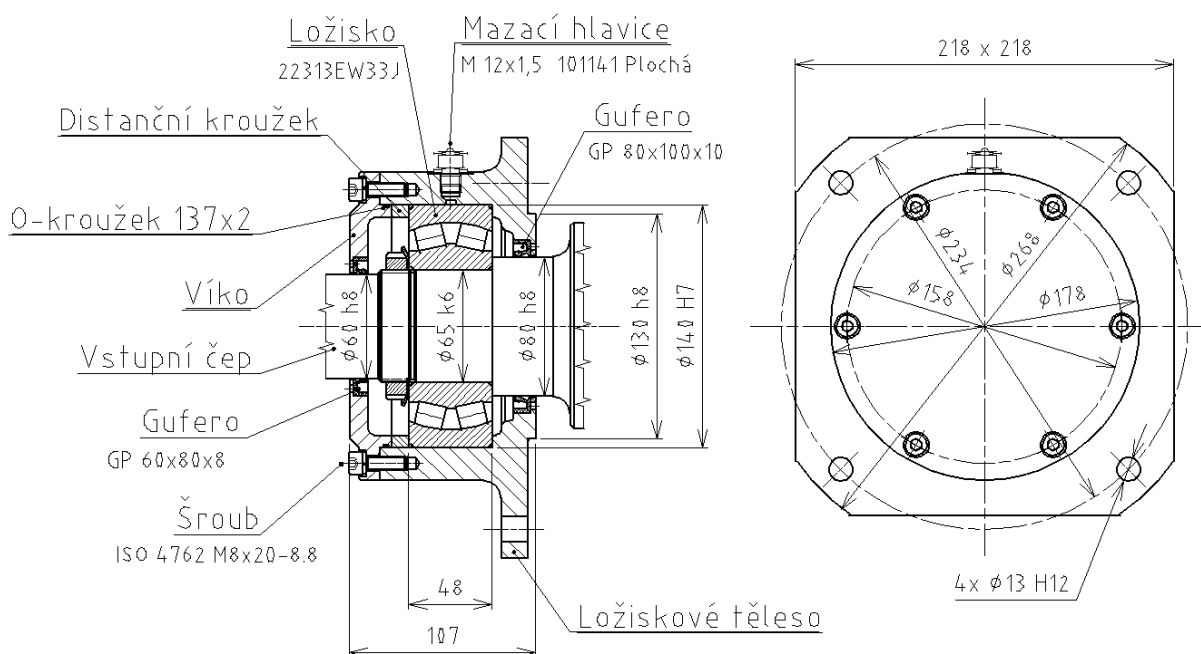
Zadání výpočtu:

Otáčky $n = 67 \text{ min}^{-1}$

Radiální síla jednoho ložiska $F_r = 441,45 \text{ N} = 0,44145 \text{ kN}$ ze vztahu (36)

- k této radiální síle, která působí na ložisko vstupního uložení (F_r^{vstup}) připočtu zatížení elektropřevodovky $m_p = 85 \text{ kg} \approx 834 \text{ N} \rightarrow F_r^{\text{vstup}} = 441,5 + 834 = 1275,5 \text{ N}$,
 $F_r^{\text{vstup}} = 1,2755 \text{ kN}$

Axiální síla $F_a = 4330 \text{ N} = 4,33 \text{ kN}$ ze vztahu (9)



Obr. 23 Ložiskové těleso vstupní strany

**Základní trvanlivost ložiska 10^6**

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P} \right)^p \quad [10^6 \text{ ot}] \quad (37)$$

$$L_{10} = \left(\frac{304}{15,5} \right)^3$$

$$L_{10} = \underline{20144,87 \cdot 10^6 \text{ ot}}$$

Poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_a}{F_r^{\text{vstup}}} = \frac{4,33}{1,2755} = 3,40 \geq e \quad [-] \quad (38)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P

$$P = Y_1 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad [-] \quad (39)$$

$$P = 2 \cdot 1,2755 + 3 \cdot 4,33$$

$$P = \underline{15,541} \cong 15,5$$

Základní trvanlivost ložiska h

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{hod}] \quad (40)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{304}{15,5} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 67}$$

$$L_{10h} = \underline{5011161,8 \text{ hod}} \Rightarrow \underline{\cong 5 \cdot 10^6 \text{ hod}}$$

Navržené ložisko svojí trvanlivostí VYHOVUJE.



8.2 Návrh koncového ložiska

Toto ložisko nezachytává axiální síly a je uloženo v ložiskovém tělese volně. Protože na koncové ložisko působí jen radiální síla, navrhují dvouradé naklápěcí kuličkové ložisko od firmy ZKL, a. s., [19]. Katalogové číslo ložiska je 2213. Ložisko je pevně uloženo na hřídeli a zajištěno proti posunutí pojistným kroužkem pro hřídele. Ložisko je mazáno plastickým mazivem LGMT 2 za pomoci tlakové maznice. K utěsnění ložiskového tělesa a víka je použito O-kroužku pro těsnění nepohyblivých částí. Proti vniknutí nečistot a úniku maziva mezi tělesem a koncovým čepem je použito gufero s prachovkou GP 80x100x10 (Obr. 24).

8.2.1 Výpočet trvanlivosti ložiska

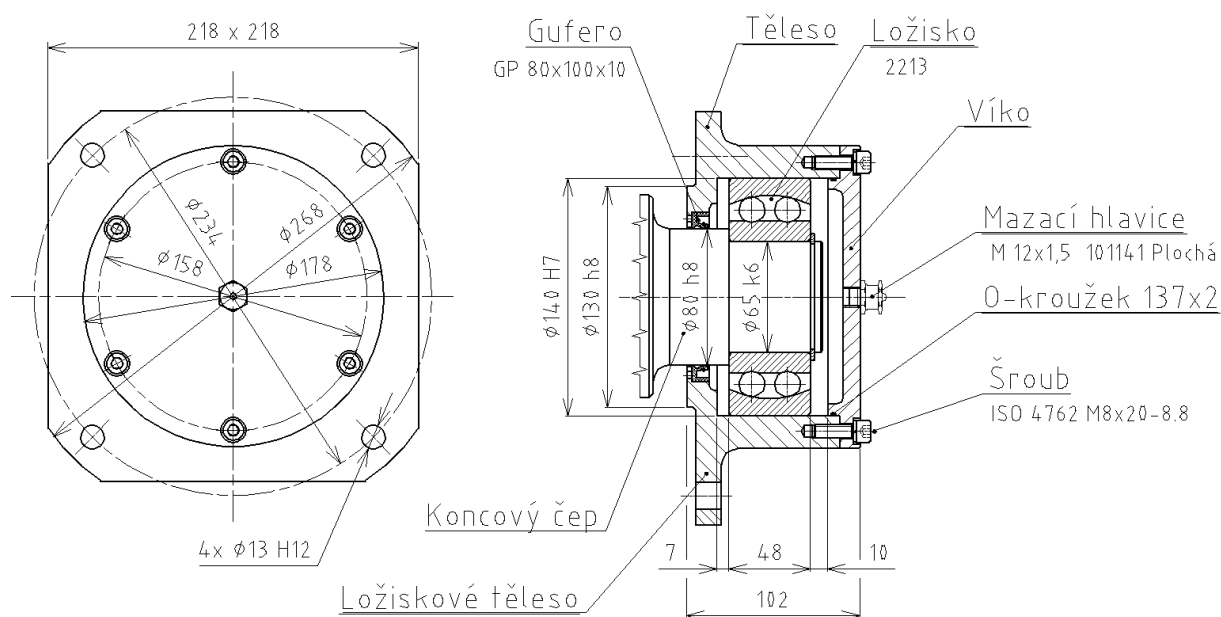
Stanovení trvanlivosti ložiska opět provedeme pomocí online výpočtu přímo na stránkách výrobce zvoleného ložiska.

Parametry ložiska:

Radiální dynamická únosnost $C_r = 98,880 \text{ kN}$
 Radiální statická únosnost $C_{or} = 32,400 \text{ kN}$
 Exponent $p = 3$

Zadání výpočtu:

Otáčky $n = 67 \text{ min}^{-1}$
 Radiální síla $F_r = 441,45 \text{ N} = 0,44145 \text{ kN}$ dle vztahu (35)



Obr. 24 Uložení koncového ložiska



Výpočet ekvivalentního zatížení P

Jelikož je axiální síla nulová, tak se bude radiální dynamické ekvivalentní zatížení rovnat zatěžující radiální síle F_r na jedno ložisko.

$$P = F_r = \underline{0,44145\text{kN}}$$

Základní trvanlivost ložiska h

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{hod}] \quad (41)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{98,880}{0,44145} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 67}$$

$$L_{10h} = \underline{2795469490\text{hod}} \Rightarrow \cong \underline{2,8 \cdot 10^9 \text{ hod}}$$

Navržené ložisko svojí trvanlivostí VYHOVUJE.

8.3 Návrh spojovacího ložiska

Šnekový hřídel je ke své délce $L = 4240$ mm vhodné rozdělit na dvě části o délce $l = 2120$ mm, aby se zamezilo velkému průhybu celého šneku viz kapitola 9.5. Pro jejich spojení použijí spojovací čep, který je uložen v kluzném pouzdru tělesa středového ložiska. Vzhledem k nízkým otáčkám šnekového hřídele dle kapitoly 3.2 $n = 67 \text{ min}^{-1}$ volím dle katalogu firmy SKF Ložiska, a. s., [20], str. 34, kluzné pouzdro PSM 60-72-60-A51 z materiálu Sintered Bronze. Proti vniknutí nečistot do třecích ploch je těleso zakryto víkem s hřídelovým těsnícím kroužkem tzv. Gufero GP 60x80x8. V dosedací části víka na těleso je drážka pro O-kroužek. Kluzné pouzdro je mazáno plastickým mazivem LGMT 2 za pomoci tlakové maznice (Obr. 25).

Kontrola pouzdra na otláčení

Tlak v pouzdře:

$$P_p = \frac{F_r^{\text{pouzdra}}}{l_p \cdot d_h} \quad [\text{MPa}] \quad (42)$$

$$P_p = \frac{882,9}{60 \cdot 60}$$

$$p_p = \underline{0,245 \text{ MPa}}$$



kde:

F_r^{pouzdra} radiální síla v pouzdře je dvojnásobkem síly radiální na jedno ložisko ze vztahu (35), kde $F_r = 441,45 \text{ N} \rightarrow F_r^{\text{pouzdra}} = 2 \cdot F_r = 882,9 \text{ N}$

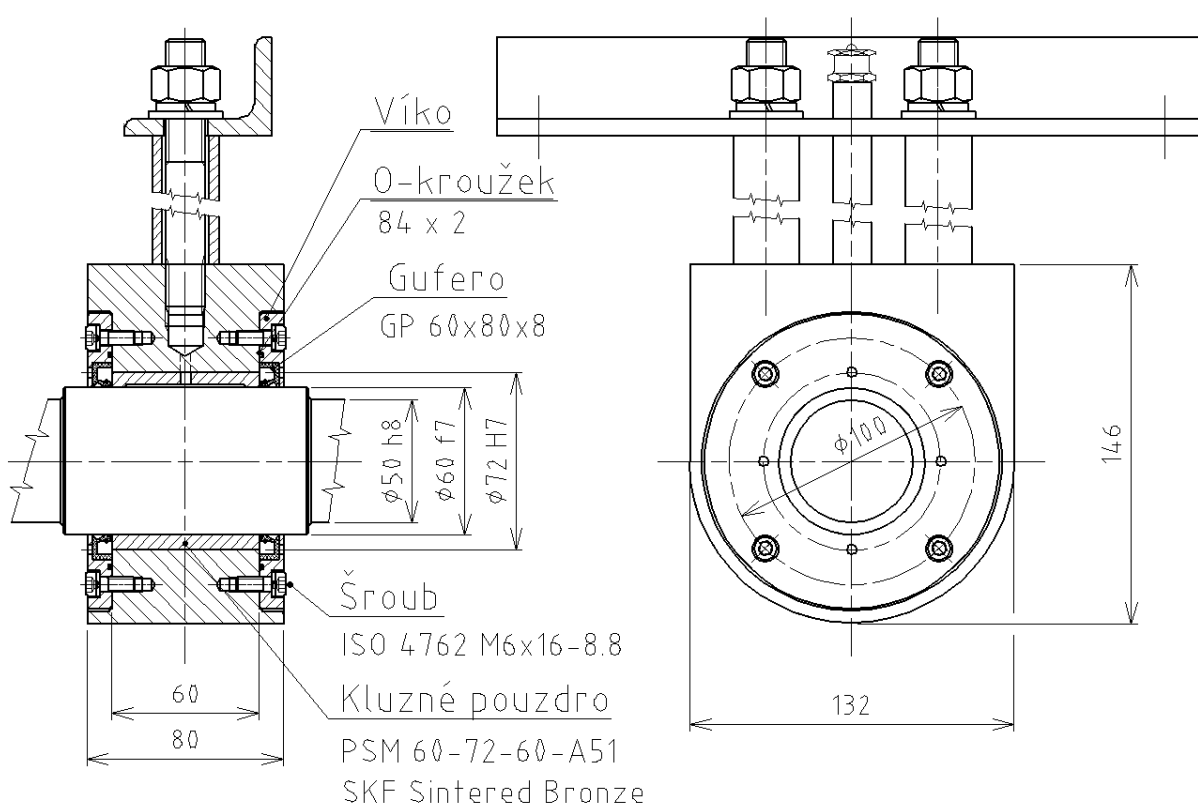
l_p délka pouzdra $l_p = 60 \text{ mm}$

d_h průměr hřídele $d_h = 60 \text{ mm}$

p_{dov} dovolený tlak kluzného pouzdra je dle [20], str. 6, $p_{\text{dov}} = 20 \text{ MPa}$

Podmínka:

$p_p < p_{\text{dov}} \rightarrow 0,245 < 20 \Rightarrow$ navržené kluzné pouzdro VYHOVUJE



Obr. 25 Uložení a uchycení kluzného pouzdra v tělese



9. PEVNOSTNÍ KONTROLA

V této kapitole provedu kontrolu hřídele šneku, pera, lícovaného a svarového spoje a tepelnou dilataci hřídele šneku [21].

9.1 Kontrola hřídele šneku

Šnek je namáhán ohybovým a kroutícím napětím, a proto je třeba zkontrolovat hřídel na kombinované napětí. V mém případě, kdy mám oba hřídele šneku stejně dlouhé $L = 2120$ mm, vyberu jeden pro kontrolní výpočet.

Pro zvolený materiál hřídele 11 353 jsem z tabulek [17], str. 54, vybral přibližně stejný materiál 11 343 s podobnými fyzikálními vlastnostmi.

Kontrola na ohyb:

Tíha jednoho dílu šneku:

$$F_g = (m_s + m_h) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (43)$$

$$F_g = (26 + 40) \cdot 9,81$$

$$F_g = \underline{647,5 \text{ N}}$$

kde:

m_s hmotnost jednoho dílu šnekovnice ze vztahu (26) $m_s = 26$ kg

m_h hmotnost jednoho dílu hřídele ze vztahu (16) $m_h = 40$ kg

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

Maximální ohybový moment:

$$M_o^{\max} = \frac{F_g}{2} \cdot \frac{l_h}{2} = \frac{F_g \cdot l_h}{4} \quad [\text{Nm}] \quad (44)$$

$$M_o^{\max} = \frac{647,5 \cdot 2,259}{4}$$

$$M_o^{\max} = 365,7 \text{ Nm} \Rightarrow \underline{366 \text{ Nm}}$$

kde:

l_h délka jednoho dílu šneku $l_h = 2259$ mm



Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4)}{32 \cdot D_h} \quad [\text{mm}^4] \quad (45)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (102^4 - 86^4)}{32 \cdot 102}$$

$$W_o = \underline{51534,44 \text{ mm}^4}$$

Vztah (44) dle [17], str. 40, kde:

D_h vnější průměr hřídele šneku viz kapitola 7.1 $D_h = 102$ mm

d_h vnitřní průměr hřídele šneku viz kapitola 7.1 $d_h = 86$ mm

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o^{\max}}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (46)$$

$$\sigma_o = \frac{366 \cdot 10^3}{51534,44}$$

$$\sigma_o = \underline{7,10 \text{ MPa}}$$

Kontrola na krut

Kroutící moment na hřídeli je totožný s momentem na výstupu z ploché převodovky viz kapitola 3.2, $M_k = 570$ Nm.

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4)}{16 \cdot D_h} \quad [\text{mm}^4] \quad (47)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (102^4 - 86^4)}{16 \cdot 102}$$

$$W_k = \underline{103068,88 \text{ mm}^4}$$



Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [\text{MPa}] \quad (48)$$

$$\tau_k = \frac{570 \cdot 10^3}{103068,88}$$

$$\tau_k = \underline{5,53 \text{ MPa}}$$

Kontrola na tlak

Tato kontrola se provádí kvůli vzniklému redukovanému napětí ve šnekovnici.

Napětí v tlaku:

$$\sigma_t = \frac{F_a}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (49)$$

$$\sigma_t = \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot (D_h^2 - d_h^2)}{4}} = \frac{4330}{\frac{\pi \cdot (102^2 - 86^2)}{4}} = \underline{1,83 \text{ MPa}}$$

Kontrola na redukované napětí

Šneková hřídel je namáhána krutem, ohybem i tahem, je zapotřebí provést kontrolu k meznímu stavu pružnosti pro kombinované namáhání.

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_t)^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad [\text{MPa}] \quad (50)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(7,1 + 1,83)^2 + 3 \cdot 5,53^2}$$

$$\sigma_{RED} = \underline{13,1 \text{ MPa}}$$

Podmínka:

- bezpečnost k volím 3

$$R_e \geq \sigma_{RED} \cdot k \quad [-] \quad (51)$$

$$180 \geq 13,1 \cdot 3$$



$$\underline{180\text{MPa} \geq 39,3\text{MPa}}$$

Podmínka vzhledem k meznímu stavu pružnosti je splněna.

kde:

R_e mez kluzu v tahu viz [17], str. 54, pro materiál 11 343 s podobnými fyzikálními vlastnostmi jako 11 353 je v rozmezí $R_e = 180 - 200 \text{ MPa} \rightarrow$ volím $R_e = 180 \text{ MPa}$

Maximální průhyb hřídele

Kvadratický moment:

$$I = \frac{\pi \cdot (D_h^4 - d_h^4)}{32} \quad [\text{mm}^4] \quad (52)$$

$$I = \frac{\pi \cdot (102^4 - 86^4)}{32}$$

$$I = \underline{5256512,8\text{mm}^4}$$

Průhyb:

$$y_{\max} = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad [\text{mm}] \quad (53)$$

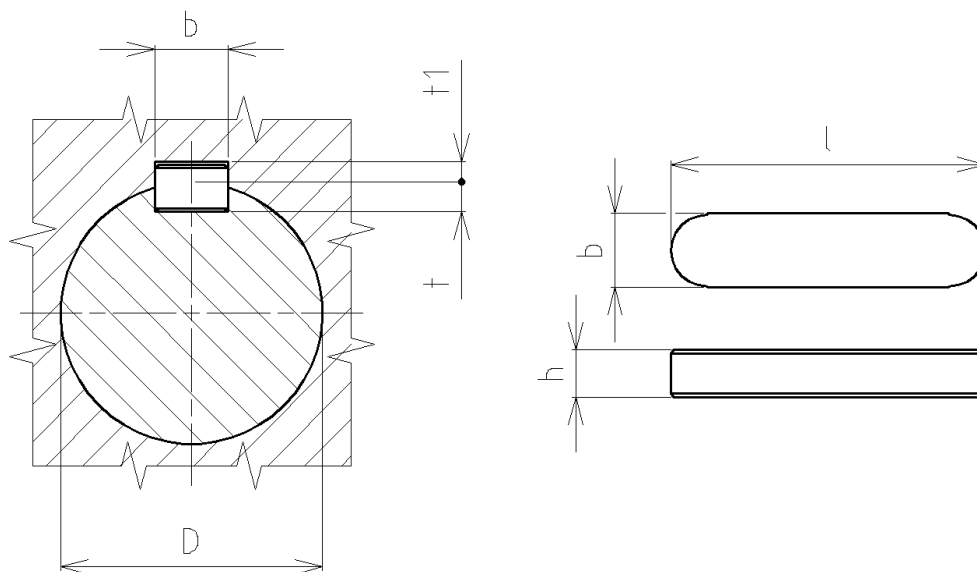
$$y_{\max} = \frac{647,5 \cdot 2259^3}{48 \cdot 210000 \cdot 5256512,8}$$

$$y_{\max} = \underline{0,14 \text{ mm}}$$

Z kontrolního výpočtu průhybu hřídele a bezpečnosti je zřejmé, že zvolená trubka Tr 102x8 pro hřídel šneku je vyhovující vzhledem k navržené mezeře 5 mm mezi šnekem a dnem žlabu.

9.2 Kontrola pera

Pero přenáší kroutící moment dle kapitoly 3.2 $M_k = 570 \text{ Nm}$ mezi převodovkou a hřídelí, z tohoto důvodu zkontrolujeme pero na otláčení. Pero je zvoleno dle výrobce NORD – Poháněcí technika, s. r. o., ploché čelní převodovky [11], označení – Pero ČSN 02 2562 - 14e7 x 9 x 90. Pero je vyrobeno z oceli 11 600. Hloubka drážky v hřídeli je $t = 5,5 \text{ mm}$, hloubka drážky v náboji $t_1 = 3,5 \text{ mm}$.



Obr. 26 Těsné pero

Velikost tlaku je:

Pro vztah (54) z [22], str. 90, je dovolený tlak u oceli v rozmezí 90 – 100 MPa → volím $p_D = 90 \text{ MPa}$.

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot t_1 \cdot l} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (54)$$

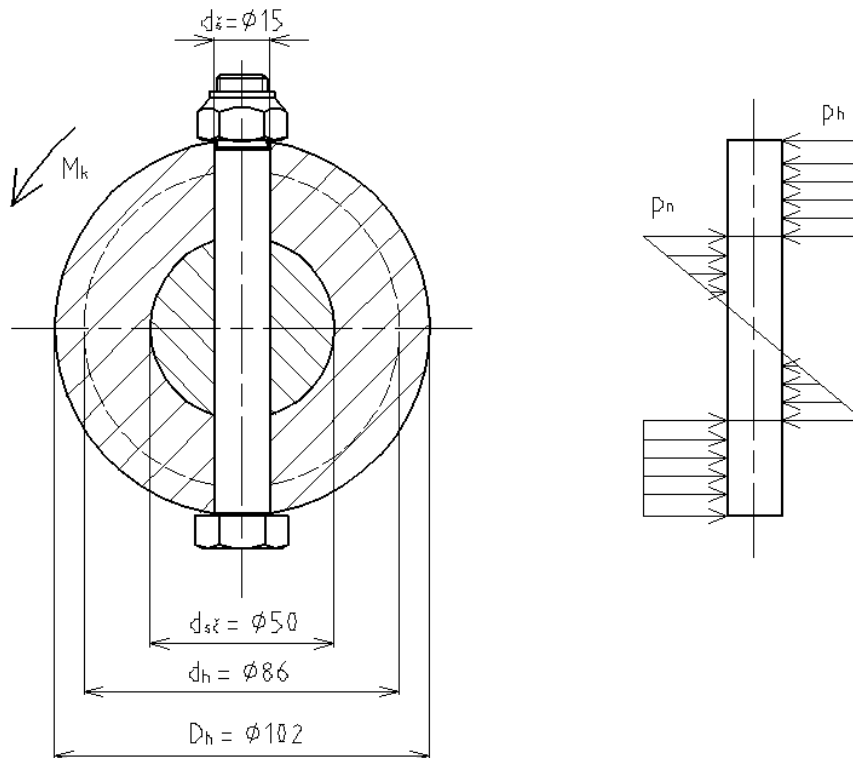
$$p = \frac{2 \cdot 570000}{50 \cdot 3,5 \cdot 90} = 46,1 \text{ MPa} \leq p_D$$

Velikost tlaku $p = 46,1 \text{ MPa}$ je z podmínky splněna, zvolené pero VYHOVUJE.



9.3 Kontrola lícovaného spoje

Spojení hřídele šneku se spojovacím čepem bude provedeno pomocí dvou lícovaných šroubů vzájemně pootočených o 90° z důvodu vzniku vůlí při otáčení.



Obr. 27 Schéma a průběh tlaků lícovaného spoje

Volba průměru spojovacích šroubů

$$d_s = (0,2 \div 0,3) \cdot d_c^{\text{spoj.}} \quad [\text{mm}] \quad (55)$$

$$d_s = (0,2 \div 0,3) \cdot 50$$

$$d_s = 10 \div 15 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \underline{d_s = 15 \text{ mm}}$$

kde:

$d_c^{\text{spoj.}}$ průměr spojovacího čepu viz kapitola 7.5 obr. 20, $d_c^{\text{spoj.}} = 50 \text{ mm}$. Dle [17], str. 409 volím lícovaný šroub M 14 x 120 ČSN 02 1111-5.6 a pro zajištění je použita samojistná šestihranná matice M 14 ISO 7040 – 5.6



Kontrola spojovacích šroubů na smyk

Napětí ve smyku:

Výpočet napětí ve smyku vychází ze vztahů dle [22], str. 59

$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_s^2 \cdot d_c^{spoj} \cdot i_s} \quad [\text{MPa}] \quad (56)$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 570 \cdot 10^3}{\pi \cdot 15^2 \cdot 50 \cdot 2}$$

$$\tau_s = \underline{32,3 \text{ MPa}}$$

kde:

i_s počet spojovacích šroubů → volím $i_s = 2$

Dovolené napětí ve smyku:

Dle [17], str. 403 a 54 - 55 volím materiál šroubu a matice 11 500, pro který je dovolené napětí ve smyku v rozmezí 40 – 60 MPa → volím $\tau_s^{\text{dov}} = 40 \text{ MPa}$.

Podmínka:

$\tau_s < \tau_s^{\text{dov}} \rightarrow 32,3 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \Rightarrow$ lícovaný šroub ve smyku VYHOVUJE.

Kontrola tlaku v hřídeli

Výpočet tlaku v hřídeli vychází ze vztahů dle [22], str. 73

Vzniklý tlak:

$$p_h = \frac{6 \cdot M_k}{(d_c^{spoj})^2 \cdot d_s \cdot i_s} \quad [\text{MPa}] \quad (57)$$

$$p_h = \frac{6 \cdot 570 \cdot 10^3}{50^2 \cdot 15 \cdot 2} = \underline{45,6 \text{ MPa}}$$

Dovolený tlak:

Dle [17], str. 54 je pro zvolený materiál hřídele ocel 11 503 dovolený tlak v rozmezí 65 – 95 MPa → volím $p_h^{\text{dov}} = 65 \text{ MPa}$.



Podmínka:

$$p_n \leq p_n^{\text{dov}} \rightarrow 45,5 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vypočtený tlak v hřídeli VYHOVUJE.}$$

Kontrola tlaku v náboji

Výpočet tlaku v náboji vychází ze vztahů dle [22], str. 73

Vzniklý tlak:

$$p_n = \frac{4 \cdot M_k}{d_s \cdot (D_h^2 - d_{sc}^2) \cdot i_s} \quad [\text{MPa}] \quad (58)$$

$$p_n = \frac{4 \cdot 570 \cdot 10^3}{15 \cdot (102^2 - 50^2) \cdot 2} = \underline{9,6 \text{ MPa}}$$

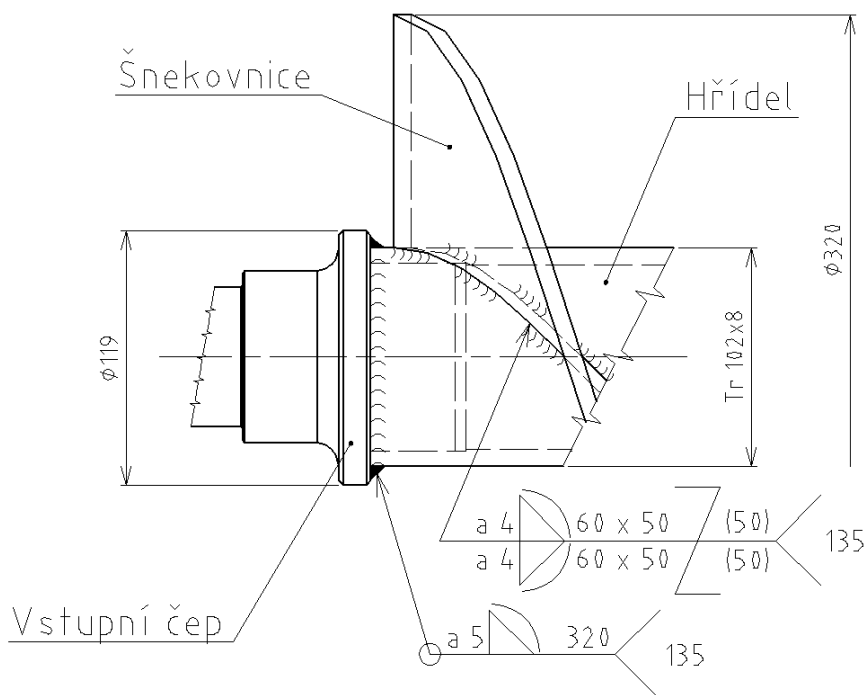
Dovolený tlak:

Dle [17], str. 54 je pro zvolený materiál hřídele ocel 11 503 dovolený tlak v rozmezí 65 – 95 MPa \rightarrow volím $p_n^{\text{dov}} = 65 \text{ MPa}$.

Podmínka:

$$p_n \leq p_n^{\text{dov}} \rightarrow 9,6 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vypočtený tlak v náboji VYHOVUJE.}$$

9.4 Kontrola svarového spoje



Obr. 28 Svarový spoj

Pro spojení vstupního čepu a hřídele šneku jsem zvolil svarový spoj. Na výstupním čepu je vytvořeno osazení pro nasunutí do hřídele. Po osazení v místě dolehnutí je proveden obvodový koutový svar o velikosti a 5. Zvolený přídatný svařovací materiál od firmy ESAB VAMBERK, s. r. o., dle [23], OK AUTROD 12.51 pro svařování metodou MIG/MAG je vhodný pro materiály s pevností v tahu do 530 MPa.

Kontrola koutového svaru ve smyku

Výpočet koutového svaru vychází ze vztahů dle [17], str. 693

$$\tau_{II} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot [(D_h + 2 \cdot a)^4 - D_h^4]}{16 \cdot (D_h + 2 \cdot a)}} \quad [\text{MPa}] \quad (59)$$

$$\tau_{II} = \frac{16 \cdot (102 + 2 \cdot 5) \cdot 570 \cdot 10^3}{\pi \cdot [(102 + 2 \cdot 5)^4 - 102^4]} = 6,6 \text{ MPa}$$



Dovolené napětí svarového spoje ve smyku

Dle [22], str. 130, pro dovolené napětí svaru ve smyku τ_D se vychází z dovoleného napětí spojovaných materiálů v tahu σ_D . V mém případě se jedná o dva různé materiály - ocel 11 353, ze které je vyrobena hřídel šneku, a S355J2 (11 503) pro výrobu čepu \rightarrow volím ten material, u kterého je menší hodnota dovoleného napětí v tahu. Tato hodnota je u materiálu 11 353 v rozmezí 60 – 80 Mpa $\rightarrow \sigma_D = 60$ Mpa.

$$\tau_D = 0,65 \cdot \sigma_D = 0,65 \cdot 60 = \underline{35 \text{ MPa}} \quad [\text{MPa}] \quad (60)$$

Podmínka:

$$\tau_{II} \leq \tau_D \rightarrow 6,6 \text{ MPa} \leq 35 \text{ MPa} \Rightarrow \text{zvolený svarový spoj VYHOVUJE.}$$

9.5 Kontrola tepelné dilatace hřídele šneku

Počáteční teplota dopravovaného materiálu ocelového granulátu S330 je 20 °C, během procesu v tryskací komoře se teplota materiálu navýší o max. 60 °C, proto je nutné spočítat teplotní dilataci šnekového hřídele pro uložení volného konce šneku v ložiskovém tělese, kde je vůle pro pohyb navrženého ložiska 2213 (dvouřadé kuličkové) $v = 10 \text{ mm}$ na roztažení a $v = 7 \text{ mm}$ na smrštění hřídele (Obr. 24).

Prodloužení jednoho dílu hřídele

$$\Delta l = L \cdot \Delta T \cdot \alpha \quad [\text{mm}] \quad (61)$$

$$\Delta l = 2259 \cdot 60 \cdot 0,000012 = \underline{1,63 \text{ mm}}$$

Celkové prodloužení obou dílů hřídele

$$\Delta l_{\text{celk}} = 2 \cdot \Delta l \quad [\text{mm}] \quad (62)$$

$$\Delta l_{\text{celk}} = 2 \cdot 1,63 = \underline{3,26 \text{ mm}}$$

Celkové prodloužení obou dílů šnekového hřídele při ohřátí o 60 °C nám vyhovuje pro navrženou vůli. Pokud bychom neuvažovali posuv volného uložení ložiska, mohlo by dojít při malé vůli v ložiskovém tělese v axiálním směru k poškození samotného tělesa a ostatních částí šnekového dopravníku.



10. POSTUP MONTÁŽE

Šnekový dopravník bude umístěn na rám konstrukce pro tryskací komoru za pomoci šroubového spoje. Samotné složení dopravníku bude probíhat v montážní hale.

Kroky provedené v montážních operacích:

- 1) Jednotlivé díly očistit a připravit pro montáž,
- 2) sešroubování jednotlivých částí žlabu (poz. 5, 6),
- 3) složení a umístění spojovacího tělesa do žlabu (viz detail G, řez B-B),
- 4) osazení šneků konzolou (poz. 3, 4) a ložiskovými tělesy (poz. 11, 13),
- 5) hlavy šroubů (poz. 35) pojistit svarem proti uvolnění,
- 6) šířku vymezovacího kroužku (poz. 18) lícovat s tolerancí + 0,05 mm,
- 7) nasunutí šneků na spojovací čep, šnek excentricky uložit, konzoly ke žlabu přichytit pomocí svaru,
- 8) svrtat konzoly (poz. 3, 4) s čely žlabu (poz. 5, 6),
- 9) svrtání šneků (poz. 1, 2) se spojovacím čepem (poz. 9), dodržet vůli pro volné koncové ložisko (dle detailu F) pomocí úpravy čelních dosedacích ploch mezi čepem a šnekem,
- 10) svrtání víka žlabu (poz. 8, 15) se žlabem (poz. 5, 6),
- 11) matice (poz. 52) pojistit svarem proti uvolnění,
- 12) nasunutí ploché čelní elektropřevodovky (poz. 60) na vstupní hřídel šneku (poz. 1) a následné axiální zajištění (dle detailu H),
- 13) poz. 16, 17 přivařit po ustavení elektropřevodovky (poz. 60)
- 14) mazat ložiska plastickým mazivem LGMT 2 za pomoci tlakových maznic (poz. 34),
- 15) zakrytování šnekového dopravníku (poz. 8, 15),
- 16) odzkoušet funkci šnekového dopravníku, dbát bezpečnostních předpisů.



11. ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo provést výpočet a návrh konstrukčního řešení šnekového dopravníku pro dopravu ocelových broků do otryskávače ocelových součástek. Zadané rozměrové a výkonnostní parametry určovalo zadání, kde dopravovaná vzdálenost činila 3650 mm, dopravované množství max 60 t/hod a dopravovaným materiálem byl ocelový granulát S330. Celý výpočet byl proveden za pomoci použité literatury a platných norem, které normalizují rozměry pro šnekové dopravníky.

V první části byl proveden návrh a výpočet základních rozměrů dopravníku, pro které byla zvolena šnekovnice. Po výpočtu potřebného výkonu elektromotoru následovala volba vhodné ploché čelní převodovky. Poté bylo vypočteno skutečné dopravované množství materiálu. Dalším obsahem této zprávy je výpočet vzniklé axiální a radiální síly šneku, zaplnění žlabu a celkové hmotnosti šneku. Šnek byl rozdělen na dvě stejné části a uložen ve zvolených ložiskových tělesech. Ložiska byla zkontrolována na trvanlivost.

Poslední částí výpočtu je pevnostní kontrola šnekového hřídele, pera, lícovaného spoje, svarového spoje a tepelná dilatace hřídele šneku. Dle zadaných parametrů, zvolených komponentů a vypočítaných hodnot mohu konstatovat, že navržený šnekový dopravník vyhovuje požadavkům pro dopravu ocelových broků do tryskače ocelových součástek.

Pro zvolený materiál šneku a žlabu je zřejmé, že nastane vyšší opotřebení při dopravě ocelového granulátu, a proto bych při konstrukci zvažoval jejich nahrazení kvalitnějším materiálem odolným vůči opotřebení. Další z možností pro snížení tření by bylo vhodné kontaktní povrch žlabu a šneku opatřit otěruvzdorným materiálem, který nám prodlouží životnost těchto dílů. Zvolená ložiska jsou svojí trvanlivostí naddimenzována, a i zde by se dalo uspořit.

Příložená výkresová dokumentace vychází z této technické zprávy, je vytvořena v programu AutoCAD Mechanical 2009, a obsahuje sestavní výkres dopravníku a jednotlivé podsestavy.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha:
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [3] HAS CZ a. s., *Šnekové dopravníky*. [online]. 2013 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.has.cz/produkty/preprava-sypkych-materialu/>>
- [4] OZF Macháček, *Šnekové dopravníky DOZamech*. [online]. 2012 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.snekovedopravniky.eu/snekove-dopravniky>>
- [5] FIEDLER ZDENĚK spol. s r. o., *Šnekový dopravník*. [online]. [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.kotlenabiomasu.com/?38,snekovy-dopravnik>>
- [6] TMT spol. s r. o. Chrudim, *Šnekové dopravníky*. [online]. 2005-2013 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.tmt.cz/web/website/mainmenu/vyrobní-program/dopravniky-sypkeho-materialu/snekove-dopravniky/>>
- [7] m-tec CZ, s. r. o., *Šnekové dopravníky*. [online]. 2010 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.silosystem.cz/cs/sneky.php>>
- [8] WISTA s. r. o., *Ocelový granulát S330*. [online]. 2010 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.wista.cz/produkty/tryskani/abraziva/ocelovy-granulat/>>
- [9] ČSN ISO 1050. *Zařízení pro plynulou dopravu: Šnekové dopravníky*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 8 s.
- [10] NORD – Poháněcí technika, s. r. o., *Katalog asynchronních motorů*. [online]. 2013 [cit. 2013- 06-03]. Dostupné z: <http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/M7000_IE1_IE2_IE3_GB_3512.pdf>
- [11] NORD – Poháněcí technika, s. r. o., *Katalog ploché čelní převodovky*. [online]. 2013 [cit. 2013- 06-03]. Dostupné z: <http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf>
- [12] DRAŽAN, F. a kol.: *Teorie a stavba dopravníků*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 1983. 290 s.
- [13] KYSELA, F. *Stroje zdvihací a dopravníky*. dotisk. Praha: SNTL, 1961. 152 s.
- [14] ZEGZULKA, J. *Mechanika sypkých hmot*. 1. vydání. VŠB – Technická univerzita Ostrava. 2004. 186 s. ISBN 80-248-0699-1
- [15] LASKOWSKI, Max; JOHN, Georgie. *Rozvinuté součásti z plechu*. 3. nez. vyd. Praha: SNTL, 1975. 148 s.
- [16] Feron, a. s., *Trubka bežešvá hladká kruhová*. [online]. 2004-2013 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.feron.cz/cze/katalog/detail.php?id=29125>>



- [17] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 5. vydání. ALBRA 2011. 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4
- [18] ZKL, a. s., *Katalog soudečková ložiska*. [online]. 2012 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.zkl.cz/cs/cat/drsrb/22313ew33j>>
- [19] ZKL, a. s., *Katalog dvouřadá naklápěcí kuličková ložiska*. [online]. 2012 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <<http://www.zkl.cz/cs/cat/drsabb/2313>>
- [20] SKF Ložiska, a. s., *Kluzná ložiska*. [online]. 2003 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/soubory/File/SKF_kluzna_loziska.pdf>
- [21] JANÍČEK, Přemysl, a kol. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. 3. přeprac. vyd., v Akademickém nakladatelství CERM 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 287s. ISBN 80-214-2592-X
- [22] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů: učebnice stř. prům. škol strojnických*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1977, 323 s.
- [23] ESAB VAMBERK, s. r. o., *Přídavné svařovací materiály*. [online]. 2013 [cit. 2013-06-03]. Dostupné z: <http://products.esab.com/Templates/T041.asp?id=72704>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Veličina	Jednotka	Název veličiny
b	[mm]	šířka pera
b_p	[m]	šířka šroubové plochy
C_{or}	[kN]	radiální statická únosnost
C_r	[kN]	radiální dynamická únosnost
D	[m]	průměr šnekovnice
D_h, d_h	[mm]	průměr hřídele
d_i	[m]	jednotlivé průměry čepu
d_k	[mm]	průměr kuličky
d_ξ	[mm]	průměr spojovacího šroubu
d_c^{spoj}	[mm]	průměr spojovacího čepu
D_t	[mm]	vnější průměr trubky
e	[-]	koeficient
f	[-]	vnitřní tření v materiálu
F	[m ²]	plocha rozvinutého závitu
F_a	[N]	axiální síla
F_g	[N]	tíha jednoho dílu šneku
F_m	[N]	síla materiálu působící na žlab
F_r	[N]	radiální síla
$F_r^{pouzdra}$	[N]	radiální síla kluzného pouzdra
F_r^{vstup}	[N]	radiální síla vstupního ložiska
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
H	[m]	dopravní výška
h	[mm]	výška pera



C_H	[-]	korekční součinitel pro úhel stoupání žlabu
i	[ks]	počet ložisek
I	[mm ⁴]	kvadratický moment
i_{ges}	[-]	převodový poměr ploché převodovky
i_{ξ}	[ks]	počet spojovacích šroubů
k_k	[-]	bezpečnost v krutu
k_t	[-]	bezpečnost v tlaku
l	[m]	dopravní vzdálenost materiálu
L	[mm]	délka jednoho dílu hřídele
L_{10}	[ot]	základní trvanlivost ložiska
L_{10h}	[hod]	základní trvanlivost ložiska
l_i	[m]	jednotlivé délky průměrů čepu
l_p	[mm]	délka kluzného pouzdra
l_t	[mm]	délka trubky
l_v	[m]	vodorovná dopravní vzdálenost
M_2	[Nm]	kroucí moment ploché převodovky
m_{bm}	[kg·m ⁻¹]	hmotnost běžného metru trubky
m_{celk}	[kg]	celková hmotnost šneku
$m_{\check{c}}^{konc}$	[kg]	hmotnost koncového čepu
$m_{\check{c}}^{red}$	[kg]	hmotnost čepu redukce
$m_{\check{c}}^{spoj}$	[kg]	hmotnost spojovacího čepu
$m_{\check{c}}^{vstup}$	[kg]	hmotnost vstupního čepu
m_h	[kg]	hmotnost hřídele
M_k	[Nm]	hnací moment na hřídeli šneku
M_k^{skut}	[Nm]	skutečný kroucí moment na výstupu z převodovky
m_m	[kg]	hmotnost materiálu ve žlabu



M_o^{max}	[Nm]	maximální ohybový moment
m_{ξ}	[kg]	hmotnost jednoho dílu šnekovnice
m_z	[kg]	hmotnost jednoho rozvinutého závitu
n	[s ⁻¹]	otáčky
n_2	[s ⁻¹]	výstupní otáčky ploché převodovky
n_N	[s ⁻¹]	otáčky elektromotoru
P	[kW]	výkon
p	[-]	exponent
P	[-]	ekvivalentní dynamické zatížení
p	[MPa]	velikost tlaku
p_D	[MPa]	dovolený tlak
p_h^{dov}	[MPa]	dovolený tlak v hřídeli
p_{dov}	[MPa]	dovolený tlak v kluzném pouzdře
p_h	[MPa]	tlak v hřídeli
p_p	[MPa]	tlak v kluzném pouzdře
Q	[kg.h ⁻¹]	dopravní výkon
Q_{skut}	[m ³ .h ⁻¹]	skutečné dopravované množství
Q_v	[m ³ .h ⁻¹]	objemový dopravní výkon
r	[m]	vnitřní poloměr rozvinutého závitu
R	[m]	vnější poloměr rozvinutého závitu
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
R_s	[m]	účinný poloměr šnekovnice
s	[m]	stoupání šnekovnice
S	[mm]	plocha
t	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
t_l	[mm]	hloubka drážky v náboji



t_t	[mm]	síla stěny trubky
U	[m]	délka vnější šroubovice
u	[m]	délka vnitřní šroubovice
V	[m ³]	objem materiálu ve žlabu
$V_{\check{c}}^{konc}$	[m ³]	objem koncového čepu
$V_{\check{c}}^{red}$	[m ³]	objem čepu redukce
$V_{\check{c}}^{spoj}$	[m ³]	objem spojovacího čepu
$V_{\check{c}}^{vstup}$	[m ³]	objem vstupního čepu
V_z	[m ³]	objem jednoho rozvinutého závitu
w	[-]	celkový součinitel odporu
w	[°]	středový úhel výseče mezikruží
W_k	[mm ⁴]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ⁴]	modul průřezu v ohybu
Y_1	[-]	koeficient
Y_2	[-]	koeficient
y_{max}	[mm]	maximální průhyb hřídele
z	[ks]	počet závitů
α	[°]	úhel svahu kuliček – sypný úhel
α_1	[rad]	úhel stoupání šnekovnice
γ	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost dopravovaného materiálu
Δl	[mm]	prodloužení jednoho dílu hřídele
Δl_{celk}	[mm]	celkové prodloužení obou dílů hřídele
ΔQ	[%]	rozdíl dopravovaného množství
ρ_{oceli}	[kg.m ⁻³]	hustota oceli
σ_o^{dov}	[MPa]	dovolené ohybové napětí
σ_o	[MPa]	ohybové napětí



σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí
σ_t	[MPa]	napětí v tlaku
τ_k^{dov}	[Mpa]	dovolené napětí v krutu
τ_s^{dov}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
τ_s	[MPa]	napětí ve smyku
φ_I	[rad]	třecí úhel mezi materiálem a šnekem
ψ	[%]	součinitel plnění žlabu
ω	[rad]	úhlová rychlost



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	0-SD-3K2	1 ks
Seznam položek	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	4-SD-3K2-K	5 ks
Výkres svarku	PRVNÍ DÍL ŠNEKU	2-SD-3K2-1	1 ks
Výkres svarku	DRUHÝ DÍL ŠNEKU	2-SD-3K2-2	1 ks
Výkres součásti	SPOJOVACÍ ČEP	2-SD-3K2-9	1 ks

Přílohy na CD:

Bakalářská práce: Zpráva - Šnekový dopravník (formát PDF)
Výkresová dokumentace (formát PDF)