



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Vertikální zdvih manipulačního zařízení pro  
přesun kontejneru**

**Vertical Lift of Handling Equipment for  
Moving Containers**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**

**Jakub PETRÁS**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** prof. Ing. Vojtěch Dinybyl Ph.D.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci „Vertikální zdvih manipulačního zařízení pro přesun kontejnerů“ vypracoval sám s pomocí vedoucího práce. K vypracování jsem používal pouze literaturu uvedenou v příloženém seznamu.

V Praze dne .....

.....

Petrás Jakub

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu, panu prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi Ph.D., za trpělivost, pomoc a vstřícnost při tvorbě této bakalářské práce.

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Jakub PETRÁS

Název BP: Vertikální zdvih manipulačního zařízení pro přesun kontejnerů

Anglický název: Vertical Lift of Handling Equipment for Moving Containers

Rok: 2017

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: prof. Ing. Vojtěch DYNBYL Ph.D.

Konzultant: X

Bibliografické údaje:	počet stran	62
	počet obrázků	37
	počet tabulek	0
	počet příloh	7

Klíčová slova: Manipulační zařízení, převodový mechanismus, kroutící moment, pohybový šroub, šneková převodovka

Keywords: Handling equipment, transmission mechanism, torque, motion screw, worm gear

Anotace: Bakalářská práce je zaměřena na návrhí fungujícího mechanismu zdvihu manipulačního zařízení pro přesun kontejnerů ve vodorovném směru. Nejprve se zabývám výpočtem součástí potřebných pro konstrukci, dále návrhem pohonu, vytvořením 3D modelu v CAD programu a nakonec tvorbou 2D modelu.

Abstract: The bachelor is focused on design a functional mechanism of lift of handling equipment for moving containers in horizontal direction. At first, I'm concerned with calculation of used components, then drive proposal, making a 3D model in a CAD and creating a 2D model.

## Obsah

Seznam zkratk a symbolů .....	1
1. Úvod .....	4
2. Rešerše .....	5
2.1. Doprava po kolejích .....	5
2.2. Doprava po silnici .....	6
3. Návrhová část .....	7
3.1. Návrh zdvihového mechanismu .....	7
3.2. Návrh konstrukce manipulačního zařízení .....	8
3.2.1. Návrh tvaru ližin .....	8
3.2.2. Návrh konstrukce přenosu ohybového momentu .....	9
3.2.3. Návrh celkové konstrukce .....	10
4. Výpočtová část .....	11
4.1. Základní výpočty .....	11
4.2. Výpočet pohybového šroubu .....	11
4.2.1. Stanovení středního průměru závitu .....	11
4.2.2. Výpočet úhlu stoupání $\gamma$ , úhlu boku $\beta_n$ profilu a třecího úhlu $\varphi'$ .....	12
4.2.3. Výpočet výšky matice $h$ a konstrukčního počtu závitů $z$ .....	13
4.2.4. Kinematické a energetické poměry .....	13
4.3. Kontrola pohybového šroubu .....	14
4.3.1.1. Kontrola otlačení činných závitů .....	14
4.3.1.2. Kontrola dřívku šroubu .....	14
4.3.2. Matice pohybového šroubu .....	15
4.4. Výpočet šnekové převodovky .....	16
4.4.1. Vstupní parametry šnekové převodovky .....	16
4.4.2. Výpočet počtu chodů a zubů .....	17
4.4.3. Výpočet elektromotoru .....	17
4.4.4. Výpočet modulu .....	18
4.4.5. Rozměry šneku .....	18
4.4.6. Rozměry šnekového kola .....	19
4.4.7. Výpočet rozměrů hřídelí .....	20
4.4.8. Pevnostní výpočet ozubení šnekového soukolí .....	21
4.4.8.1. Kontrola dotykového napětí .....	21
4.4.8.2. Kontrola ohybového napětí .....	22
4.4.9. Výpočet sil ve šnekovém soukolí .....	24
4.4.9.1. Síly na šneku .....	24
4.4.9.2. Reakce v místě podpor na hřídeli šneku .....	25
4.4.9.3. Výpočet axiálního oboustranného kuličkového ložiska .....	26
4.4.9.4. Výpočet radiálních ložisek hřídele šneku .....	26
4.4.9.5. Síly na šnekovém kole .....	27
4.4.9.6. Reakce v místě podpor na hřídeli šnekového kola .....	27
4.4.9.7. Výpočet kuželíkového ložiska .....	28
4.5. Kontrola šnekové převodovky .....	29

4.5.1.	Statická kontrola hřídelí .....	29
4.5.1.1.	Hřídel I.....	29
4.5.1.2.	Hřídel II.....	30
4.5.1.3.	Kontrola Tr matice na stříh .....	32
4.5.2.	Kontrola axiálního spojení.....	33
4.5.2.1.	Kontrola otláčení závitů.....	33
4.5.2.2.	Kontrola dřívku šroubu .....	35
4.5.3.	Chlazení šnekové převodovky.....	36
4.6.	Výpočet pružné spojky .....	36
4.7.	Výpočty spojení nábojů s hřídelí.....	36
4.7.1.	Výpočet spojení Tr matice a šnekového kola.....	36
4.7.1.1.	Kontrola pera na otláčení .....	38
4.7.1.2.	Kontrola pera na stříh.....	38
4.7.2.	Výpočet spojení pružné spojky a vstupního hřídele šneku .....	39
4.7.2.1.	Kontrola pera na otláčení .....	40
4.7.2.2.	Kontrola pera na stříh.....	40
5.	Závěr.....	41
	Seznam použité literatury .....	42
	Seznam obrázků .....	43
	Seznam příloh.....	45
	Přílohy.....	46

**SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$m$ [kg] [t]	hmotnost
$g$ [ $m/s^2$ ]	gravitační zrychlení
$\rho$ [ $t/m^3$ ]	objemová hustota
$Q, F$ [N]	síla
$V$ [ $m^3$ ]	objem
$\psi_H$ [-]	součinitel
$\psi_h$ [-]	součinitel
$p$ [MPa]	tlak
$H$ [mm]	výška
$S$ [ $mm^3$ ]	plocha
$f$ [-]	součinitel tření
$\beta_n$ [°]	úhel boku profilu
$\varphi'$ [°]	třecí úhel
$\Upsilon$ [°]	úhel stoupání
$z_\xi$ [-]	počet činných závitů
$P$ [mm]	rozteč
$L$ [mm]	délka
$t$ [s]	čas
$v$ [mm/s ; m/s]	rychlost
$n$ [ $min^{-1}$ ]	otáčky
$i$ [-]	převodový poměr
$u$ [-]	převodové číslo
$P$ [W]	výkon
$\eta$ [-]	účinnost
$\sigma$ [MPa]	napětí
$k$ [-]	součinitel bezpečnosti
$L_h$ [hod]	trvanlivost
$\sigma_{pt}$ [MPa]	mez pevnosti v tahu
$\sigma_k$ [MPa]	mez kluzu
$\sigma_c$ [MPa]	mez únavy

$\sigma_{C(o)}$ [MPa]	upravená mez únavy
$\alpha_n$ [°]	úhel profilu
$z$ [-]	počet zubů
$M_k$ [Nm ; Nmm]	točivý moment
$M_o$ [Nm ; Nmm]	ohybový moment
$Z_M$ [-]	Součinitel materiálu
$Z_H$ [-]	Součinitel tvaru zubu
$K_H$ [-]	Součinitel zatížení
$\psi_d$ [-]	Poměrná šířka věnce šnekového kola
$m$ [-]	modul
$q$ [-]	součinitel průměru šneku
$l$ [mm]	délka
$b$ [mm]	šířka
$a$ [mm]	osová vzdálenost
$a_w$ [mm]	valivá osová vzdálenost
$x$ [-]	jednotkové radiální posunutí
$d_f$ [mm]	patní průměr zubu
$d_a$ [mm]	hlavový průměr zubu
$d_w$ [mm]	valivý průměr
$v_k$ [m/s]	kluzná rychlost
$\epsilon_\alpha$ [-]	součinitel trvání záběru
$K_1$ [-]	součinitel vnějších dynamických sil
$K_V$ [-]	součinitel vnitřních dynamických sil
$N$ [ $10^7$ ]	počet cyklů
$S_H$ [-]	součinitel bezpečnosti na dotyk
$S_F$ [-]	součinitel bezpečnosti na ohyb
$Y_P$ [-]	součinitel tvaru zubu
$F_t$ [N]	tečná síla
$F_a$ [N]	axiální síla
$F_r$ [N]	radiální síla
$F_A$ [N]	reakce v uložení



$P$ [N]	ekvivalentní dynamické zatížení
$P_0$ [N]	ekvivalentní statické zatížení
$C$ [kN ; N]	dynamická únosnost
$C_0$ [kn ; N]	statická únosnost
$D$ [mm]	vnější průměr
$Y$ [-]	výpočtový součinitel
$p$ [-]	exponent trvanlivosti
$T$ [mm]	šířka
$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v krutu
$\pi$ [-]	Ludolfovo číslo
$R_{p0,2}$ [MPa]	upravená mez kluzu
$\sigma_{red}$ [MPa]	redukované napětí
$l_a$ [mm]	funkční délka pera
$l_{(CSN)}$ [mm]	normalizovaná délka pera

## 1. Úvod

Zpracování a uskladňování odpadu je jedno z důležitých, celosvětově řešených témat. S odpadem je spojena i jeho doprava do spaloven, což je hlavní problém, který mne a tři mé kolegy dovedl ke společnému projektu, jak ulehčit dopravu odpadu po Praze do spalovny v Malešicích.

Každé ráno se před spalovnou v Malešicích tvoří kolony popelářských aut. K hlavnímu vjezdu v jeden čas dorazí více aut, než se ve spalovně stíhá vyložit a připravit ke zpracování. Dochází tak k hromadění aut na hlavní silnici. Naším úkolem je navrhnout systém, který by této situaci pomohl.

Zadáno bylo pouze množství odpadu vyprodukovaného denně v Praze a byl nám nastíněn potenciální způsob jeho dopravy do spalovny. Principiálně jde o to, že odpad by se na místo určení nevozil najednou, a ani přes den. Popelářská auta by využívala naše systémy, z nichž by se odpad převážel do spalovny na upravených starých tramvajích dopravního podniku, a v noci, kdy je doprava méně frekventovaná.

Náš systém jsme se rozhodli navrhnout jako kolejovou trať, na které budeme posouvat kontejnery mezi třemi stanovišti. Násypem, lisováním a nákladem/výkladem. Mým cílem je navrhnout řešení nákladu plných kontejnerů z dráhy na upravený dopravní prostředek a prázdných kontejnerů opačným směrem. Jelikož je to obsáhlé téma, budu se dále věnovat detailněji pouze vertikálnímu zdvihu tohoto manipulačního zařízení a konstrukci s ním spojenou.

## 2. Rešerše

V této kapitole se věnuji zjištění a uspořádání dostupných informací o možném způsobu dopravy a technických problémech, které musím vyřešit.

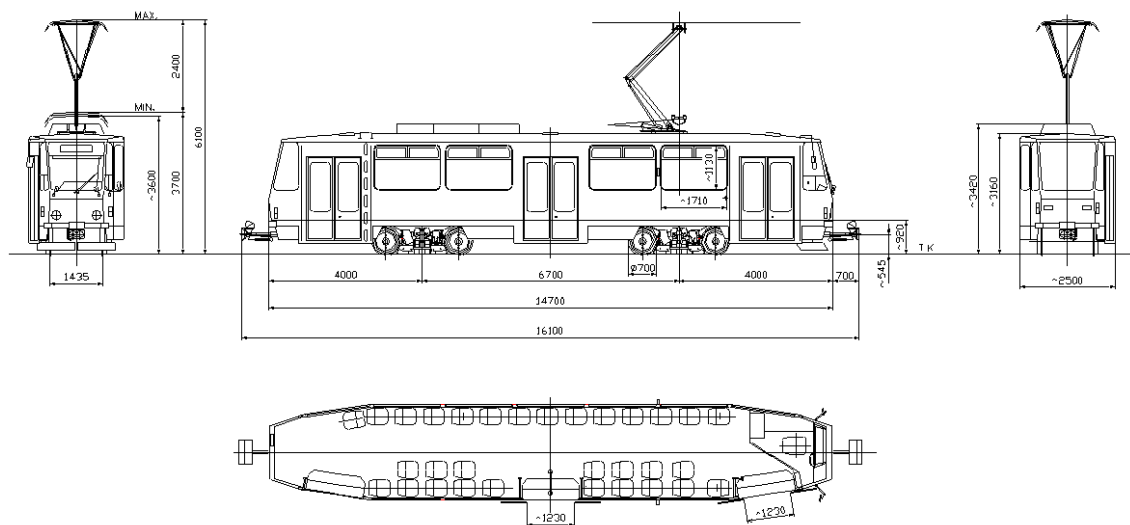
### 2.1. Doprava po kolejích

Nejefektivnějším způsobem se nám jeví přeprava kontejnerů na upravených starých tramvajích, ze kterých se odstraní část určená cestujícím, a na jejím místě se vytvoří plošina, kam je možné kontejnery naložit (Obr. 1). [1]



*Obr. 1.: Nákladní tramvaj*

Takto upravená tramvaj je nejlepší volbou vzhledem k době odvozu, jelikož bychom mohli využít mezery mezi nočními spoji, a náklad dopravovat přes noc. Jednou z nevýhod oproti jiným druhům dopravy, je nutná přítomnost napájecí troleje, která umožňuje příjezd a odjezd tramvajů k místu nákladu. Její výška je mezi 3700 a 6100 mm (Obr. 2). [2]



*Obr. 2.: Výška napájecí troleje tramvaje*

Dále budu počítat s výškou 4800 mm od země.



## 2.2. Doprava po silnici

Při dopravě na přívěsech nákladních automobilů nemusíme řešit vyhnutí se napájecí troleji, zároveň se ale připravujeme o možnost využití výhodného řešení odvozu v noci. Jelikož navržené manipulační zařízení pro verzi s tramvají bude aplikovatelné i na technicky jednodušší verzi s nákladním automobilem, budu dále při navrhování konstrukce manipulačního zařízení uvažovat přítomnost tramvajové troleje.

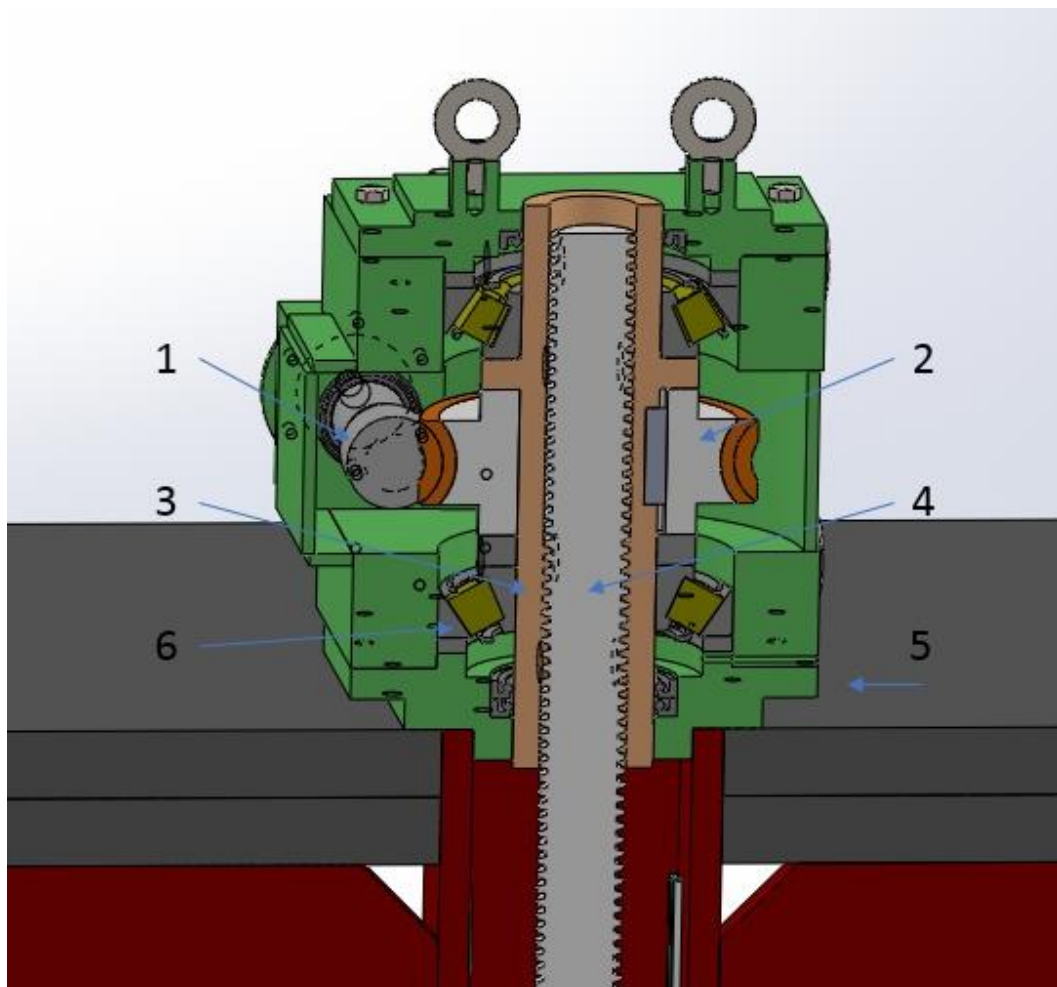
### 3. Návrhová část

V teoretické části se věnuji návrhu řešení konstrukce manipulačního zařízení. Vzhledem k rozměrům tramvaje, množství odpadu zpracovaného za jeden den (více než 360 tun) a délce tratě, jsme navrhli velikost kontejneru 2x2x5 metrů, se kterou budu dále počítat.

#### 3.1. Návrh zdvihového mechanismu

S kolegy jsme se domluvili, že vytvoříme takový vozík, aby při vykládání a nakládání kontejnerů z tramvaje na vozík stačil vertikální zdvih 300 mm. Díky relativně malému zdvihu a přítomnosti troleje jsem se rozhodl, že kontejner budu zvedat zespodu, a podsouvat ho pod trolejí. Manipulace kontejneru přes trolej by byla zbytečná, protože bychom se dostali do stejné situace, jako je situace výchozí, kvůli umístění troleje uprostřed tramvaje. Uchopení kontejneru za jeho vršek a zvednutí pomocí lana a navijáku je tedy nevhodným řešením. Ke zvednutí kontejneru tak využiji pohybový šroub, který bude na jedné straně vetknut do ližiny, na straně druhé bude matice pohybového šroubu spojena se šnekovým kolem, kterým bude přes šnekovou převodovku otáčet motor. Tento mechanismus se kromě motoru bude v konstrukci objevovat dvakrát a části mezi sebou budou spojeny, aby nedošlo k jejich natočení a následnému zničení mechanismu. Osy obou částí od sebe budou vzdáleny 3000 [mm].

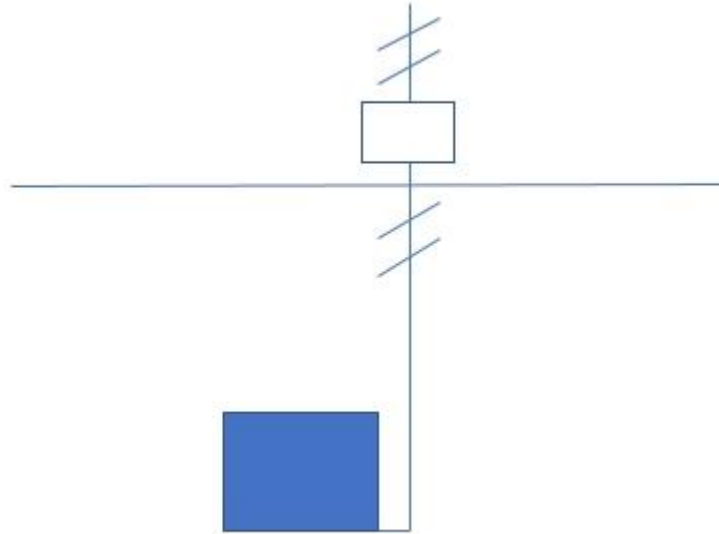
Na Obr. 3 vidíme spojení šnekové převodovky (šnek – 1, šnekové kolo – 2) a pohybového šroubu (3) přes matici pohybového šroubu (4). Tíha kontejneru je přenášena do desky manipulačního zařízení (5) přes kuželíková ložiska (6).



Obr. 3.: Zdvihový mechanismus

### 3.2. Návrh konstrukce manipulačního zařízení

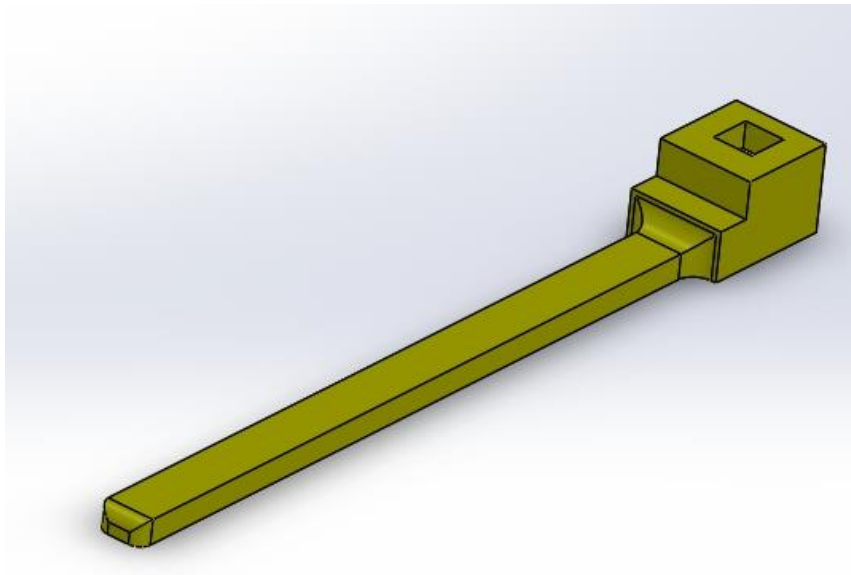
Konstrukci popsanou v kapitole 3.1 jsem vyjádřil schematicky na Obr. 4.



*Obr. 4.: Schéma konstrukce manipulačního zařízení*

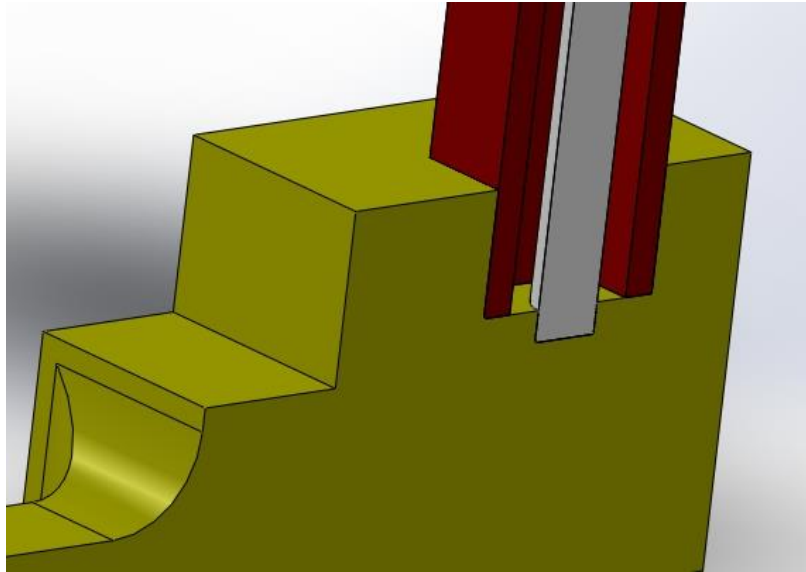
#### 3.2.1. Návrh tvaru ližin

Ližiny budou dlouhé přes dva metry, aby přesahovaly celou šířku kontejneru (Obr. 5).



*Obr. 5.: Návrh konstrukce ližiny*

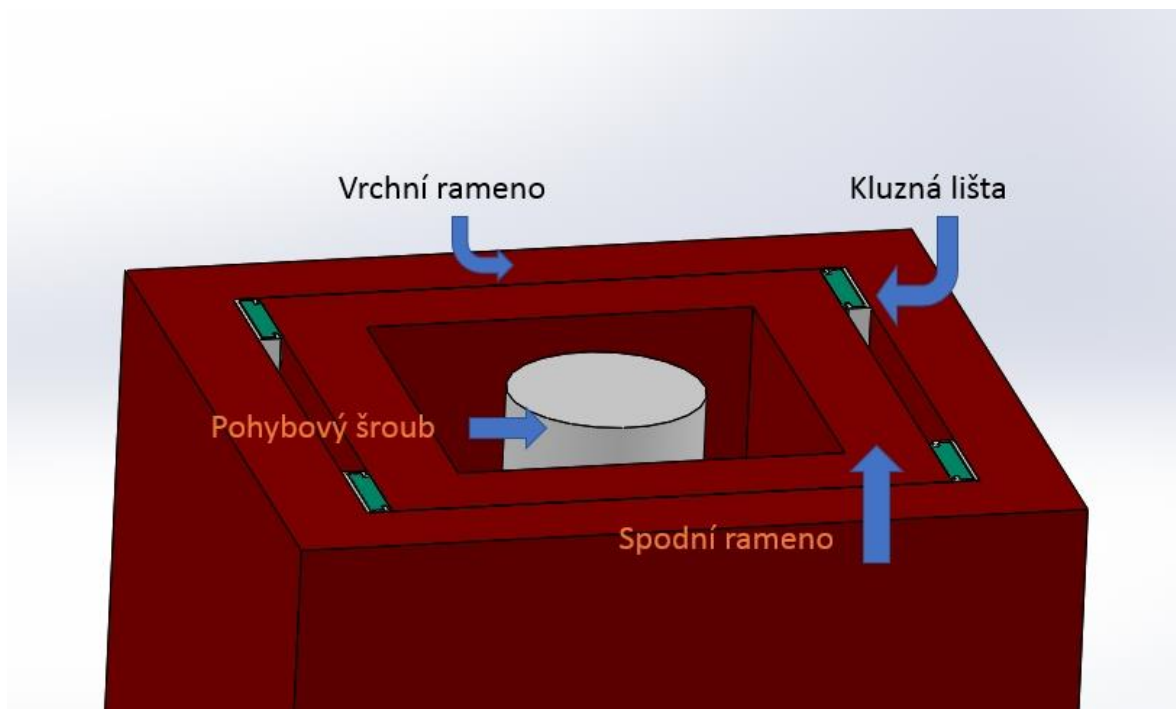
Na konci jedné části bude připojovací část k rameni a pohybovému šroubu, který bude s ramenem do ližiny vetknut. Spojení ramene, šroubu a ližiny je na Obr. 6.



Obr. 6: Spojení ramene, šroubu a ližiny

### 3.2.2. Návrh konstrukce přenosu ohybového momentu

Musím vyřešit přenos ohybového momentu vytvořeného tíhou kontejneru. Moment odvedu přes desku manipulačního zařízení, na které bude mnou navržená konstrukce posazena, aby závitový mechanismus pohybového šroubu přenášel pouze kroutící moment. Přenos ohybového momentu z vnitřního na vnější rameno budu realizovat za pomoci kluzné lišty mezi rameny od firmy Murtfeldt (Obr. 7). Vybral jsem nejetenčí možnou kombinaci. Ocelový C1 profil a profil lišty CF. Katalogy viz příloha A. [11]



Obr. 7.: Konstrukce ramen

### 3.2.3. Návrh celkové konstrukce

Po finální úpravě všech částí jsem vytvořil v programu SolidWorks 3D model sestavy se všemi komponenty a z této sestavy jsem vytvořil 2D model celkové konstrukce (Obr. 8)



*Obr. 8.: Konstrukce mechanického zařízení*



## 4. Výpočtová část

V praktické části se budu věnovat samotným výpočtům navrženého mechanismu a konstrukce, a jejich kontrolám .

### 4.1. Základní výpočty

Velikost kontejneru jsme stanovili na 2x2x5 metrů, hustota neslisovaných odpadků je přibližně 0,5 [t/m<sup>3</sup>] a vzhledem k maximální nosnosti jedné nápravy tramvaje je budeme lisovat na objemovou hustotu 0,6 [t/m<sup>3</sup>]. Hmotnost odpadků v jednom kontejneru tedy bude:

$$m_{odpadků} = V_{kontejneru} \cdot \rho_{odpadků} = 2 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 0,6 = 12 [t] \quad (1)$$

Objem ližin se spodními rameny je přibližně 0,254 m<sup>3</sup>, konstrukce je z oceli 11 431 o hustotě 7850 [kg/m<sup>3</sup>].

$$m_{konstrukce} = V_{konstrukce} \cdot \rho_{konstrukce} = 0,254 \cdot 7850 \doteq 1,99 [t] \quad (2)$$

Počítám s hmotností kontejneru 2 tuny.

### 4.2. Výpočet pohybového šroubu

Celková hmotnost zvedaná pohybovými šrouby je:

$$m_{celková} = m_{kontejneru} + m_{odpadků} + m_{konstrukce} = 12 + 2 + 1,99 \doteq 16 [t] \quad (3)$$

Tato hmotnost je rozdělena mezi dva pohybové šrouby. Každý tedy nese 8 tun. Zdvih šroubu L je 300 mm, počet chodů  $i = 1$  a materiál pohybového šroubu je ocel 12 040,  $R_{p0,2} (\sigma_{kt}) = 285 [N/mm^2]$ . [4]

#### 4.2.1. Stanovení středního průměru závitu

Volím lichoběžníkový rovnoramenný závit Tr, jehož výhodou je samosvornost. Tíha na jednom šroubu je:

$$Q = \frac{m_c}{2} \cdot g = \frac{16000}{2} \cdot 9,81 = 78480 [N] \quad (4)$$

Střední průměr pak vypočítám ze vztahu:

$$d'_2 = \sqrt[2]{\frac{Q}{\tau \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_D}} = \sqrt[2]{\frac{78480}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 1,5 \cdot 11}} = 0,0550 [m] \quad (5)$$

„Kde součinitel  $\psi_H = 0,5$  pro závit Tr,  $\psi_h = 1,5$  z rozmezí 1,5 ÷ 2,5.“ [4]

Dovolený tlak  $p_D = 11$  [MPa] volím z tabulky (Obr. 9) pro spojení kalené oceli a bronzu, odkud volím i součinitel tření  $f = 0,6$  [-]. [4]

materiály	$p_D$ [MPa]	$f$ (mazáno)
ocel kalená - bronz	10 ÷ 15	0,06 ÷
ocel - bronz	8 ÷ 10	÷ 0,08
ocel - ocel	7 ÷ 12	0,10 ÷ 0,13
ocel - šedá litina	4 ÷ 6	0,09 ÷ 0,11

Obr. 9.: Tabulka dovolených tlaků v závitu

Z tabulky pro lichoběžníkový závit Tr dle ČSN 01 4050 (Obr. 10) volím bližší větší průměr  $d_2=55,5$  [mm] a pro něj rozteč  $P = 9$  [mm], velký průměr  $d = 60$  [mm], malý průměr  $d_3 = 50$  [mm], pracovní výška  $H = 4,5$  [mm] a průřez jádra  $S = 1963$  [mm]. [4]

Velký průměr šroubu d		Rosteč matice D <sub>4</sub>	Rosteč P	Střední průměr d <sub>2</sub> = D <sub>2</sub>	Malý průměr šroubu d <sub>3</sub>	Malý průměr matice D <sub>1</sub>	Pracovní výška H <sub>1</sub>	Poloměry zaoblení R <sub>1max</sub> R <sub>2max</sub>		Průřez jádra S <sub>3</sub> (mm <sup>2</sup> )
Řada 1	Řada 2									
16	-	16,5	4	14	11,5	12	2	0,125	0,25	104
-	18	18,5		16	13,5	14				143
20	-	20,5		18	15,5	16				189
-	22	22,5	5	19,5	16,5	17	2,5	0,125	0,25	214
24	-	24,5		21,5	18,5	19				269
-	26	26,5		23,5	20,5	21				330
28	-	28,5		25,5	22,5	23				398
-	30	31	6	27	23	24	3	0,25	0,5	415
32	-	33		29	25	26				491
-	34	35		31	27	28				573
36	-	37		33	29	30				661
-	38	39	7	34,5	30	31	3,5	0,25	0,5	707
40	-	41		36,5	32	33				804
-	42	43		38,5	34	35				908
44	-	45		40,5	36	37				1018
-	46	47	8	42	37	38	4	0,25	0,5	1075
48	-	49		44	39	40				1195
-	50	51		46	41	42				1320
52	-	53		48	43	44				1452
-	55	56	9	50,5	45	46	4,5	0,25	0,5	1590
60	-	61		55,5	50	51				1963
-	65	66	10	60	54	55	5	0,25	0,5	2290
70	-	71		65	59	60				2734
-	75	76		70	64	65				3217
80	-	81		75	69	70				3739
-	85	86	12	79	72	73	6	0,25	0,5	4072
90	-	91		84	77	78				4657
-	95	96		89	82	83				5281
100	-	101		94	87	88				5945
-	110	111		104	97	98				7390

Obr. 10.: Tabulka pro lichoběžníkový závit Tr

#### 4.2.2. Výpočet úhlu stoupání $\gamma$ , úhlu boku $\beta_n$ profilu a třecího úhlu $\varphi'$

Úhel stoupání vypočítám ze vztahu:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} \left( \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{1 \cdot 9}{3,14 \cdot 55,5} \right) = 2,955 [^\circ] \quad (6)$$

Úhel boku stoupání pak:

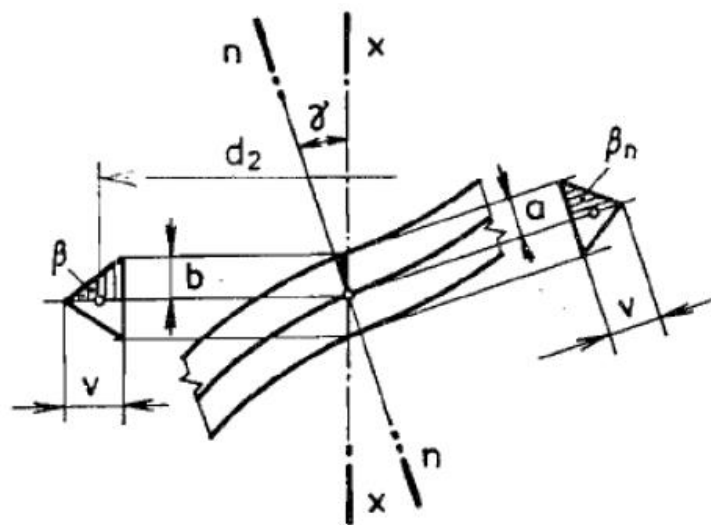
$$\begin{aligned}
 \operatorname{tg} \beta_n &= \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma \rightarrow \beta_n = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}(15^\circ) \cdot \cos(2,955^\circ)) \\
 &= 2,996 [^\circ]
 \end{aligned} \quad (7)$$

„Kde  $\beta = 15 [^\circ]$  pro závit Tr.“ [4]

Třecí úhel dostanu podělením součinitele tření  $f=0,6 [-]$  cosinem  $\beta_n$ .

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \beta_n} \rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg} \left( \frac{f}{\cos \beta_n} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{0,6}{\cos(2,996^\circ)} \right) \cong 3,438 [^\circ] \quad (8)$$

Výpočtové vztahy jsou odvozené z Obr. 11. [4]



Obr. 11.: Úhel stoupání, boku profilu a třecího úhlu

#### 4.2.3. Výpočet výšky matice $h$ a konstrukčního počtu závitů $z$

Výšku matice dostanu vynásobením středního průměru koeficientem.

$$h = \psi_h \cdot d_2 = 1,5 \cdot 55,5 = 83,25 [mm] \quad (9)$$

Počet konstrukčních závitů vypočtu opět z podílu výšky matice a její roztečí.

$$z = \frac{h}{p} = \frac{83,25}{9} = 9,25 [-] \quad (10)$$

Pak počet činných závitů  $z_\epsilon = 10 [-]$ , které kontroluji na otláčení v kapitole kontroly pohybového šroubu. Kontrola pohybového šroubu.

#### 4.2.4. Kinematické a energetické poměry

Na celkový zdvih 300 [mm] si zvolím přibližně  $t = 30 [s]$ , ze kterých si vypočtu rychlost pohybu šroubu.

$$v'_s = \frac{L}{t} = \frac{300}{30} = 10 \left[ \frac{mm}{s} \right] \quad (11)$$

Z rychlosti pohybu šroubu spočítám otáčky šroubu.

$$n'_s = \frac{v_p \cdot 60}{i \cdot P} = \frac{10 \cdot 60}{1 \cdot 9} = 66,67 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (12)$$

Kvůli pozdější volbě motoru a převodu šnekové převodovky si zvolím otáčky  $n_s = 75$  a přepočítám rychlost posuvu šroubu.

$$v_s = \frac{i \cdot P \cdot n_s}{60} = \frac{1 \cdot 9 \cdot 75}{60} = 11,25 \left[ \frac{mm}{s} \right] \quad (13)$$

Pro další výpočty je pro mne důležitá účinnost závitové dvojice šroubu  $\eta_z$  a výstupní výkon mechanismu  $P_{vyst}$ . Účinnost závitové dvojice spočítám z upraveného vztahu:

$$\begin{aligned} \eta_z &= \frac{P_{odvedený}}{P_{přivedený}} = \frac{Q \cdot v_s}{M_{kš} \cdot \omega_s} = \frac{Q \cdot v_s}{Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi') \cdot \omega_s} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi')} \\ &= \frac{tg(2,955^\circ)}{tg(2,955^\circ + 3,438^\circ)} = 0,460678 [-] \end{aligned} \quad (14)$$

Účinnost závitové dvojice je tedy  $\eta_z = 46,1$  [%]

Výstupní výkon mechanismu spočítám jako síla násobená rychlostí šroubu (dosadím v [m/s]).

$$P_{vyst} = Q \cdot v_s = \frac{78480 \cdot 11,25}{1000} = 883 \text{ [W]} \quad (15)$$

### 4.3. Kontrola pohybového šroubu

V této kapitole se budu věnovat kontrole spočítaných parametrů pohybového šroubu.

#### 4.3.1.1. Kontrola otláčení činných závitů

Vypočtený tlak  $p$  musí být menší než tlak dovolený  $p \leq p_D$ .

$$p = \frac{Q}{z_\xi \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H} = \frac{78480}{10 \cdot \pi \cdot 55,5 \cdot 4,5} = 10 \leq 11 \text{ [MPa]} \quad (16)$$

Počet činných závitů vyhovuje pro zvolený dovolený tlak  $p_D = 11$  [MPa].

#### 4.3.1.2. Kontrola dřívku šroubu

Napětí v tlaku se rovná síle působící na plochu  $S_3$ , napětí v krutu pak jako kroutící moment na matici dělený průřezovým modulem v krutu. Výsledné redukované napětí se počítá jako druhá odmocnina součtu druhých mocnin napětí v tlaku a napětí v krutu.

$$\sigma_d = \frac{Q}{S_3} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{78480}{1963} = 39,98 \text{ [MPa]} \quad (17)$$

$$\tau = \frac{M_{kš}}{W_{k3}} = \frac{Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{78480 \cdot \frac{55,5}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,955^\circ + 3,438^\circ)}{\frac{3,14 \cdot 50^3}{16}} = \frac{244019}{24543,7} \quad (18)$$

$$= 9,94 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{39,98^2 + 2^2 \cdot 9,94^2} = 44,65 \text{ [MPa]} \quad (19)$$

„Kde součinitel  $\alpha = 2$  [-] pro hypotézu  $\tau_{max}$ .“ [5]

Součinitel bezpečnosti  $k$  pak vzejde z porovnání redukovaného napětí a meze kluzu.

$$k = \frac{\sigma_{Kd}}{\sigma_{red}} = \frac{285}{44,65} = 6,4 \text{ [-]} \quad (20)$$

„kde  $\sigma_{Kd} = 285$  [MPa] je mez pevnosti v tlaku pro ocel 12 040.“ [4]

Celková bezpečnost pohybového šroubu je tedy 6,4 [-], což odpovídá vztahu:

$$k \geq k_{min} \quad (21)$$

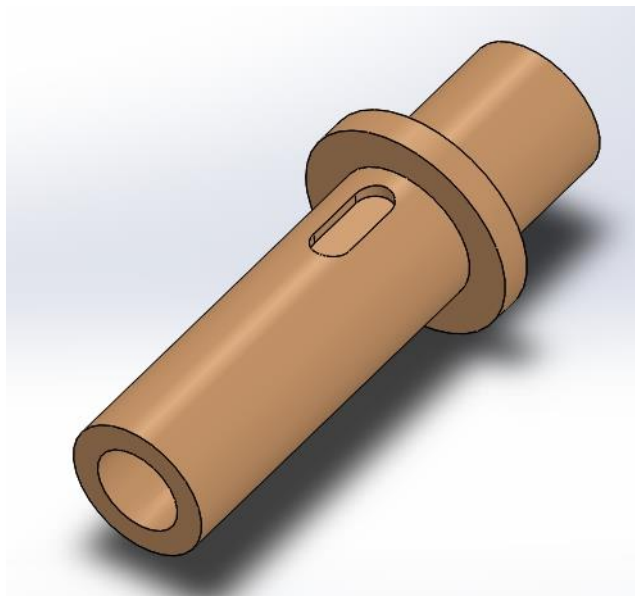
„Kde  $k_{min}=1,75$  [-],“ pro tlak a krut bez vzpěru. [4]

Zajímá nás ještě, jaký vliv má krut na redukované napětí, což vyjádřím součinitelem  $k_\chi$ .

$$k_\chi = \sqrt{1 + \alpha^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')\right)^2} = \sqrt{1 + 2^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{55,5}{50} \cdot \operatorname{tg}(2,955^\circ + 3,438^\circ)\right)^2} = 1,12 \text{ [-]} \quad (22)$$

#### 4.3.2. Matice pohybového šroubu

Vzhledem k specifickým požadavkům si matici nechám vyrobit na zakázku (Obr. 12). Její rozměry úzce souvisí s následující kapitolou (Viz příloha B).



Obr. 12.: Matice Tr

#### 4.4. Výpočet šnekové převodovky

Zde budu počítat charakteristická průměry šneku, šnekového kola, vybírat ložiska a kontrolovat hřídele.

##### 4.4.1. Vstupní parametry šnekové převodovky

Základními vstupními parametry, které potřebuji k výpočtu šnekové převodovky, jsou:

„Výkon na výstupním hřídeli šnekové převodovky  $\overline{P}_{II}$ “, který dostanu vydělením výstupního výkonu  $P_{vyst}$  pohybového šroubu účinností závitové dvojice mechanismu  $\eta_z$ . [5]

$$\overline{P}_{II} = \frac{P_{vyst}}{\eta_z} = \frac{883}{0,46} \cong 1919,6 [W] = 1,92 [kW] \quad (23)$$

„Otáčky výstupního hřídele šnekové převodovky  $\overline{n}_{II}$ “, shodné s otáčkami pohybového šroubu. [5]

$$\overline{n}_{II} = n_s = 75 [min^{-1}] \quad (24)$$

„Převodové číslo šnekové převodovky  $\overline{u}_{12}$ “, z poměru otáček vstupního a výstupního hřídele. Zde odhaduji otáčky na vstupním hřídeli přibližně  $\overline{n}_I = 2900 [min^{-1}]$ . [5]

$$\overline{u}_{12} = \frac{n_{II}}{n_I} = \frac{2900}{75} = 38,67 [-] \quad (25)$$

„Trvanlivost šnekového soukolí  $L_h$ “, kterou volím:

$$L_h = 25000 [hod] \quad (26)$$

Dle tabulky na Obr. 13 jsem zvolil materiál šnekového kola CuSn10Ni1P1 a způsob výroby odlití odstředivě. Základní vlastnosti materiálu jsou:  $\sigma_{Pt} = 290 [MPa]$ ,  $\sigma_K = 170 [MPa]$ ,  $\sigma_C = 170 [MPa]$  a  $\sigma_{C(0)} = 130 [MPa]$ . [5]

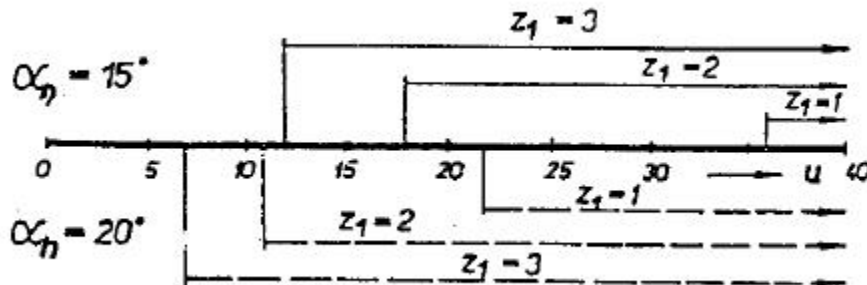
kluzná rychlost $v_k [ms^{-1}]$	ŠNEKOVÉ KOLO							ŠNEK			
	MATERIÁL			$\sigma_{Pt}$ [MPa]	$\sigma_K$ [MPa]	HB	E [MPa]	$\sigma_C$ [MPa]	$\sigma_{C(0)}$ [MPa]	Ocel	HRC
$v_k > 10$	cínové bronzы	Cu Sn10 P1	P	210	120	90	$(0,75++1) \cdot 10^5$	110	85	12 050	51 ÷ + 56
			K	260	150	100		150	120	14 140	
		Cu Sn12	P	240	135	100		140	110	14 331	
			K	260	150	100		150	120	16 240	
		Cu Sn10 Ni1 P1	O	290	170	120		170	130	aj.	
$v_k = 4 \div 10$	cínové bronzы	Cu Sn6 Zn6 Pb3	P	145	75	60	90	70			
			K	175	95	60	110	85	12 050	45 +	
		Cu Sn5 Zn5 Pb5	P	150	80	60	95	75	16 240	÷ 56	
			K	180	100	60	115	90	aj.		
$v_k < 4$	bronzы hliníkové	Cu A19 Fe3	P	450	250	100	$0,75 \cdot 10^5$	viz tab. III.V.	180	14 140	45 + ÷ 50
			K	500	250	100			250	14 331	
		Cu A110 Fe4 Ni4	P	600	300	170			260	aj.	
			K	650	300	170			255	14 331	
	magnez	Cu66 A16 Fe3 Mn2	K	650	240	160	$(0,9 \div+1) \cdot 10^5$	120	aj.		
		Cu 58 Mn2 Pb2	K	300	140	100					

P - odlito do písku, K - odlito do kokily, O - odlito odstředivě

Obr. 13.: Tabulka pro volbu materiálu šnekového kola

#### 4.4.2. Výpočet počtu chodů a zubů

Nejprve si zvolím úhel profilu  $\alpha_n = 20^\circ$  a počet chodů šneku  $z_1 = 1$  [-] z tabulky na Obr. 14. Počet zubů šnekového kola potom spočítám z převodového čísla a počtu chodů šneku a zaokrouhlím na nejbližší vyšší celé číslo. [5]



Obr. 14.: Počet chodů a zubů

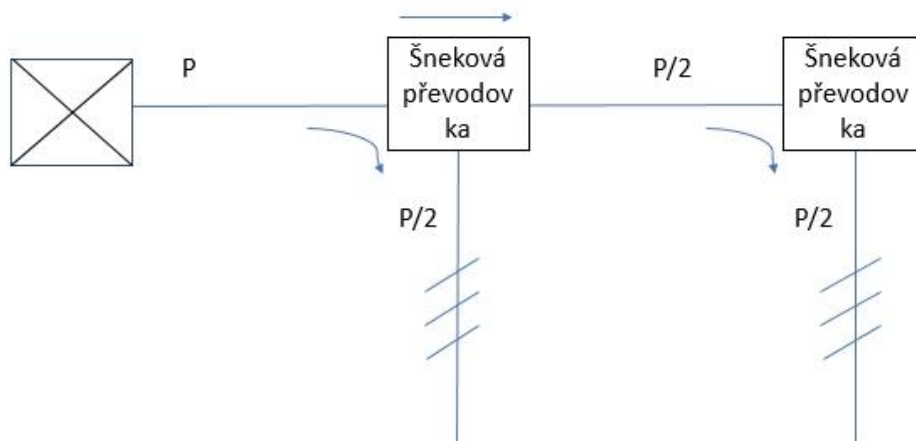
$$z_2 = \bar{u}_{12} \cdot z_1 = 38,67 \cdot 1 = 38,67 \rightarrow 39 \text{ [-]} \quad (27)$$

Skutečné převodové číslo je poměr počtu zubů šnekového kola a počtu chodů šneku.

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{39}{1} = 39 \text{ [-]} \quad (28)$$

#### 4.4.3. Výpočet elektromotoru

Jelikož momentálně počítám s výkonem pouze jednoho pohybového šroubu a jedné šnekové převodovky, musím do celkového výkonu elektromotoru zahrnout i druhý pohybový šroub a převodovku, tudíž vynásobit potřebný výkon dvěma. Na Obr. 15. je schéma rozdělení výkonu od motoru.



Obr. 15.: Schéma rozdělení výkonu zdvihového mechanismu

$$\bar{P}_I = 2 \cdot \frac{\bar{P}_{II}}{\bar{\eta}_{12}} = 2 \cdot \frac{1,92}{0,73} = 5,26 \text{ [kW]} \quad (29)$$

„kde  $\bar{\eta}_{12} = 0,73$  [-], je předběžná celková účinnost šnekového soukolí dle tabulky na Obr. 16.“ [5]

$z_1$	1	2	3	4
$\bar{\eta}_{12}$	0,70 ÷ 0,75	0,75 ÷ 0,82	0,82 ÷ 0,87	0,8 ÷ 0,92
$\bar{\gamma}$ [°]	÷ 6 ÷	÷ 11 ÷	÷ 16 ÷	÷ 22 ÷

Obr. 16.: Tabulka předběžné účinnosti šnekové převodovky

Jako pohon jsem vybral motor SIEMENS 1LE1002-1CA03-4AA4,  $n_1 = 2905$  [min<sup>-1</sup>],  $P_1 = 5,5$  [kW], protože má první vyšší výkon, než potřebuji. [6]

#### 4.4.4. Výpočet modulu

Nejprve si musím vypočítat kroutící moment na vstupní hřídeli a předběžný kroutící moment na výstupní hřídeli.

$$M_{kl} = \frac{9550}{2} \cdot \frac{P_1}{n_1} = \frac{9550}{2} \cdot \frac{5,5}{2905} = 9,04 \text{ [Nm]} \quad (30)$$

$$\overline{M}_{kII} = M_{kl} \cdot u_{12} \cdot \bar{\eta}_{12} = 9,04 \cdot 39 \cdot 0,73 = 257,38 \text{ [Nm]} \quad (31)$$

Předběžný průměr šnekového kola spočítám ze vztahu:

$$\begin{aligned} \bar{d}_2 &= \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M \cdot Z'_H}{\sigma_C}\right)^2 \cdot \left(\frac{2000 \cdot K_H \cdot \overline{M}_{kII} \cdot u_{12}}{\psi_d}\right)} \quad (32) \\ &= \sqrt[3]{\left(\frac{210 \cdot 0,5687}{170}\right)^2 \cdot \left(\frac{2000 \cdot 1 \cdot 257,38 \cdot 39}{0,9}\right)} = 222,46 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

„Kde  $Z_M$  je součinitel materiálu,  $Z'_H$  upravený součinitel tvaru zubu kola,  $\sigma_C$  mez únavy,  $K_H$  součinitel zatížení,  $\psi_d$  předběžná poměrná šířka věnce kola.“ [5]

Návrh modulu:

$$\bar{m}_n = \frac{\bar{d}_2}{z_2} \cdot \cos(\bar{\gamma}) = \frac{222,46}{39} \cdot \cos(6^\circ) = 5,67 \text{ [-]} \quad (33)$$

„Kde  $\bar{\gamma} = 6$  [°] je předběžný úhel stoupání,“ z Obr. 14. [5]

Podle tabulky na Obr. 17. volím modul  $m_n = 6$  [-] vzhledem k součiniteli bezpečnosti a součinitel průměru šneku  $q = 8$  [-]. [5]

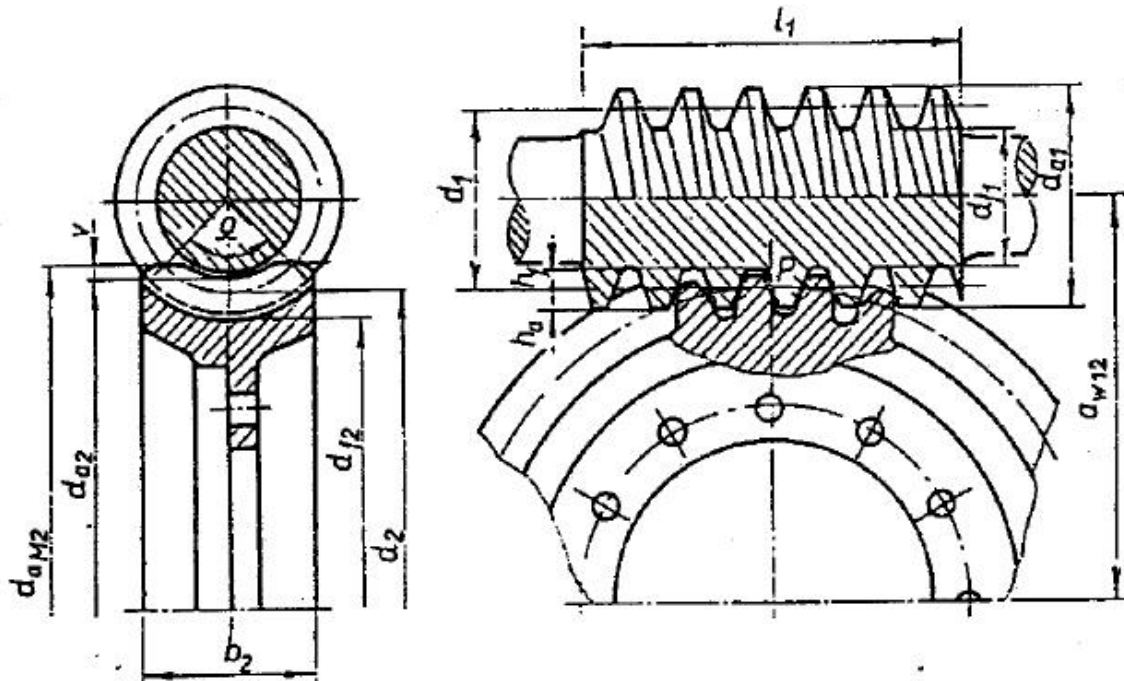
$m_n$	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
$q$	16	12,5	11,2	9	9	9	8	8	8	8
			12,5	10	10	10	9	10	10	
			14	11,2	11,2	11,2	10			
				12,5	12,5	12,5	11,2			
				14	14	14	12,5			

Obr. 17.: Tabulka modulů a součinitelů průměru šneku

#### 4.4.5. Rozměry šneku

V této části vypočítám důležité průměry šneku, jeho délku a stoupání šroubovice, většina z těchto vztahů ze závislá na modulu  $m_n$ . Základní geometrické prvky šneku a šnekového kola jsou zobrazeny na Obr. 18.“ [5]





Obr. 18.: Základní geometrické prvky šnekového soukolí

„ $d_1$  je roztečný průměr šneku,  $d_{a1}$  hlavový průměr šneku,  $d_{f1}$  patní průměr šneku,  $l_1$  délka šneku a  $\gamma$  skutečný úhel stoupání šroubovice.“ [5]

$$d_1 = m_n \cdot q = 6 \cdot 8 = 48 \text{ [mm]} \quad (34)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 48 + 2 \cdot 6 = 60 \text{ [mm]} \quad (35)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 48 - 15 = 33 \text{ [mm]} \quad (36)$$

$$l_1 = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_n = (11 + 0,06 \cdot 39) \cdot 6 = 80 \text{ mm} \quad (37)$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arcsin\left(\frac{1}{8}\right) \cong 7,18^\circ \quad (38)$$

#### 4.4.6. Rozměry šnekového kola

Zde opět počítám průměry, tentokrát šnekového kola, jeho šířku další důležité parametry. Roztečný průměr šnekového kola  $d_2$  spočítám ze vztahu:

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos(\gamma)} = \frac{6 \cdot 39}{\cos(7,18)} = 235,85 \text{ [mm]} \quad (39)$$

Součinitel poměrné šířky šnekového kola.

$$\psi_d = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) = 0,94 \text{ [-]} \quad (40)$$

Šířku věnce šnekového kola jsem pak dostal vynásobením součinitele poměrné šířky a roztečného průměru šneku vypočítaného ze vztahu (39).

$$b_2 = d_1 \cdot \psi_d = 48 \cdot 0,94 = 45 \text{ [mm]} \quad (41)$$

Jednotkové radiální posunutí nástroje vznikne zvolením valivé osové vzdálenosti, kterou volíme podle spočítané vzdálenosti os před korekcí, tedy:

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{48 + 235,85}{2} = 141,92 \text{ [mm]} \quad (42)$$

Potom valivou osovou vzdálenost volím:

$$a_{w12} = \frac{(d_{w1} + d_{w2})}{2} = 140 \text{ [mm]} \quad (43)$$

Ta by neměla způsobit větší jednotkové radiální posunutí než  $x = \pm 0,7$  [-], aby nedošlo k podřezání zubu. Vzniklé jednotkové radiální posunutí potom bude:

$$x = \frac{a_{w12}}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{2 \cdot \cos(\gamma)} = \frac{140}{6} - \frac{8}{2} - \frac{39}{2 \cdot \cos(7,18)} = -0,321 \text{ [-]} \quad (44)$$

Průměr válce šnekového kola zůstává stejný, jako jeho roztečný průměr.

$$d_{w2} = d_2 = 235,85 \text{ [mm]} \quad (45)$$

Průměr šneku se ovšem změní. K roztečnému průměru přičtu dvojnásobek součinu modulu a jednotkového radiálního posunutí.

$$d_{w1} = d_1 + (2 \cdot m_n \cdot x) = 48 + (2 \cdot 6 \cdot (-0,321)) = 44,15 \text{ [mm]} \quad (46)$$

Průměr hlavové kružnice šnekového kola.

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x) = 235,85 + 2 \cdot 6 \cdot (1 - 0,321) = 244 \text{ [mm]} \quad (47)$$

Průměr patní kružnice šnekového kola.

$$d_{f2} = d_{w2} - 2 \cdot m_n \cdot (1,25 - x) = 235,85 - 2 \cdot 6 \cdot (1,25 + 0,321) = 217 \text{ [mm]} \quad (48)$$

Jednotkové hlavové převýšení je:

$$v^* = 0,75 \text{ [-]} \quad (49)$$

Průměr hlavového válce šnekového kola.

$$d_{aM2} = d_{a2} + 2 \cdot v^* \cdot m_n = 244 + 2 \cdot 0,75 \cdot 6 = 253 \text{ [mm]} \quad (50)$$

Kluzná rychlost šneku se počítá v místě valivého průměru.

$$v_k = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_I}{1000 \cdot 60 \cdot \cos(\gamma_w)} = \frac{3,14 \cdot 44,15 \cdot 2905}{1000 \cdot 60 \cdot \cos(7,77^\circ)} = 6,78 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (51)$$

kde  $\gamma_w$  je valivý úhel a spočítám ho ze vztahu:

$$\gamma_w = \frac{d_1}{d_{w1}} \cdot \arctg(\gamma) = \frac{48}{44,15} \cdot \arctg(7,18^\circ) = 7,77 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (52)$$

#### 4.4.7. Výpočet rozměrů hřídelí

Minimální průměr hřídele šneku je:

$$d_I = 130 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_I}{2 \cdot n_I}} = 130 \cdot \sqrt[3]{\frac{5,5}{2 \cdot 2905}} = 12,8 \text{ [mm]} \quad (53)$$

Minimální průměr hřídele šnekového kola je:

$$d_{II} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{II}}{n_{II}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1}{74,49}} = 30,3 \text{ [mm]} \quad (54)$$

Kde výkon a otáčky na výstupním hřídeli jsou:

$$P_{II} = \frac{P_I}{2} \cdot \eta_{12} = \frac{5,5}{2} \cdot 0,76 = 2,1 \text{ [kW]} \quad (55)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{12}} = \frac{2905}{39} = 74,49 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (56)$$

$$\eta_{12} = \eta_Z \cdot \eta_{L\dot{S}} \cdot \eta_{LK} = 0,77 \cdot 0,997 \cdot 0,997 = 0,76 \text{ [-]} \quad (57)$$

„ $\eta_Z$  je účinnost šnekového soukolí,  $\eta_{L\dot{S}}$  je účinnost uložení šneku,  $\eta_{LK}$  je účinnost uložení šnekového kola.“ [5]

Účinnost šnekového soukolí spočítám stejně jako v případě pohybového šroubu (14).

$$\eta_Z = \frac{\text{tg}(\gamma_w)}{\text{tg}(\gamma_w + \varphi')} = \frac{\text{tg}(7,18^\circ)}{\text{tg}(7,18^\circ + 2,1^\circ)} = 0,77 \text{ [-]} \quad (58)$$

Kde  $\varphi'$  je třecí úhel, který spočítám z kluzné rychlosti.

$$\varphi' = \arctg\left(1,5 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{v_k}\right)\right) = \arctg\left(1,5 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{6,78}\right)\right) = 2,1 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (59)$$

Skutečný krouticí moment na výstupní hřídeli je pak

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot u_{12} \cdot \eta_{12} = 9,04 \cdot 39 \cdot 0,76 = 267,82 \text{ [Nm]} \quad (60)$$

Vypočítaný výkon (36) je větší, než mnou požadovaný výkon (23). Zvolený motor a parametry šnekového soukolí tedy vyhovují správnému chodu mechanismu.

#### 4.4.8. Pevnostní výpočet ozubení šnekového soukolí

V této kapitole se zaměřím na kontrolu zubů šnekového kola. Základní kontrola je kontrola „na dotyk“. Dále budu zuby kontrolovat „na ohyb“. Základní materiálové vlastnosti jsou na konci kapitoly 4.3.1.

##### 4.4.8.1. Kontrola dotykového napětí

Nejprve zvolím několik součinitelů: „Součinitel materiálů  $Z_M = 210 \text{ [MPa}^{0,5}\text{]}$ , součinitel trvání záběru  $\varepsilon_\alpha = 1,8 \text{ [-]}$ , součinitel koncentrace zatížení  $K_{H\beta} = 1 \text{ [-]}$ , součinitel vnitřních dynamických sil  $K_V = 1,1 \text{ [-]}$ , součinitel vnějších dynamických sil  $K_1 = 1 \text{ [-]}$ .“ Součinitel  $K_V$  volím z tabulky na Obr. 19. [5]

Stupeň přesnosti	$v_k \text{ [ms}^{-1}\text{]}$					
	$\div 1,5$	$1,5 \div 3,0$	$3,0 \div 7,5$	$7,5 \div 12$	$12 \div 15$	$16 \div 20$
6	---	---	1,0	1,1	1,3	1,5
7	1,0	1,0	1,1	1,2	---	---
8	1,15	1,25	1,4	---	---	---
9	1,25	---	---	---	---	---

Obr. 19.: Tabulka pro součinitel  $K_V$

Potom spočítám pár součinitelů pro výpočet dotykového napětí.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2(\gamma)}{\sin(2 \cdot \alpha_n)}} = 1,748 \text{ [-]} \quad (61)$$

„ $Z_H$  je součinitel tvaru zubů.“ [5]

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,8} = 0,74 [-] \quad (62)$$

„ $K_{H\alpha}$  je součinitel rozdělení zatížení.“ [5]

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_V \cdot K_1 = 0,74 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 0,815 [-] \quad (63)$$

„ $K_H$  je součinitel zatížení na dotyk.“ [5]

Dotykové napětí je pak:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{2000 \cdot K_H \cdot M_{kII}}{d_2^2 \cdot b_2}} = 210 \cdot 1,748 \cdot \sqrt{\frac{2000 \cdot 0,815 \cdot 267,82}{235,85^2 \cdot 45}} \quad (64)$$
$$= 153,26 [MPa]$$

Počet provozních cyklů  $N$  je:

$$N = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_{II}}{10000000} = \frac{60 \cdot 25000 \cdot 74,49}{10000000} = 11,173 [10^7] = N_E \quad (65)$$

Což se zároveň rovná i ekvivalentnímu počtu cyklů  $N_E$ .

Dovolené dotykové napětí je

$$\sigma_{Hdov} = \sigma_C \cdot \sqrt[8]{\frac{N_O}{N_E}} = \sigma_C \cdot \sqrt[8]{\frac{25}{11,173}} = 331,77 [MPa] \quad (66)$$

$N_O = 25 [10^7]$  je základní počet cyklů.“ [5]

Součinitel bezpečnosti „na dotyk“ se rovná:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hdov}}{\sigma_H} = \frac{331,77}{153,26} = 1,23 [-] \quad (67)$$

Což odpovídá podmínce:

$$S_{Hmin} = 1,1 \div 1,2 [-] \quad (68)$$

„ $S_{Hmin}$  je minimální součinitel bezpečnosti.“ [5]

#### 4.4.8.2. Kontrola ohybového napětí

Opět nejprve zvolím několik součinitelů.

„ $K_F$  je součinitel zatížení,“ a je rovný  $K_H$ . [5]

„ $Y_F$  je součinitel tvaru zubu,“ vybírám ho podle tabulky na Obr. 20. pro náhradní počet zubů šnekového kola  $z_v$ , který spočítám ze vztahu: [5]

$z_v$	$Y_F$	$z_v$	$Y_F$
20	1,98	40	1,55
22	1,93	50	1,48
25	1,85	60	1,45
27	1,80	80	1,34
30	1,76	100	1,30
33	1,75	150	1,27
36	1,62	300	1,24

Obr. 20.: Tabulka pro součinitel  $Y_F$

$$z_V = \frac{z_2}{\cos(\gamma)^3} = \frac{39}{\cos(7,18^\circ)^3} = 40 [-] \quad (69)$$

Obr.

$Y_F$  je tedy podle tabulky 1,55 [-].

„ $Y_\beta$  součinitel sklonu zubu,“ spočítám ze vztahu: [5]

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - \frac{7,18}{140} = 0,95 [-] \quad (70)$$

Ohybové napětí jsem spočítal ze vztahu:

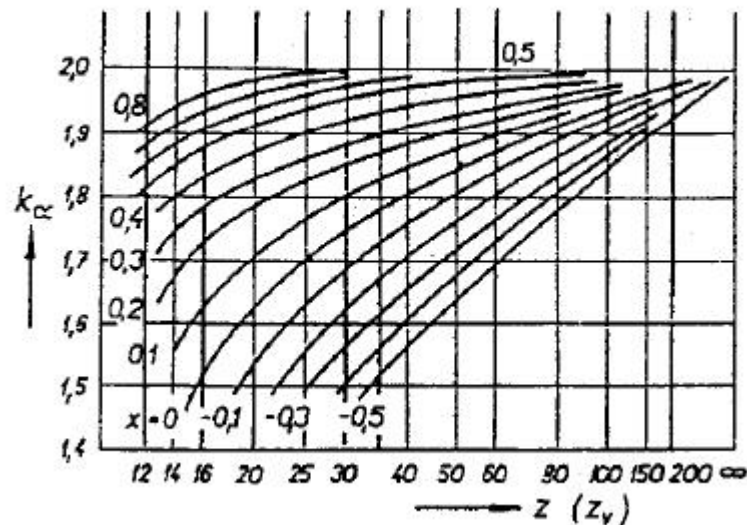
$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot M_{kII}}{d_2 \cdot b_2 \cdot m_n} = \frac{2000 \cdot 0,815 \cdot 1,55 \cdot 0,95 \cdot 267,82}{235,85 \cdot 45 \cdot 6} = 10,08 [MPa] \quad (71)$$

Dovolené ohybové napětí je.

$$\sigma_{Fdov} = \frac{\sigma_{(CO)}}{k_\beta} \cdot \sqrt[9]{\frac{25}{N_E}} = 72,91 [MPa] \quad (72)$$

Kde součinitel  $k_\beta$  odečtu z grafu na Obr. 21. Součinitel  $k_\beta$  je přibližně roven součiniteli  $k_\alpha$ .

[5]



Obr. 21.: Graf součinitele  $k_\beta$

Výsledný součinitel bezpečnosti „na ohyb“ je.

$$S_F = \frac{\sigma_{Fdov}}{\sigma_F} = \frac{72,91}{10,08} = 7,23 [-] \quad (73)$$

Což odpovídá podmínce:

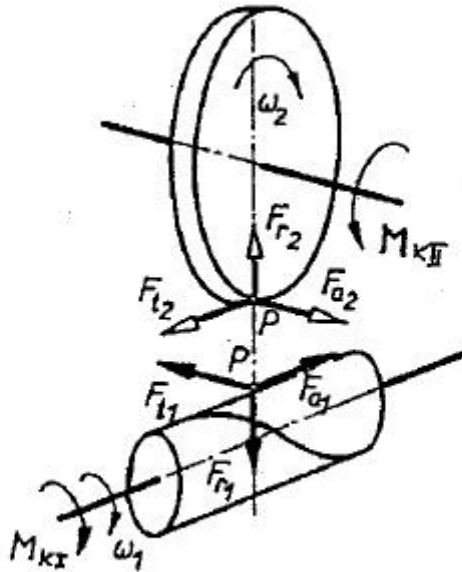
$$S_{Fmin} = 1,5 \div 2,0 [-] \quad (74)$$

„ $S_{Fmin}$  je minimální součinitel bezpečnosti.“ [5]

#### 4.4.9. Výpočet sil ve šnekovém soukolí

Dále se zabývám výpočtem sil v soukolí, následně reakcí v podporách a výběrem správných ložisek. Vycházím z rozložení sil zobrazených na Obr. 22. Síly lze rozložit do tří směrů, na axiální, radiální a tečnou. Výchozí silou, ze které se dají dopočítat ostatní síly je síla tečná, kterou lze obecně vyjádřit vztahem: [5]

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d_w} \quad (75)$$



Obr. III - 5

Obr. 22.: Rozložení sil ve šnekovém soukolí

##### 4.4.9.1. Síly na šneku

Tečnou sílu na šneku spočítám ze vztahu (75).

$$F_{t1} = 2000 \cdot \frac{M_{kl}}{d_{w1}} = 2000 \cdot \frac{9,04}{44,15} = 409,5 \text{ [N]} \quad (76)$$

Velikost axiální síly na šneku je.

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{409,5}{\operatorname{tg}(9,28^\circ)} = 2506,6 \text{ [N]} \quad (77)$$

A radiální nakonec

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)}{(\sin(\gamma) + \cos(\gamma)) \cdot \operatorname{tg}(\varphi')} = \frac{409,5 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{(\sin(7,18^\circ) + \cos(7,18^\circ)) \cdot \operatorname{tg}(2,1^\circ)} = 923,8 \text{ [N]} \quad (78)$$

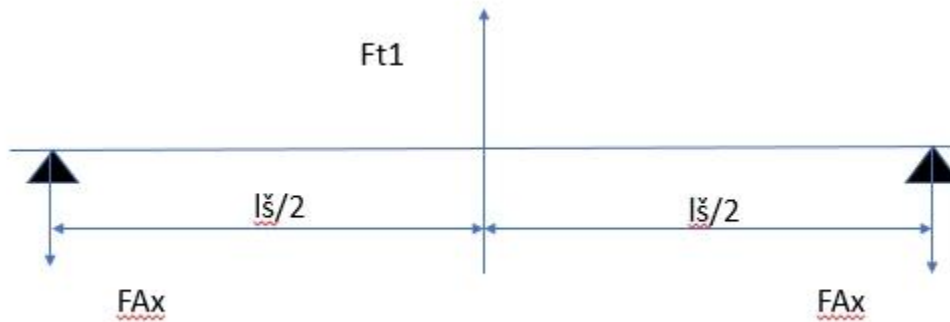
Vzdálenost radiálních podpor (kuličkových ložisek) jsem si zvolil  $l_s = 294$  [mm] s ohledem na šířku šnekového kola a finální řešení skříně šnekové převodovky. Ložiska jsou umístěna na hřídeli symetricky. Stačí tedy řešit vždy jen jednu reakční sílu a jedno ložisko.

#### 4.4.9.2. Reakce v místě podpor na hřídeli šneku

Pro výpočet reakcí jsem si nejprve síly rozkreslil do dvou rovin. Jedna dvojice reakčních sil leží v rovině tečných sil, druhá dvojice v rovině axiálních a radiálních sil. Axiální síly převedu pomocí vzorce (79797979) na moment, který v podporách vytváří reakční sílu.

$$M = \frac{F_a \cdot d_w}{2} \quad (79)$$

Schéma roviny tečných sil hřídele šneku (Obr. 23).

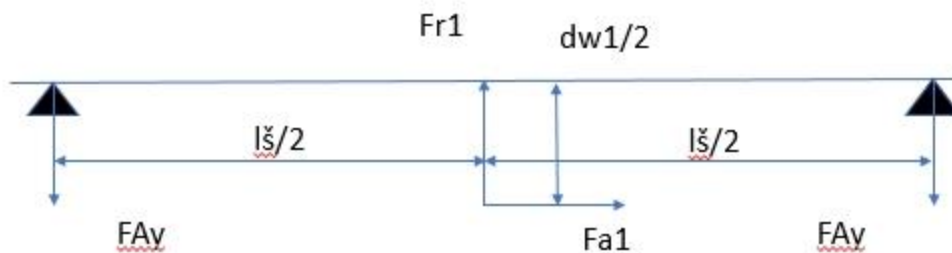


Obr. 23.: Schéma tečných sil v rovině šneku

Pro výpočet reakce jsem vycházel z předpokladu symetrie, tedy:

$$F_{Ax} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{409,5}{2} = 204,8 \text{ [N]} \quad (80)$$

Schéma roviny radiálních a axiálních sil hřídele šneku (Obr. 24).



Obr. 24.: Schéma axiálních a radiálních sil v rovině šneku

Zde jsem výslednou sílu určil jako součet reakce od radiální síly a reakce od momentu tvořeného ramenem  $d_w$  a silou axiální. Opět uvažuji symetrii.

$$F_{Ay} = \frac{F_{r1}}{2} + \frac{F_{a1} \cdot d_{w1}}{2 \cdot l_{\text{š}}} = \frac{923,8}{2} + \frac{2506,6 \cdot 44,15}{2 \cdot 294} = 650,1 \text{ [N]} \quad (81)$$

Výsledná radiální reakce je pak druhou odmocninou součtu mocnin obou reakcí.

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{204,8^2 + 650,1^2} = 681,6 \text{ [N]} \quad (82)$$

Výsledná axiální síla působící na ložisko je rovna axiální síle z rovnice (77).

$$F_{Aax} = F_{a1} = 2506,6 \text{ [N]} \quad (83)$$

#### 4.4.9.3. Výpočet axiálního oboustranného kuličkového ložiska

Pro volbu ložiska jsem si nejdřív vypočítal ekvivalentní dynamické zatížení a z něho dynamickou únosnost. Ložisko musí mít dynamickou únosnost větší, než je mnou vypočítaná. Na oboustranně axiální ložisko působí pouze výsledná axiální síla. Výslednou radiální tedy neuvažuji.

Ekvivalentní dynamické zatížení je rovno výsledné axiální síle.

$$P = F_{Aax} = 2506,6 \text{ [N]} \quad (84)$$

Z něho dynamická únosnost.

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_I \cdot L_h}{10^6}} = 2506,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2905 \cdot 25000}{10^6}} = 40941,4 \text{ [N]} \quad (85)$$

Statické ekvivalentní zatížení a statická dynamická únosnost je v tomto případě stejná jako dynamická.

Volím oboustranně axiální kuličkové ložisko SKF katalogové číslo 52208. Katalog viz příloha C. Základní rozměry a parametry jsou:  $C = 44,2 \text{ [kN]}$ ,  $C_0 = 96,5 \text{ [kN]}$ , vnitřní průměr  $d = 30 \text{ [mm]}$ , vnější průměr  $D = 68 \text{ [mm]}$ , šířka  $H = 36 \text{ [mm]}$ , připojovací vnitřní průměr  $d_a = 40 \text{ [mm]}$ . [9]

#### 4.4.9.4. Výpočet radiálních ložisek hřídele šneku

Pro volbu ložisek jsem postupoval stejně jako u oboustranného axiálního ložiska. Radiální ložisko je zatěžované pouze výslednou radiální silou.

Ekvivalentní dynamické zatížení je v tomto případě rovno výsledné radiální reakci.

$$P = F_A \cong 650,1 \text{ [N]} \quad (86)$$

Dynamická únosnost pak:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_I \cdot L_h}{10^6}} = 650,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2905 \cdot 25000}{10^6}} = 11132,8 \text{ [N]} \quad (87)$$

„kde p exponent trvanlivosti pro kuličková ložiska je  $p = 3$  [-].“ [5]

Statické ekvivalentní zatížení je.

$$P_0 = 0,6 \cdot F_A = 0,6 \cdot 650,1 = 409 \text{ [N]} \quad (88)$$

Statická únosnost pak:

$$C_0 = P_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_I \cdot L_h}{10^6}} = 409 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2905 \cdot 25000}{10^6}} = 6679,7 \text{ [N]} \quad (89)$$

„kde p exponent trvanlivosti pro kuličková ložiska je  $p = 3$  [-].“ [5]

Radiální kuličková ložiska volím dle požadavku oboustranně axiálního kuličkového ložiska na vnitřním průměru  $40 \text{ [mm]}$ . Dynamickou únosnost tak splňují ložiska SKF katalogové označení W 6008-2RZ, viz příloha C. Základní rozměry a parametry:  $C = 14,6 \text{ [kN]}$ ,  $C_0 = 11,4 \text{ [kN]}$ , vnitřní průměr  $d = 40 \text{ [mm]}$ , vnější průměr  $D = 68 \text{ [mm]}$ , šířka  $B = 15 \text{ [mm]}$ . [9]



#### 4.4.9.5. Síly na šnekovém kole

Při výpočtu tečné, radiální a axiální síly opět vycházíme z Obr. 22. Jak lze vidět, tak radiální síla na šneku a na šnekovém kole je stejně velká, opačně orientovaná.

$$F_{r2} = F_{r1} = 923,8 \text{ [N]} \quad (90)$$

Tečná síla se spočítá obdobně jako na šneku ze vztahu (7577).

$$F_{t2} = 2000 \cdot \frac{M_{kII}}{d_{w2}} = 2000 \cdot \frac{235,85}{267,82} = 2271,1 \text{ [N]} \quad (91)$$

Axiální síla pak ze vztahu:

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 2610,7 \cdot \operatorname{tg}(9,28^\circ) = 371,1 \text{ [N]} \quad (92)$$

Vzdálenost ložiskových podpor volím vzhledem k tomu, že hřídel je zde Tr maticí pohybového šroubu  $l_k = 180 \text{ [mm]}$ .

#### 4.4.9.6. Reakce v místě podpor na hřídeli šnekového kola

Opět jsem si síly rozkreslil do dvou rovin. Začnu s rovinou tečných sil (Obr. 25). I zde jsem volil symetrické uložení.

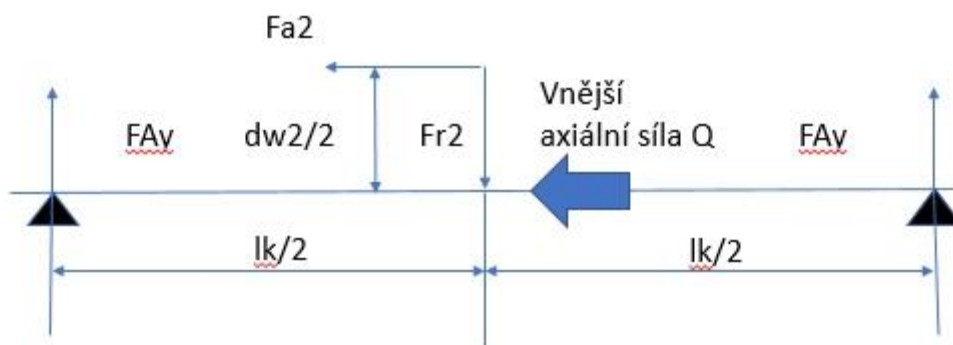


Obr. 25.: Schéma tečných sil v rovině šnekového kola

Reakce v tečné rovině je rovna.

$$F_{Ax} = \frac{F_{t2}}{2} = \frac{2271,1}{2} = 1135,5 \text{ [N]} \quad (93)$$

Při výpočtu reakce v rovině radiálních a axiálních sil vycházíme ze schéma na Obr. 26. a postupujeme stejně jako na hřídeli se šnekem.



Obr. 26.: Schéma axiálních a radiálních sil v rovině šnekového kola

Reakce v radiálně axiální rovině je tedy.

$$F_{Ay} = \frac{F_{r2}}{2} + \frac{F_{a2} \cdot d_{w2}}{2 \cdot l_k} = \frac{923,8}{2} + \frac{371,1 \cdot 235,85}{2 \cdot 180} = 705 \text{ [N]} \quad (94)$$

Výsledná radiální reakce je pak shodně s předešlým případem

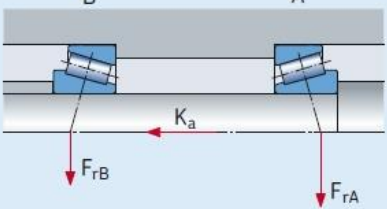
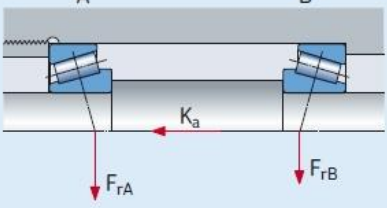
$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{1135,5^2 + 705^2} = 1336,6 \text{ [N]} \quad (95)$$

Kuželíkové ložisko je ale zatíženo mimo axiální sílu ze soukolí ještě axiálním zatížením pohybové šrouby, tedy tíhou  $Q = 78480 \text{ [N]}$ . Výsledná axiální síla působící na ložisko je tedy.

$$F_{Aax} = F_{a2} + Q = 371,1 + 78480 = 78851,1 \text{ [N]} \quad (96)$$

#### 4.4.9.7. Výpočet kuželíkového ložiska

Při vybírání kuželíkového ložiska jsem postupoval podobně jako v předchozích dvou případech, ale zde je to trochu složitější. Rozhodl jsem se pro uložení do x, které je patrné na Obr. 27.  $F_{rA}$  se v mém případě rovná  $F_{rB}$ , tedy.

<p>Zády k sobě (do "0")</p> 	<p>2a) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}</math>      <math>F_{aA} = F_{aB} + K_a</math>      <math>F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}</math></p> <p><math>K_a \geq 0</math></p>
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>2b) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &gt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math>      <math>F_{aA} = F_{aB} + K_a</math>      <math>F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}</math></p> <p><math>K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)</math></p>
	<p>2c) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &gt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math>      <math>F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}</math>      <math>F_{aB} = F_{aA} - K_a</math></p> <p><math>K_a &lt; 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)</math></p>

Obr. 27.: Výpočet kuželíkového ložiska

$$F_{aA} = F_{aB} = \frac{0,5 \cdot F_A}{Y} = \frac{0,5 \cdot 1336,6}{0,72} = 928,2 \text{ [N]} \quad (97)$$

Kde  $Y$  je výpočtový součinitel zjištěný z katalogu ložiska, charakteristický pro každé ložisko.

Budu navrhovat pouze axiálně sevřené ložisko, jelikož druhé bude zatížené menší silou.

V mém případě je axiálně sevřené ložisko A, kde působí výsledná axiální síla

$$F_{av} = F_{aA} + F_{Aax} = 78851,1 + 928,2 = 79779,2 \text{ [N]} \quad (98)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení je potom:

$$P = 0,4 \cdot F_A + Y \cdot F_{av} = 0,4 \cdot 1336,6 + 0,72 \cdot 79779,2 = 57975,69 \text{ [N]}$$

Dynamická únosnost pak:

$$C = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n_{II} \cdot L_n}{10^6}} = 67975,69 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 74,49 \cdot 25000}{10^6}} = 234208,5 [N] \quad (99)$$

„kde p exponent trvanlivosti pro ostatní ložiska je  $p = 10/3 [-]$ .“ [5]

Obdobně ekvivalentní statické zatížení.

$$P_0 = 0,5 \cdot F_A + Y_0 \cdot F_{av} = 0,5 \cdot 1336,6 + 0,4 \cdot 799779,2 = 32580 [N] \quad (100)$$

Statická únosnost pak

$$C_0 = P_0 \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n_{II} \cdot L_n}{10^6}} = 32580 \cdot \sqrt[\frac{3}{10}]{\frac{60 \cdot 74,49 \cdot 25000}{10^6}} = 131615,7 [N] \quad (101)$$

„kde p exponent trvanlivosti pro ostatní ložiska je  $p = 10/3 [-]$ .“ [5]

Ložiska volím opět z katalogu SKF, viz příloha C. Katalogové označení vybraného ložiska je 31318 J2. Základní rozměry a parametry:  $C = 264 [kN]$ ,  $C_0 = 315 [kN]$ , vnitřní průměr  $d = 90 [mm]$ , vnější průměr  $D = 190 [mm]$ , šířka  $T = 46,5 [mm]$ . [9]

#### 4.5. Kontrola šnekové převodovky

V této části se věnuji detailní kontrole hřídelů šnekové převodovky a kontrole šroubového spoje obousměrného axiálního ložiska.

##### 4.5.1. Statická kontrola hřídelí

V této části se budu věnovat statické kontrole obou hřídelů.

Stanovení statické bezpečnosti se provádí vydělením meze kluzu redukováným napětím. [5]

Schémata maximálních ohybových momentů pro jednotlivé roviny a hřídele jsou v příloze B.

##### 4.5.1.1. Hřídel I

Na hřídeli 1 uvažuji místo ke kontrole pouze pod ozubením šneku, kde působí největší moment.

Modul průřezu v ohybu spočítám jako pro hladký hřídel z patního průměru, tedy:

$$W_{ol} = \frac{\pi \cdot d_f^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 33^3}{32} = 3526,3 [mm^3] \quad (102)$$

Modul průřezu v krutu pak:

$$W_{kl} = \frac{\pi \cdot d_f^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 33^3}{16} = 1763,2 [mm^3] \quad (103)$$

Celkový ohybový moment vypočtu jako druhou odmocninou součtu mocnin ohybových momentů v obou rovinách. V rovině tečných sil je maximální ohybový moment roven:

$$M_{oxmax} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{lš}{2} \cdot \frac{lš}{2}}{lš} = \frac{409,5 \cdot 147 \cdot 147}{294} = 30061,5 [Nmm] \quad (104)$$

V rovině radiálních a axiálních sil pak součtem momentů od obou sil.

$$M_{oymax} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_s}{2} \cdot \frac{l_s}{2}}{l_s} + \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} \cdot \frac{l_s}{2}}{l_s} = \frac{923,8 \cdot 147 \cdot 147}{294} + \frac{2506,6 \cdot 22,075 \cdot 147}{294} \quad (105)$$

$$= 95565,9 \text{ [Nmm]}$$

Výsledný maximální ohybový moment je

$$M_{omax} = \sqrt{M_{oxmax}^2 + M_{oymax}^2} = \sqrt{30061,5^2 + 95565,9^2} = 100182,5 \text{ [Nmm]} \quad (106)$$

Kroutící moment se rovná krouticímu momentu  $2 \cdot M_{kl} = 18,8 \text{ [Nm]}$

Napětí v ohybu vypočítám jako poměr ohybového momentu a ohybového modulu průřezu. [5]

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_{ol}} = \frac{100182,5}{3526,3} = 28,41 \text{ [MPa]} \quad (107)$$

Napětí v krutu pak

$$\tau_k = \frac{2 \cdot M_{kl}}{W_{kl}} = \frac{18800}{1763,2} = 10,7 \text{ [MPa]} \quad (108)$$

Pokud nezanedbáváme axiální sílu, pak tahové nebo tlakové napětí je. [5]

$$\sigma_{t,d} = \frac{4 \cdot F_{a1}}{\pi \cdot d_{f1}^2} = \frac{4 \cdot 2506,6}{3,14 \cdot 33^2} = 2,93 \text{ [MPa]} \quad (109)$$

Výsledné napětí je pak

$$\sigma = \sigma_o + \sigma_{t,d} = 28,41 + 2,93 = 31,34 \text{ [MPa]} \quad (110)$$

Redukované napětí potom spočítám ze vztahu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{31,34^2 + (2 \cdot 10,7)^2} = 37,9 \text{ [MPa]} \quad (111)$$

„kde součinitel  $\alpha = 2$  pro hypotézu  $\tau_{max}$ .“ [5]

Výsledná statická bezpečnost je

$$k_S = \frac{R_{p0,2 \ 12 \ 050}}{\sigma_{red}} = \frac{325}{37,9} = 8,6 \text{ [-]} \quad (112)$$

Kde  $R_{p0,2 \ 12 \ 050}$  je mez kluzu oceli dle ČSN 41 20 50 [7]

#### 4.5.1.2. Hřídel II

Obdobným způsobem udělám i druhou hřídel.

Zde uvažuji místo pod ozubením šnekového kola, kde je zároveň drážka pro pero i vnitřní závit matice pohybového šroubu.

Nejprve vypočtu moduly průřezu.

$$W_{oII} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} \quad (113)$$

$$= \frac{3,14 \cdot (90^4 - 56^4)}{32 \cdot 90} - \frac{25 \cdot 8,7 \cdot (90 - 8,7)^2}{2 \cdot 90}$$

$$= 60841,6 - 7987,6 = 52854,9 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$W_{kII} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} \quad (114)$$

$$= \frac{3,14 \cdot (90^4 - 56^4)}{16 \cdot 90} - \frac{25 \cdot 8,7 \cdot (90 - 8,7)^2}{2 \cdot 90}$$

$$= 30420,8 - 7987,6 = 22433,2 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Stejným způsobem vypočteme i ohybové moduly. V rovině tečných sil bude maximální:

$$M_{oxmax} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{lk}{2} \cdot \frac{lk}{2}}{lk} = \frac{2271,1 \cdot 90 \cdot 90}{180} = 102199,5 \text{ [Nmm]} \quad (115)$$

V rovině axiálních a radiálních sil bude maximální ohybový moment:

$$M_{oymax} = \frac{F_{r2} \cdot \frac{lk}{2} \cdot \frac{lk}{2}}{lk} + \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} \cdot \frac{lk}{2}}{lk} = \frac{923,8 \cdot 90 \cdot 90}{180} + \frac{371 \cdot 117,925 \cdot 90}{180} \quad (116)$$

$$= 63446,1 \text{ [Nmm]}$$

Výsledný ohybový moment bude opět druhou odmocninou součtu mocnin obou momentů.

$$M_{omax} = \sqrt{M_{oxmax}^2 + M_{oymax}^2} = \sqrt{102199,5^2 + 63446,1^2} \quad (117)$$

$$= 120291,9 \text{ [Nmm]}$$

Na hřídeli šnekového kola působí  $M_{kII} = 267,82 \text{ Nm}$

Napětí v ohybu, krutu a tahu spočítám stejným způsobem, jako u první hřídele. (118)

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_{oII}} = \frac{120291,9}{52854,9} = 2,28 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_k = \frac{M_{kII}}{W_{kII}} = \frac{267820}{22433,2} = 11,9 \text{ [MPa]} \quad (119)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{Aax}}{S_{tah}} = \frac{78851,1}{3694} = 21,34 \text{ [MPa]} \quad (120)$$

Kde  $S_{\text{tah}}=3694$  [mm] je plocha průřezu, na kterém počítám únosnost na tah. Změřil jsem jí v modelovacím programu CAD.

Výsledné napětí je opět součtem napětí v ohybu a napětí v tahu

$$\sigma = \sigma_o + \sigma_t = 2,28 + 21,34 = 23,62 \text{ [MPa]} \quad (121)$$

Redukované napětí pak

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{21,34^2 + (2 \cdot 11,9)^2} = 32 \text{ [MPa]} \quad (122)$$

„kde součinitel  $\alpha = 2$  [-] pro hypotézu  $\tau_{\text{max}}$ .“ [5]

Výsledná statická bezpečnost je

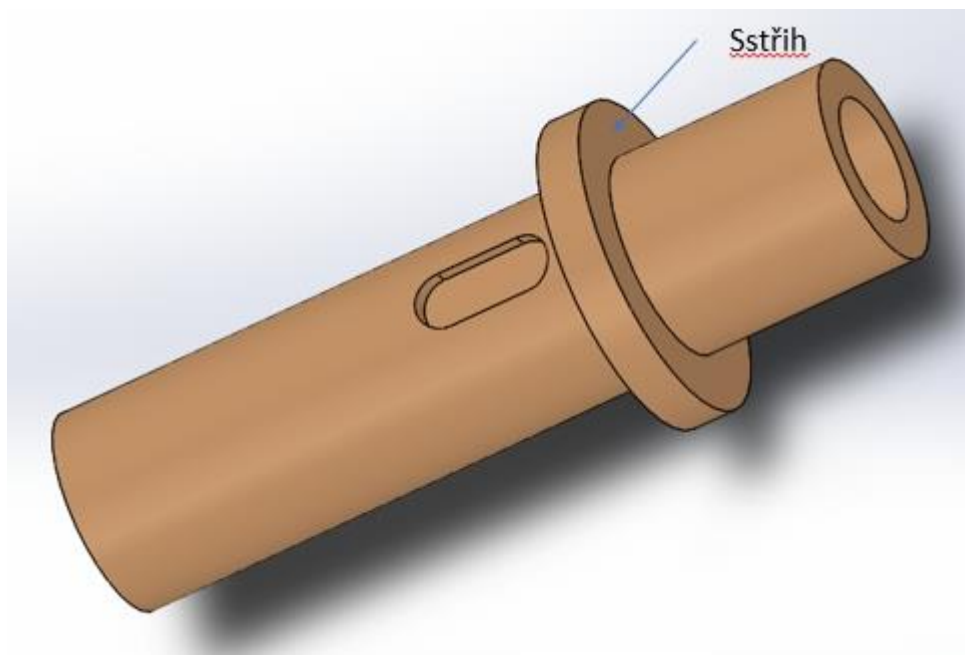
$$k_S = \frac{R_{p0,2 \ 42 \ 3119}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{160}{32} = 5 \text{ [-]} \quad (123)$$

Kde  $R_{p0,2 \ 42 \ 3119}$  je mez kluzu slitiny mědi na odlitky CuSn10 dle ČSN 42 3119 [8]

Statická bezpečnost obou hřídelů tedy vyhovuje. Průběhy ohybových momentů viz příloha D.

#### 4.5.1.3. Kontrola Tr matice na stříh

Bronzovou matici musíme kontrolovat v místě vyznačeném na Obr. 28. na stříh.



Obr. 28.: Matice Tr s plochou namáhanou na stříh

Kontrolu provádím přes porovnání spočítaného tlaku a tlaku dovoleného.

„Dovolený tlak na bronzové plochy je  $p_D = 16$  [MPa].“ [4]

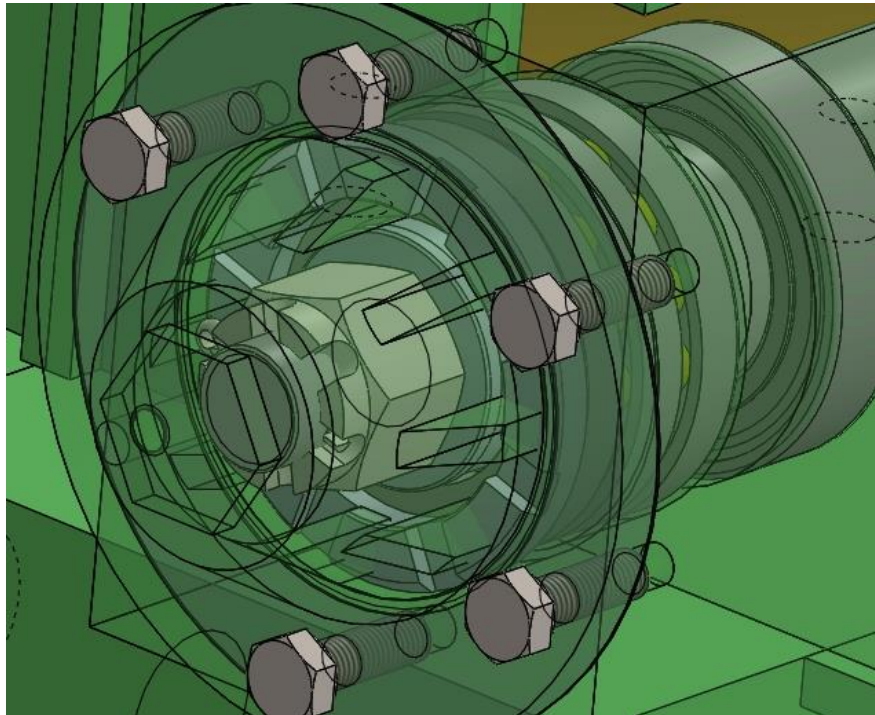
Tlak na vybranou plochu  $S_{\text{střih}} = 7167,94$  [mm<sup>2</sup>], kterou jsem změřil v CAD programu SolidWorks je.

$$p_s = \frac{F_{Aax}}{S_{střih}} = \frac{78851}{7167,94} = 11 [-] \quad (124)$$

Plocha zatížení vydrží.

#### 4.5.2. Kontrola axiálního spojení

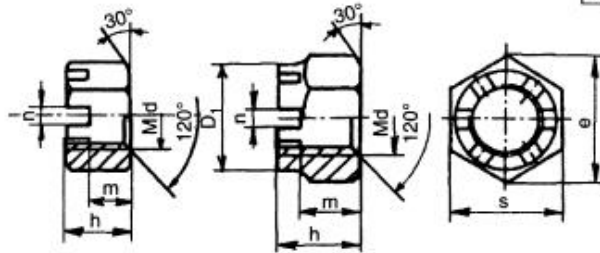
Zde budu kontrolovat mnou navržené axiální upevnění oboustranného axiálního kuličkového ložiska (Obr. 29).



*Obr. 29.: Kontrolované axiální spojení*

##### 4.5.2.1. Kontrola otláčení závitů

Z tabulky na Obr. 30 si nejprve zjistím potřebné informace o závitě MATICE M20x1,5 ČSN 02 1411.20. Rozteč  $P = 1,5$  [mm] a výška matice  $h = 22$  [mm]. [3]



Označení korunové matice se závitem M30 × 2 z materiálu o třídě pevnosti 5, bez úpravy povrchu:

MATICE M30 × 2 ČSN 02 1411.20

Rozměry v mm

Závit matice MD		$D_1$	$e$ min.	$h$	$m$	$n$	$s$	Závlačka ČSN 02 1781
hrubý	jemný							
M4	—	—	7,74	5	3,2	1,2	7	1 × 10
M5	—	—	8,87	6	4	1,4	8	1,2 × 12
M6	—	—	11,05	7,5	5	2	10	1,6 × 14
M8	M8 × 1	—	14,38	9,5	6,5	2,5	13	2 × 18
M10	M10 × 1,25	—	17,77	12	8	2,8	16	2,5 × 22
M12	M12 × 1,25	17	20,03	15	10	3,5	18	3,2 × 25
(M14)	(M14 × 1,5)	19	23,36	16	11	3,5	21	3,2 × 28
M16	M16 × 1,5	22	26,75	19	13	4,5	24	4 × 32
(M18)	(M18 × 1,5)	25	30,14	21	15	4,5	27	4 × 36
M20	M20 × 1,5	28	33,53	22	16	4,5	30	4 × 40

Obr. 30.: Tabulka korunové matice

Z tabulky na Obr. 31. odečtu: [3]

„střední průměr závitu  $d_2 = 19,026$  [mm], jmenovitý průměr závitu  $D = 20$  [mm] a malý průměr závitu  $d_1 = 18,376$  [mm].“ [3]

Jmenov. průměr závitu $d = D$	Rozteč závitu $P$	Střední průměr závitu $D_2 = d_2$	Malý průměr závitu $D_1 = d_1$	Průměr jádra závitu $d_3$	Označení závitu
20	2,5	18,376	17,294	16,933	M 20
	2	18,701	17,835	17,546	M 20x2
	1,5	19,026	18,376	18,160	M 20x1,5
	1	19,350	18,917	18,773	M 20x1
	0,75	19,513	19,188	19,080	M 20x0,75
	0,5	19,675	19,459	19,387	M 20x0,5

Obr. 31.: Tabulka metrických závitů

Spočítám počet činných závitů



$$z = \frac{h}{p} = \frac{22}{1,5} = 14,6 [-] \rightarrow z_{\zeta} = 10 [-] \quad (125)$$

Spočítám výšku nosné hlavy

$$H_1 = d - d_1 = 20 - 18,376 = 1,624 [mm] \quad (126)$$

A konečně tlak na činných závitech

$$p = \frac{F_{a1}}{z_{\zeta} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{2506,6}{10 \cdot 3,14 \cdot 19,026 \cdot 1,624} = 2,6 [MPa] \quad (127)$$

„Dovolený tlak pro spojení ocel-ocel je  $p_D = 12 [MPa]$ .“ [4]

MATICE M20x1,5 ČSN 02 1411.20 vyhovuje.

#### 4.5.2.2. Kontrola dřívku šroubu

Nejprve spočítám napětí v tlaku

$$\sigma_d = \frac{F_{a1}}{S_3} = \frac{2506,6}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2506,6}{421,3} = 5,95 [MPa] \quad (128)$$

Potom

$$\tau = \frac{M_{kš}}{W_k} = \frac{M_{kl}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{9040}{421,3} = 21,46 [MPa] \quad (129)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} = \sqrt{5,95^2 + (2 \cdot 21,46)^2} = 43,3 [MPa] \quad (130)$$

„kde součinitel  $\alpha = 2 [-]$  pro hypotézu  $\tau_{max}$ .“ [5]

Výsledná bezpečnost se spočítá jako u pohybového šroubu, poměrem dovoleného a spočítaného napětí

$$k = \frac{\sigma_{Kd}}{\sigma_{red}} = \frac{285}{43,3} \cong 6,6 [-] \quad (131)$$

„kde  $\sigma_{Kd} = 285 [MPa]$  je mez pevnosti v tlaku pro ocel 12 040.“ [4]

Součinitel bezpečnosti odpovídá vztahu:

$$k \geq k_{min} \quad (132)$$

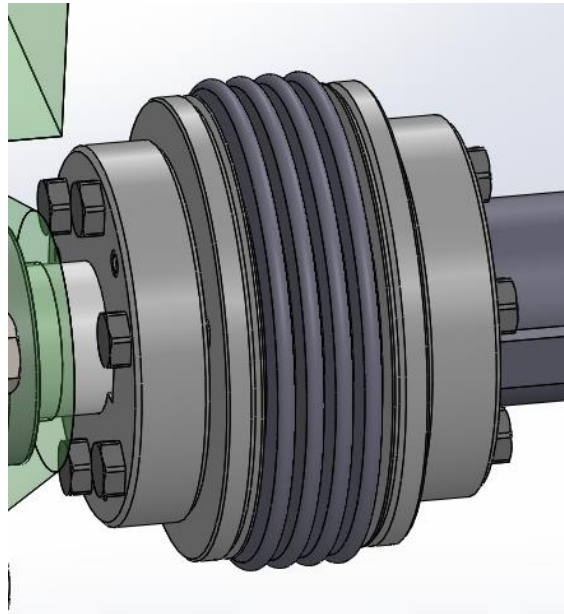
„Kde  $k_{min} = 1,75 [-]$ ,“ pro tlak a krut bez vzpěru. [4]

### 4.5.3. Chlazení šnekové převodovky

Jako chladící médium jsem vybral olej. Jeho hladina bude zhruba do 1/3 od spodního okraje šnekového kola. Na konstrukci chladícího obvodu využiji sofistikovanější systém externí firmy, a dále ho zde neřeším.

### 4.6. Výpočet pružné spojky

Na vstupní hřídeli jsem navrhl pružnou spojku (Obr. 32), kvůli lepšímu rozběhu mechanismu při zapnutí motoru. Bezpečnost spojky počítám  $k=1,5$



Obr. 32.: Pružná spojka Toolflex KN 38

$$M_{kS} = k \cdot 2 \cdot M_{kl} = 1,5 \cdot 2 \cdot 9,04 = 27,12 \text{ [Nm]} \quad (133)$$

Z katalogu (viz příloha E) jsem vybral spojku Toolflex KN 38 28. [10]

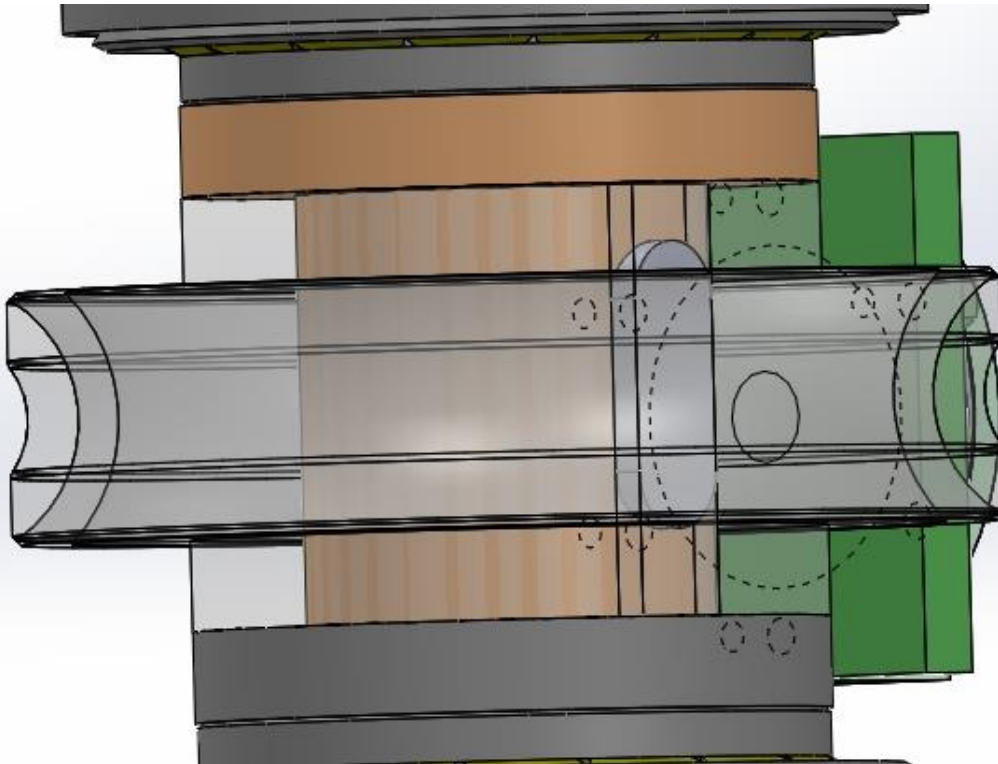
Dovolený maximální kroutící moment na spojce je 65 [Nm].

### 4.7. Výpočty spojení nábojů s hřídelí

Navrhoval jsem dvě spojení náboje s hřídelí. Postupně je obje zkontroluji.

#### 4.7.1. Výpočet spojení Tr matice a šnekového kola

Místo spojení je vidět na Obr. 33.



Obr. 33.: Spojení náboje s hřídelí perem – Tr matice

Točivý moment přenášený perem je rovný momentu  $M_{kII} = 267,82$  [Nm]

Minimální průměr hřídele spočítám ze vztahu:

$$\overline{d_H} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 267820}{\pi \cdot 20}} = 40,9 \text{ [mm]} \quad (134)$$










„kde  $\tau_{kD} = 20$  [MPa] je dovolené napětí v krutu pro bronz.

Volím průměr  $d_H = 90$  mm vzhledem k výpočtům a průměru pohybového šroubu. Dle průměru odečtu z tabulky na Obr. 34 základní velličiny. „šířka  $b = 25$  [mm], výška  $h = 14$  [mm], třecí koeficient  $f = 0,7$  [-].“ [3]

Hřídel / díra		Pero		Drážka							
Průměr D přes	do	Šířka b	Výška h	v hřídeli			v náboji			b P9	R
				t	úchytky	0	t <sub>1</sub>	úchytky	0		
6	8	2	2	1,1	+0,1	0	0,9	+0,2	+0,1	2	0,2
8	10	3	3	1,7	+0,1	0	1,3	+0,2	+0,1	3	0,2
10	12	4	4	2,4	+0,1	0	1,6	+0,2	+0,1	4	0,4
12	17	5	5	2,9	+0,1	0	2,1	+0,2	+0,1	5	0,4
17	22	6	6	3,5	+0,2	0	2,5	+0,2	+0,1	6	0,4
22	30	8	7	4,1	+0,2	0	2,9	+0,2	+0,1	8	0,4
30	38	10	8	4,7	+0,2	0	3,3	+0,4	+0,2	10	0,4
38	44	12	8	4,9	+0,2	0	3,1	+0,4	+0,2	12	0,6
44	50	14	9	5,5	+0,2	0	3,5	+0,4	+0,2	14	0,6
50	58	16	10	6,2	+0,2	0	3,8	+0,4	+0,2	16	0,6
58	65	18	11	6,8	+0,2	0	4,2	+0,4	+0,2	18	0,6
65	75	20	12	7,4	+0,2	0	4,6	+0,4	+0,2	20	0,6
75	85	22	14	8,5	+0,2	0	5,5	+0,4	+0,2	22	0,6
85	95	25	14	8,7	+0,2	0	5,3	+0,4	+0,2	25	1
95	110	28	16	9,9	+0,2	0	6,1	+0,4	+0,2	28	1

Obr. 34.: Tabulka pro pera

„Dovolený tlak  $p_D = 30 [MPa]$ ,“ odečtu z tabulky na Obr. 35. [4]

	provozní režim	povrch	
		netvrzený	tvrzený
spojení nepohyblivé		35 ÷ 50	40 ÷ 80
		50 ÷ 80	80 ÷ 130
		80 ÷ 120	130 ÷ 200
spojení pohyblivé bez zatížení		10 ÷ 15	15 ÷ 30
		15 ÷ 25	30 ÷ 50
		25 ÷ 40	50 ÷ 70
spojení pohyblivé pod zatížením			3 ÷ 7
			7 ÷ 15
			15 ÷ 30

Obr. 35.: Tabulka pro dovolené tlaky pera

Vypočítám předběžnou funkční délku pera.

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 267820}{90 \cdot 14 \cdot 35} = 24,3 [mm] \quad (135)$$

ke které přičtením šířky pera vypočítám předběžnou délku pera

$$l' = l'_a + b = 24,3 + 25 = 29,3 [mm]$$

Délku pera vyberu první vyšší podle normalizovaných délek dle tabulky a tedy skutečná funkční délka pera  $l_a$  je Obr. 36:

$$l_a = l_{(čsn)} - b = 50 - 25 = 25 [mm]$$

**4 Standardní délky per  $l$  [mm]: 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 315, 355, 400;**

Obr. 36.: Standardní délky pera

Délka pera  $l$  podle normy ČSN je 50 [mm].

#### 4.7.1.1. Kontrola pera na otláčení

Kontroluji, jestli nepřekročím dovolený tlak  $p_D$ .

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 267820}{90 \cdot 14 \cdot 25} = 34 [MPa] \quad (136)$$

Spočítaný tlak je menší jak tlak dovolený. Pero vyhovuje.

#### 4.7.1.2. Kontrola pera na stříh

Podobná kontrola jako předchozí, akorát místo výšky pera použijeme jeho šířku a uvažujeme dvakrát menší točivý moment.

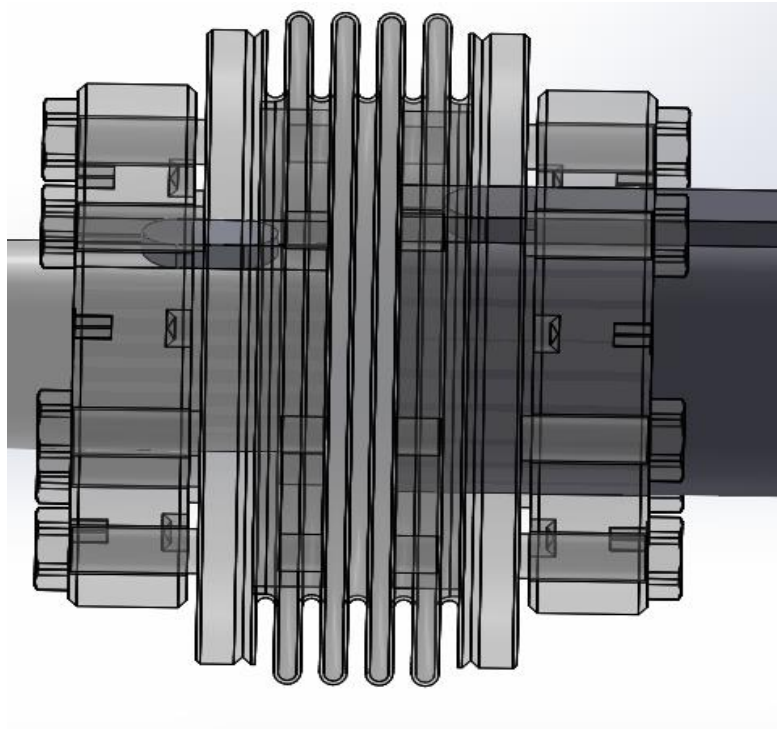
$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 267820}{90 \cdot 25 \cdot 25} = 9,5 \text{ [MPa]} \quad (137)$$

„Dovolené napětí v krutu  $\tau_D = 40 \text{ [MPa]}$ “. [4]

Pero vyhovuje i kontrole na střiž.

#### 4.7.2. Výpočet spojení pružné spojky a vstupního hřídele šneku

Obdobně jako u matice Tr navrhnu spojení náboje a hřídele s perem (Obr. 37).



Obr. 37.: Spojení náboje s hřídelí - spojka

Kroutící moment je na výstupu z motoru roven dvojnásobku  $M_{kl}$ , tedy 18,08 [Nm].

Minimální průměr hřídele je.

$$\overline{d_H} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{kl}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 9090}{\pi \cdot 40}} = 13,2 \text{ [mm]} \quad (138)$$

„kde dovolené napětí v krutu na výstupního hřídele je  $\tau_{kD} = 40 \text{ [MPa]}$ “. [4]

Volím průměr hřídele  $d = 28 \text{ [mm]}$  kvůli bezpečnosti přenosu kroutícího momentu. Pero pak bude mít rozměry dle tabulky na Obr. 34.

„šířka  $b = 8 \text{ [mm]}$ , výška  $h = 7 \text{ [mm]}$ , třecí koeficient  $f = 0,5[-]$ “. [3]

„Dovolený tlak  $p_D = 60 \text{ [MPa]}$ “, odečtu z tabulky na Obr. 35. [4]

Předběžná funkční délka pera.

$$l'_a = \frac{8 \cdot M_{kl}}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 18080}{28 \cdot 7 \cdot 60} = 12,3 \text{ [mm]} \quad (139)$$

Předběžná délku pera

$$l' = l'_a + b = 12,3 + 8 = 20,3 \text{ [mm]} \quad (140)$$

Délku pera vyberu první vyšší podle normalizovaných délek dle tabulky a tedy skutečná funkční délka pera  $l_a$  je (Obr. 36):

$$l_a = l_{(\text{čsn})} - b = 22 - 8 = 14 \text{ [mm]} \quad (141)$$

Délka pera  $l$  dle normy ČSN je 14 [mm].

#### 4.7.2.1. Kontrola pera na otláčení

Kontroluji, jestli nepřekročím dovolený tlak  $p_D$ .

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 18080}{28 \cdot 7 \cdot 14} = 26,4 \text{ [MPa]} \quad (142)$$

Spočítaný tlak je menší jak tlak dovolený. Vyhovuje

#### 4.7.2.2. Kontrola pera na stříh

Opět kontroluji, jestli pero vyhovuje i kontrole na stříh.

$$\tau = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 9090}{28 \cdot 8 \cdot 14} = 11,53 \text{ [MPa]} \quad (143)$$

„Dovolené napětí v krutu  $\tau_D = 40 \text{ [MPa]}$ “. [4]

Pero vyhovuje oběma kontrolám.

## 5. Závěr

V této bakalářské práci jsem se nejprve věnoval krátké rešerši na téma možné dopravy odpadu do spalovny. Poté jsem navrhl konstrukční řešení mechanismu zdvihu, kterým se bude zdvíhat konstrukce mechanického zařízení pro posuv kontejneru.

V praktické části jsem řešil samotné výpočty potřebných parametrů konstrukce a mechanismu. Provedl jsem několik kontrol, aby zařízení splňovalo požadavky na bezpečnost a fungovalo bez problémů. Dále jsem vybral elektromotor, kterým budu mechanismus pohánět.

Z vypočítaného a navrženého konceptu jsem vytvořil 3D model v programu SolidWorks a z 3D modelu 2D model.

## Seznam použité literatury

- [1] Nákladní tramvaj. *Www.technet.idnes.cz* [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: [http://technet.idnes.cz/prohlednete-si-tramvaje-ktere-vas-nikdy-nesvezou-vozi-snih-i-mrtve-1ft-/tec\\_tecnika.aspx?c=A080210\\_222642\\_tec\\_tecnika\\_rja](http://technet.idnes.cz/prohlednete-si-tramvaje-ktere-vas-nikdy-nesvezou-vozi-snih-i-mrtve-1ft-/tec_tecnika.aspx?c=A080210_222642_tec_tecnika_rja)
- [2] VT6A5. *Www.k-report.net* [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <https://www.k-report.net/diskuse/archiv2009/48/170-archiv-62.html>
- [3] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-x.
- [4] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [5] KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [6] Motor. *Http://www.elektromotory.net* [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/11a7-3000-otacek.html>
- [7] ČSN 41 2050. Uhlíková ocel k zušlechťování a povrchovému kalení. 1978.
- [8] ČSN 42 3119. Slitina mědi na odlitky CuSn10. 1993.
- [9] SKF [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz>
- [10] KTR katalog en. *Http://www.spojky-ktr.cz/* [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <http://www.spojky-ktr.cz/ktr-katalog>
- [11] Murfeldt. *Http://www.murfeldt.cz/* [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <http://www.murfeldt.cz/produkty/vedeni-retezu-remenu-a-kluzne-profilu/profilu-pro-dopravniky/typ-cf/>



## Seznam obrázků

- [1] Nákladní tramvaj. *Www.technet.idnes.cz* [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: [http://technet.idnes.cz/prohlednete-si-tramvaje-kttere-vas-nikdy-nesvezou-vozi-snih-i-mrtve-1ft-tec-technika.aspx?c=A080210\\_222642\\_tec\\_technika\\_rja](http://technet.idnes.cz/prohlednete-si-tramvaje-kttere-vas-nikdy-nesvezou-vozi-snih-i-mrtve-1ft-tec-technika.aspx?c=A080210_222642_tec_technika_rja)
- [2] VT6A5. *Www.k-report.net* [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <https://www.k-report.net/diskuse/archiv2009/48/170-archiv-62.html>
- [3] Zdvihový mechanismus
- [4] Schéma konstrukce manipulačního zařízení
- [5] Návrh konstrukce ližiny
- [6] Spojení ramene, šroubu a ližiny
- [7] Konstrukce ramene
- [8] Konstrukce mechanického zařízení
- [9] Tabulka dovolených tlaků v závitu, ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [10] Tabulka pro lichoběžníkový závit Tr, ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [11] Úhel stoupání, boku profilu a třecí úhel, ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [12] Matice Tr
- [13] Tabulka pro volbu materiálu šnekového kola, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [14] Počet chodů a zubů, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [15] Schéma rozdělení výkonu zdvihového mechanismu
- [16] Tabulka předběžné účinnosti šnekové převodovky, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [17] Tabulka modulů a součinitelů průměru šneku, KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [18] Základní geometrické prvky šnekového soukolí KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [19] Tabulka pro součinitel, Kv KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [20] Tabulka pro součinitel, YF KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [21] Graf součinitele  $k\beta$ , KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [22] Rozložení sil ve šnekovém soukolí KUGL, Otmar. *Projekt - 3. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [23] Schéma tečných sil v rovině šneku
- [24] Schéma axiálních a radiálních sil v rovině šneku
- [25] Schéma tečných sil v rovině šnekového kola
- [26] Schéma axiálních a radiálních sil v rovině šnekového kola
- [27] Výpočet kuželíkového ložiska, SKF [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz>
- [28] Matice Tr s plochou namáhanou na stříh
- [29] Kontrolované axiální spojení
- [30] Tabulka korunové matice, DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-x.
- [31] Tabulka metrických závitů, DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-x.
- [32] Pružná spojka Toolflex KN 38
- [33] Spojení náboje s hřídelí perem – Tr matice



- [34] Tabulka pro pera, DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-x.
- [35] Tabulka pro dovolené tlaky pera, ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [36] Standardní délky pera, ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [37] Spojení náboje s hřídelí - spojka

## Seznam příloh

- A. Murtfeldt katalog 1, Murtfeldt. [Http://www.murtfeldt.cz/](http://www.murtfeldt.cz/) [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <http://www.murtfeldt.cz/produkty/vedeni-retezu-remenu-a-kluzne-profilu/profilu-pro-dopravniky/typ-cf/>
- B. Výkres matice Tr
- C. Katalogy SKF, SKF [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz>
- D. Ohybové momenty
- E. Katalog pružné spojky, KTR katalog en. [Http://www.spojky-ktr.cz/](http://www.spojky-ktr.cz/) [online]. [cit. 2017-07-12]. Dostupné z: <http://www.spojky-ktr.cz/ktr-katalog>
- F. Výkres sestavy mechanismu – na samostatném listu
- G. Výkres sestavy manipulačního zařízení – na samostatném listu

**Přílohy**

A. Katalogy Murtfeld

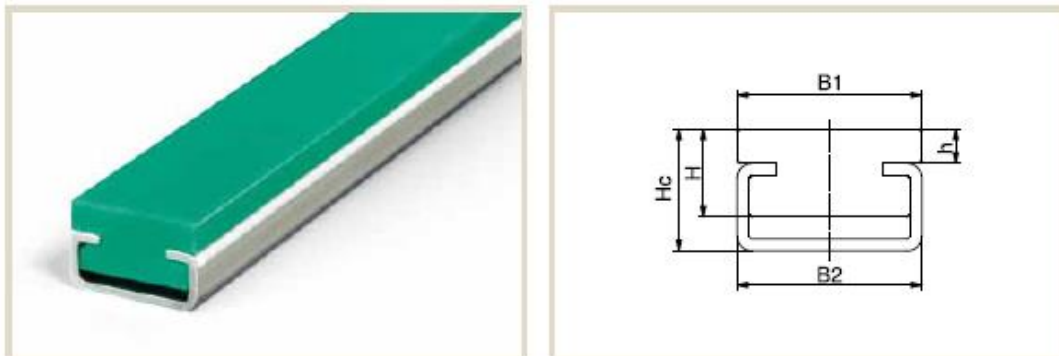
**Sliding guides**

SLIDING GUIDES TYPE CF



Type	C profile type	B1	B2	H	Hc	h	Article no.
CF		20		5	6	1.0	211 010 001 351 020 001
CF	C1	20	24	10	11	5.8	211 010 002 351 020 001
CF		20		10	14	4.0	211 010 003 351 020 003
CF	C3	20	20	14	17	7.0	211 010 004 351 020 003
CF		20		16	20	10.0	211 010 005 351 020 003
CF	C5	28	28	10	15	3.0	211 010 006 351 020 005
CF		28		14	18	6.0	211 010 007 351 020 005
CF	C9	38	38	12	22	4.0	211 010 008 351 020 009
CF		38		18	25	7.0	211 010 009 351 020 009
CF	C12	60	60	20	30	10.0	211 010 010 351 020 012
CF		50		18	20	10.0	211 010 011 351 020 004
CF	C6	80	80	18	20	10.0	211 010 012 351 020 006

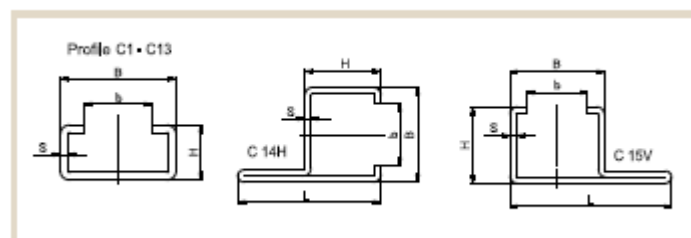
Dimensions in mm



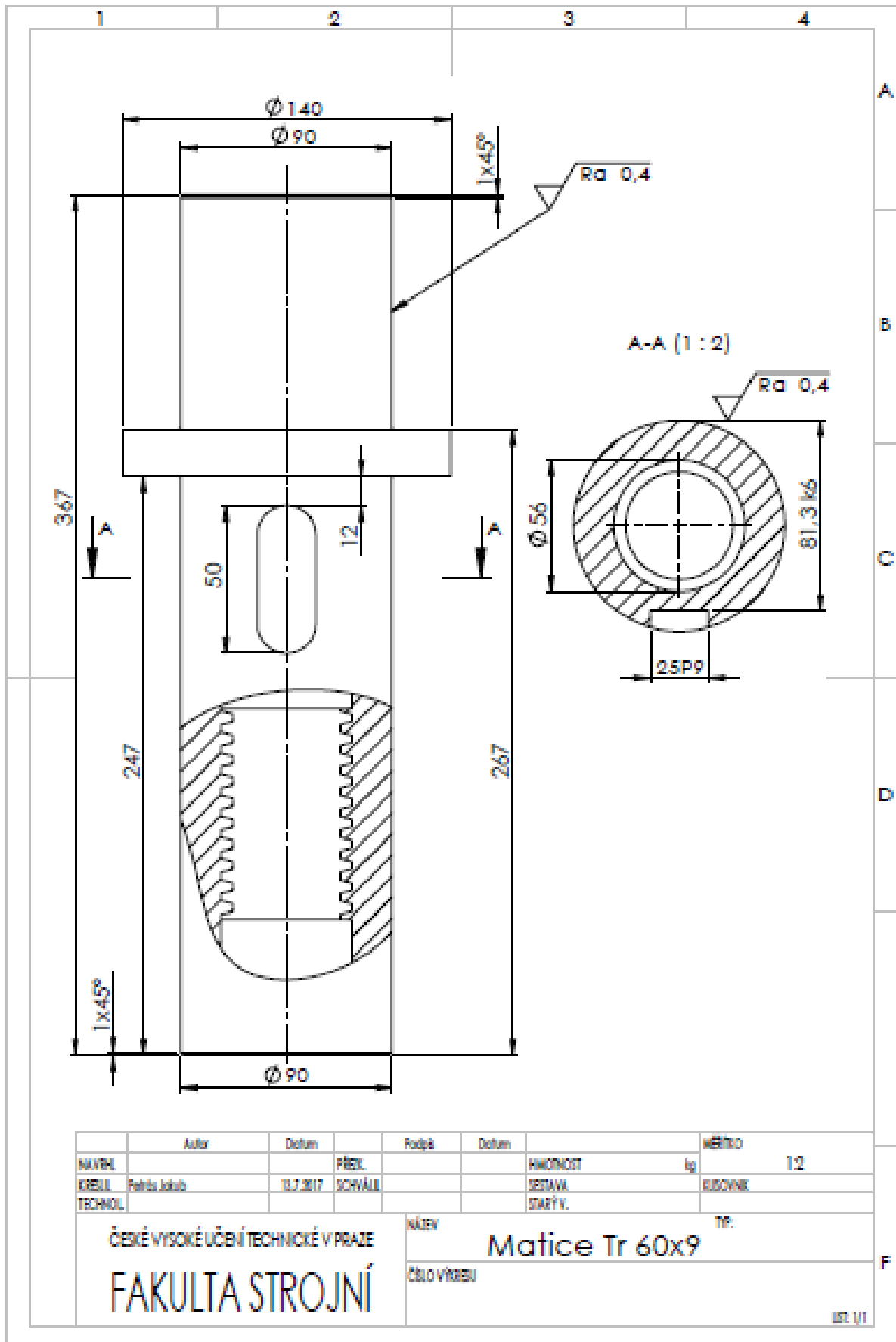
Profile No.	B	H	b	s	L	Length	Article no. galvanized	Article no. stainless steel	Article no. nongalvanized
C1	24	5.2	17.5	1	-	2000	351 020 001	351 020 101	
						3000	351 030 001	351 030 101	
						6000	351 060 001	351 060 101	
C3	20	10	10	1.5	-	2000	351 020 003	351 020 103	
						3000	351 030 003	351 030 103	
						6000	351 060 003	351 060 103	351 060 203
C4	50	10	35	2	-	2000	351 020 004	351 020 104	
						6000	351 060 004	351 060 104	
C5	28	12	14	2	-	2000	351 020 005	351 020 105	
						3000	351 030 005	351 030 105	
						6000	351 060 005	351 060 105	351 060 205
C6	80	10	65	2	-	2000	351 020 006	351 020 106	
						6000	351 060 006	351 060 106	
C7	28	16	14	2.5	-	2000	351 020 007	351 020 107	
						6000	351 060 007	351 060 107	351 060 207
C9	38	18	22	2.5	-	2000	351 020 009	351 020 109	
						3000	351 030 009	351 030 109	
						6000	351 060 009	351 060 109	351 060 209
C10	30	24	20	1.5	-	2000	351 020 010	351 020 110	
						6000	351 060 010	351 060 110	351 060 210
C11	45	40	31	2	-	2000	351 020 011	351 020 111	
						6000	351 060 011	351 060 111	351 060 211
C12	60	20	36	2.5	-	2000	351 020 012	351 020 112	
						6000	351 060 012	351 060 112	
C13	65	55	40	3	-	2000	351 020 013	351 020 113	
						6000	351 060 013	351 060 113	
C14H	31	25	20	2	47	2000	351 020 014	351 020 114	
						3000	351 030 014	351 030 114	
						6000	351 060 014	351 060 114	
C15 V	31	25	20	2	53	2000	351 020 015	351 020 115	
						3000	351 030 015	351 030 115	
						6000	351 060 015	351 060 115	

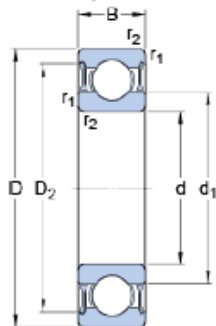
Dimensions in mm

**C 14H and C 15V steel profiles  
with punch hole in mounting rail**

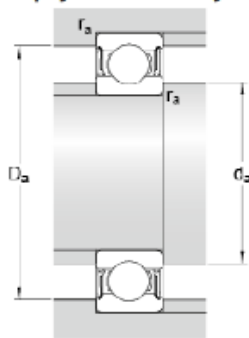


B. Výkres Matice Tr



**C. Katalogy**
**SKF**
**W 6008-2RZ**
**Rozměry**


d	40	mm
D	68	mm
B	15	mm
d <sub>1</sub>	≈ 49.2	mm
D <sub>2</sub>	≈ 62.5	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

**Připojovací rozměry**


D <sub>a</sub>	max. 63	mm
r <sub>a</sub>	max. 1	mm

**Data výpočtu**

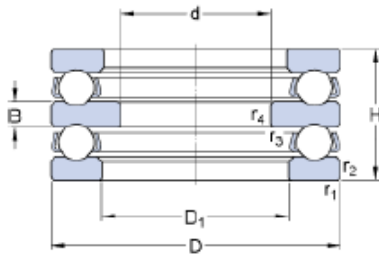
Základní dynamická únosnost	C	14.6	kN
Základní statická únosnost	C <sub>0</sub>	11.4	kN
Mezní únavové zatížení	P <sub>u</sub>	0.49	kN
Referenční otáčky		22000	r/min
Mezní otáčky		11000	r/min
Výpočtový součinitel	k <sub>r</sub>	0.03	
Výpočtový součinitel	f <sub>0</sub>	15.2	

**Hmotnost**

Hmotnost ložiska	0.19	kg
------------------	------	----

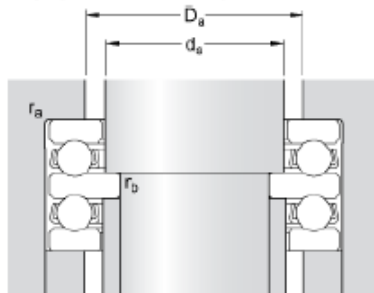
## 52208

### Rozměry



d	30	mm
D	68	mm
H	36	mm
$D_1$	≈ 42	mm
B	9	mm
$r_{1,2}$	min. 1	mm
$r_{3,4}$	min. 0.6	mm

### Připojovací rozměry



$d_a$	40	mm
$D_a$	max. 51	mm
$r_a$	max. 1	mm
$r_b$	max. 0.6	mm

### Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	44.2	kN
Základní statická únosnost	$C_0$	96.5	kN
Mezní únavové zatížení	$P_u$	3.6	kN
Referenční otáčky		2800	r/min
Mezní otáčky		3800	r/min
Součinitel minimálního zatížení	A	0.058	

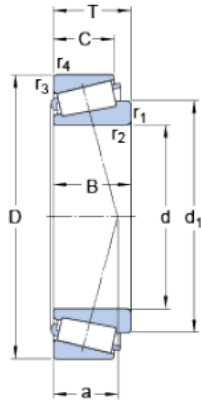
### Hmotnost

Hmotnost ložiska (včetně kulové podložky, je-li použita)	0.55	kg
--	------	----



## 31318 J2

### Rozměry

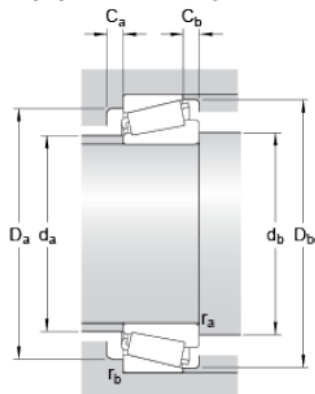


d	90	mm
D	190	mm
T	46.5	mm
$d_1$	≈ 138.88	mm
B	43	mm
C	30	mm
$r_{1,2}$	min. 4	mm
$r_{3,4}$	min. 3	mm

### Dimensions

a	57.28	mm
---	-------	----

### Připojovací rozměry



$d_a$	max. 109	mm
$d_b$	min. 104	mm
$D_a$	min. 151	mm
$D_a$	max. 176	mm
$D_b$	min. 179	mm
$C_a$	min. 6	mm
$C_b$	min. 16.5	mm
$r_a$	max. 4	mm
$r_b$	max. 3	mm

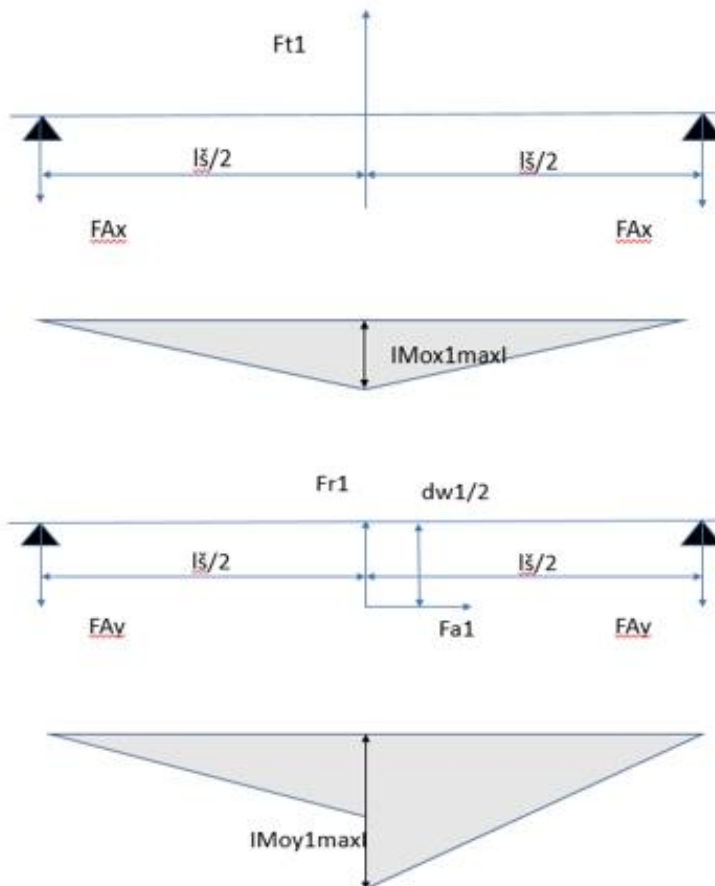
### Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	264	kN
Základní statická únosnost	$C_0$	315	kN
Mezní únavové zatížení	$P_u$	35.5	kN
Referenční otáčky		2400	r/min
Mezní otáčky		3400	r/min
Výpočtový součinitel	e	0.83	
Výpočtový součinitel	Y	0.72	
Výpočtový součinitel	$Y_0$	0.4	

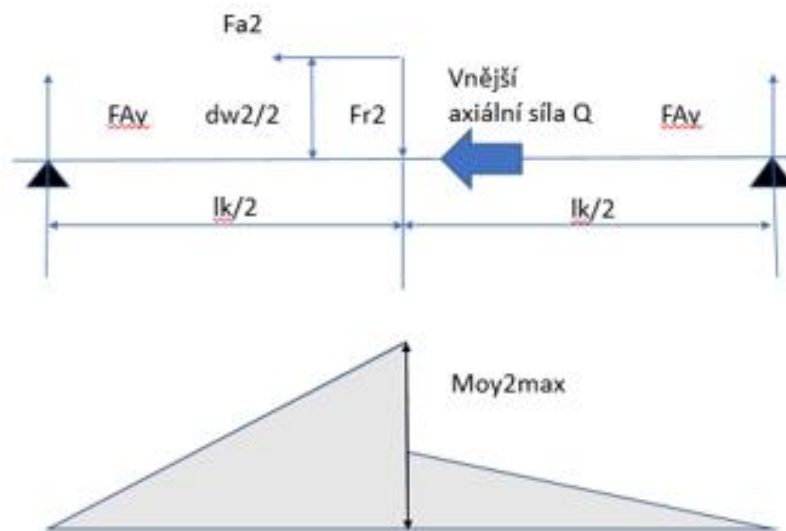
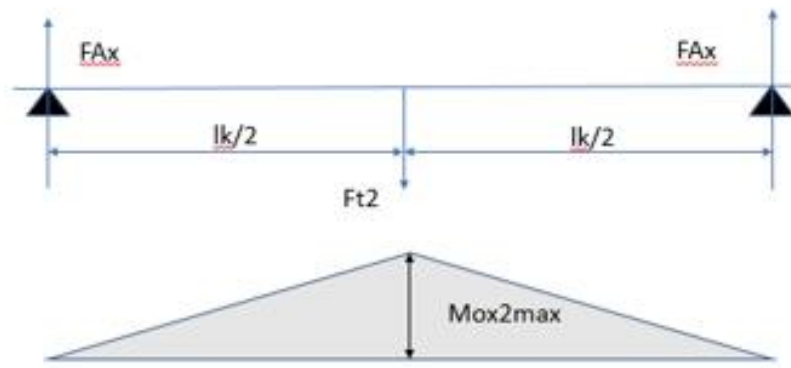
### Hmotnost

Hmotnost ložiska		5.38	kg
------------------	--	------	----

### D. Ohybové momenty ŠNEK

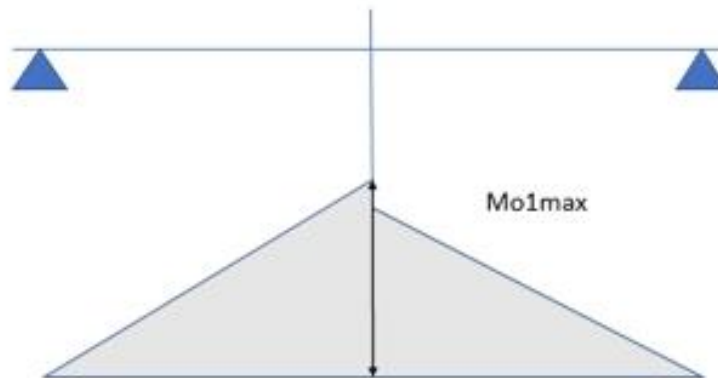


### ŠNEKOVÉ KOLO

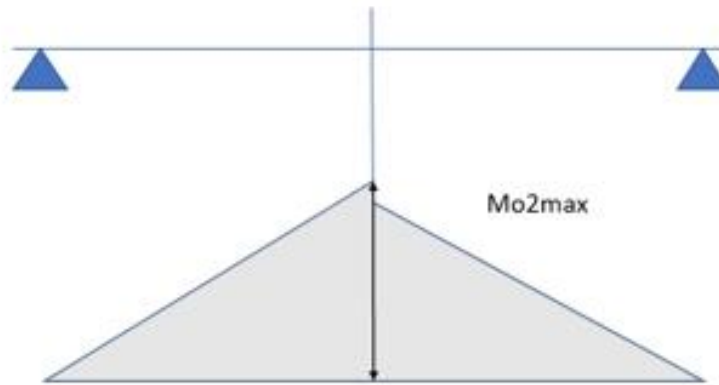


SOUČET

Hřidel I maximální ohybový moment



Hřidel II maximální ohybový moment



E. Katalog spojky

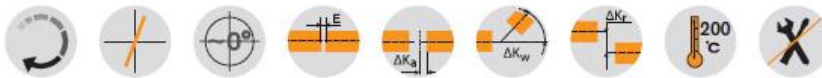


## TOOLFLEX® KN Metal bellow-type couplings

### Taper hubs for high friction torques



For legend of pictogram please refer to flapper on the cover



TOOLFLEX® Type S-KN Hub material steel/bellow stainless steel																		
Size	Torque of bellow TKN <sup>1)</sup> [Nm]	Max. speed n [rpm]	Dimensions [mm]															Weight <sup>2)</sup> [kg]
			Finish bore		L	L <sub>total</sub>	I <sub>1</sub> :I <sub>2</sub>	D <sub>H</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	Clamping screws			Pull-off threads				
			min. d	max. d							4 <sup>3)</sup>	4 <sup>3)</sup>	M	T <sub>A</sub> [Nm]	Number z	M <sub>1</sub>	Number z	
30	35	15280	12	22	48	63	22	50	43	47	M4	2,9	12	M4	6	1,2	0,4	
38	65	12600	12	28	56	75	26	60,5	52	56	M5	6	12	M5	6	1,4	0,7	
42	95	11580	14	35	64	82	29	66	60	63	M5	6	12	M5	6	1,4	0,8	
45	150	9300	15	40	74,5	99	34	82	68	77	M6	14	12	M6	6	3	1,5	
55 <sup>5)</sup>	340	7870	15	56	95,5	120	40	97	95	95	M8	35	12	M8	6	6	2,5	

<sup>1)</sup> For selection see page 18 et seqq.

<sup>2)</sup> Type S = 4 layers

TOOLFLEX® Type M-KN Hub material steel/bellow stainless steel																		
Size	Torque of bellow TKN <sup>1)</sup> [Nm]	Max. speed n [rpm]	Abmessungen [mm]															Weight <sup>2)</sup> [kg]
			Finish bore		L	L <sub>total</sub>	I <sub>1</sub> :I <sub>2</sub>	D <sub>H</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	Clamping screws			Pull-off threads				
			min. d	max. d							6 layers <sup>3)</sup>	6 layers <sup>3)</sup>	M	T <sub>A</sub> [Nm]	Number z	M <sub>1</sub>	Number z	
30	35	15280	12	22	57	63	22	50	43	47	M4	2,9	12	M4	6	1,2	0,4	
38	65	12600	12	28	68	75	26	60,5	52	56	M5	6	12	M5	6	1,4	0,7	
42	95	11580	14	35	75	82	29	66	60	63	M5	6	12	M5	6	1,4	0,8	
45	150	9300	15	40	91	99	34	82	68	77	M6	14	12	M6	6	3	1,5	
55 <sup>4)</sup>	340	7870	15	56	109	120	40	97	95	95	M8	35	12	M8	6	6	2,5	

<sup>1)</sup> For selection see page 18 et seqq.

<sup>2)</sup> Type M = 6 layers

<sup>3)</sup> Hub made of steel welded to bellow

<sup>4)</sup> After assembly of the clamping screws (M) tighten the tack thread (M1) to the torque T<sub>A1</sub> indicated.

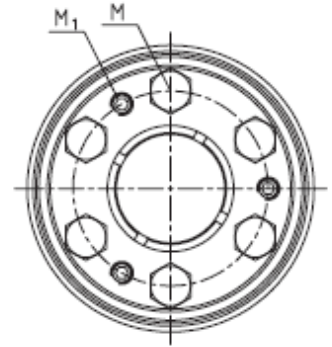
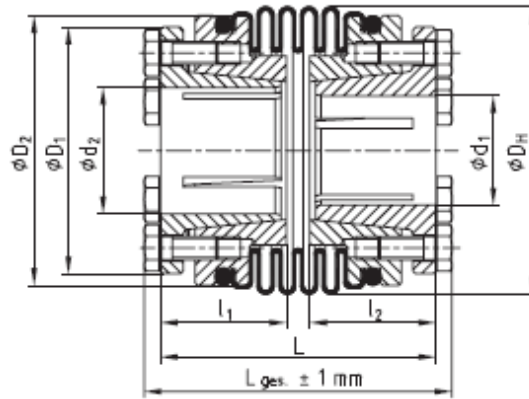
<sup>5)</sup> Details referring to the overall coupling with max. bore

Review of shaft-hub-connection: Friction torques for hub type 6.5																		
Size	Ø14	Ø15	Ø16	Ø19	Ø20	Ø24	Ø25	Ø28	Ø30	Ø32	Ø35	Ø38	Ø40	Ø42	Ø45	Ø48	Ø50	Ø55
30	50	58	66	71	79													
38		81	92	130	103	149	161	202										
42				105	117	168	131	164	189	215	257							
45					230	332	230	288	331	376	451	531	589					
55 <sup>5)</sup>							483	606	696	792	585	690	764	843	967	1101	1194	1445

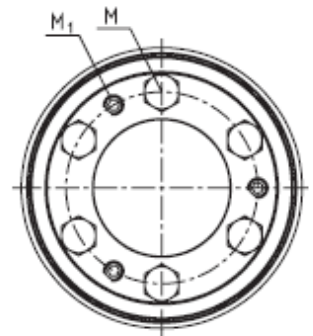
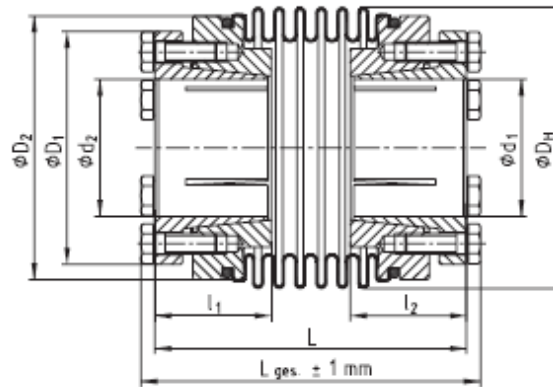
Ordering-example:	TOOLFLEX® 38 S-KN	Ø15	Ø22
	Size and type of coupling	Finish bore	Finish bore



TOOLFLEX® S-KN

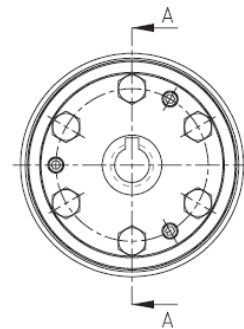
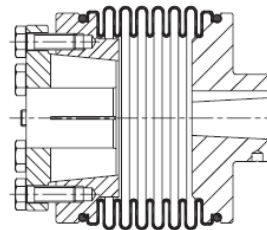


TOOLFLEX® M-KN



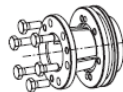
Other types:

TOOLFLEX® KN for FANUC motors



Hub types

Type 6.5



Taper hub KN

For continuously updated data please refer to our online catalogue at [www.ktr.com](http://www.ktr.com)