

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukční návrh vinuté šnekové převodovky

Vedoucí práce: Ing. Karel Vítek, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jansa** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **465368**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Konstrukční návrh vinuté šnekové převodovky

Název bakalářské práce anglicky:

Design of wound worm gear

Pokyny pro vypracování:

Pro vybrané parametry konstrukce vinuté šnekové převodovky dimenzujte její části a realizujte projekt její konstrukce. Bakalářskou práci uveďte v následujících tematických kapitolách:

- 1) rešerše konstrukci šnekových převodovek
- 2) pevnostní návrh prvků konstrukce vinuté šnekové převodovky v závislosti na zadaných parametrech
- 3) projekt konstrukce vinuté šnekové převodovky
- 4) závěry

Seznam doporučené literatury:

- [1] MICHALEC, Jiří a kolektiv. Pružnost a pevnost I. Praha: ČVUT, 2006.
- [2] MICHALEC, Jiří a kolektiv. Pružnost a pevnost II. Praha: ČVUT, 2006.
- [3] Vitek, K.: Šneková převodovka, Patent. CZ 305497. 2015-09-16
- [4] Loshkarev, K.: Identifikace mechanických vlastností vinuté šnekové převodovky. Bakalářská práce, FS ČVUT v Praze, 2016.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

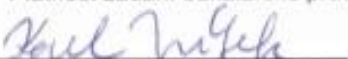
Ing. Karel Vitek, CSc., odbor pružnosti a pevnosti FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **25.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **16.08.2019**


Platnost zadání bakalářské práce:



Ing. Karel Vitek, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce



prof. Ing. Milan Růžička, CSc.
podpis vedoucí(ho) učebněkatedry



prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis otkravníky

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

30.4.2019
Datum převzetí zadání

[Signature]
Podpis studenta

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem vinuté šnekové převodovky. V první části je sepsána rešerše na téma šnekových převodů. V další části jsou podrobně rozebrány potřebné vzorce pro návrh šnekové převodovky, tedy tlustostěnné nádoby a nalisované spoje. V poslední části je proveden konstrukční návrh celé převodovky, a to jak jednostupňové, tak i dvoustupňové, spolu s obrázky modelů a výkresy sestav.

Klíčová slova

Vinutá šneková převodovka, šnek, šnekové kolo, pružina, konstrukční návrh, tlustostěnná nádoba, nalisovaný spoj

Abstract

This bachelor thesis deals with a design of a wound worm drive. The first part contains research about worm drives. The next part is about the necessary formulas for the design of the worm drive, specifically thick wall containers and pressed joints. The last part contains design of the whole worm gear, both 1-speed and 2-speed, along with pictures and assembly drawings of the worm drives.

Key words

Wound worm drive, worm, worm gear, spring, design, thick wall container, pressed joint

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou svojí bakalářskou práci vypracoval zcela samostatně s použitím pouze té literatury, která je uvedena v seznamu na konci této práce.

Nemám žádný důvod proti zpřístupnění této bakalářské práce veřejnosti v souladu se zákonem č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) v platném znění.

V Praze dne 1. 6. 2019

.....

Podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl velmi poděkovat především vedoucímu mé bakalářské práce, Ing. Karlu Vítkovi, CSc., za jeho vstřícný přístup, ochotu, čas, trpělivost a cenné rady, které mi velmi pomohly.

Dále bych chtěl poděkovat mojí rodině a přátelům za podporu během celého mého studia na této vysoké škole.

Obsah

1	Úvod	6
1.1	Šneková soukolí	6
1.1.1	Základní charakteristika a rozdělení šnekových soukolí	6
1.1.2	Účinnost šnekového soukolí.....	7
1.1.2.1	Šnek jako hnací člen	7
1.1.2.2	Šnekové kolo jako hnací člen	7
1.1.3	Druhy poškození zubů	8
1.1.3.1	Zadírání.....	8
1.1.3.2	Únavové vydrolování.....	8
1.1.3.3	Otěr.....	8
1.1.4	Materiály šnekového soukolí	8
1.2	Vinutá šneková převodovka	9
2	Základní výpočtové předpoklady	12
2.1	Tlustostěnné nádoby	12
2.2	Nalisované nádoby	14
3	Jednostupňová šneková převodovka.....	19
3.1	Zadané hodnoty.....	19
3.2	Vypočtené hodnoty	19
3.3	Výpočty	21
3.4	Model a výkres.....	31
4	Dvoustupňová šneková převodovka.....	34
4.1	Zadané hodnoty.....	34
4.2	Vypočtené hodnoty	34
4.2.1	Větší soukolí	35
4.2.2	Menší soukolí	36
4.3	Výpočty	37
4.3.1	Větší soukolí	42
4.3.2	Menší soukolí	50
4.4	Model a výkres.....	59
5	Závěr.....	67
6	Seznam použitých označení.....	68
7	Seznam obrázků	69
8	Seznam použité literatury.....	71

1 Úvod

1.1 Šneková soukolí

Text, včetně obrázků, všech podkapitol této kapitoly je čerpán z literatury [5].

1.1.1 Základní charakteristika a rozdělení šnekových soukolí

Šneková soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji 90° . Šnekové soukolí je možno považovat za zvláštní případ šroubového soukolí válcového, u něhož počet zubů jednoho kola (zpravidla hnacího) klesl na minimum ($z_1 = 1; 2; 3; \dots$). Šířka tohoto kola překračuje několikanásobně roztečný průměr, takže ozubený člen připomíná jednoduchý nebo vícechodý šroub a je označován jako šnek, spoluzabírající člen poté jako šnekové kolo.

Podle tvaru těles se šneková soukolí dělí na:

- soukolí válcová – šnek i šnekové kolo mají tvar válců
- soukolí smíšená – šnek je válcový, kolo globoidní
- soukolí globoidní – šnek i šnekové kolo mají tvar globoidů

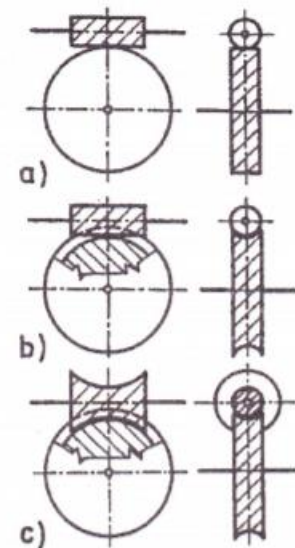
Šneková soukolí válcová se používají pouze v nenáročných případech. Šnek připomíná pohybový šroub s lichoběžníkovým profilem a šnekové kolo odpovídá válcovému kolu se šikmými zuby. Dotyk v ozubení je teoreticky bodový. Toto soukolí se do základního dělení často ani nezahrnuje a dva dále uvažované typy se označují podle tvaru šneku jako:

- šneková soukolí se šnekem válcovým
- šneková soukolí se šnekem globoidním

Šneková kola jsou v obou případech globoidní.

Šneková soukolí mohou v obou výše zmíněných případech přenášet velké výkony ($P = 50 \div 60 \text{ kW}$) a jsou schopna realizovat vysoké převodové poměry ($i = 10 \div 80$). Mají přitom malé rozměry, nízkou hmotnost a jsou konstrukčně kompaktní. Vyznačují se klidným a tichým chodem a mohou být navržena jako samosvorný převod.

Nevýhodou je velký skluz v ozubení, způsobující vyšší ztráty třením, a tím i nižší účinnost převodu. Snaha o zlepšení nutí k použití deficitních neželezných kovů na věnce šnekových kol. Výroba ozubení je náročnější a dražší a jeho životnost bývá vinou opotřebení nižší než u soukolí valivých.



Obr. 1.1-1: Šneková soukolí podle tvaru těles

1.1.2 Účinnost šnekového soukolí

Celkovou ztrátu výkonu lze u šnekového soukolí rozdělit na ztrátu v ozubení a na ztrátu v ložiskách šneku a šnekového kola. Ztráta broděním šneku nebo kola v mazivu je vůči ostatním ztrátám zanedbatelná, proto se neuvažuje. Účinnost ozubení je obecně definována jako poměr výkonu na členu hnaném a hnacím, je nutno ji tedy vyjádřit pro případy:

- šnek jako hnací člen
- šnekové kolo jako hnací člen

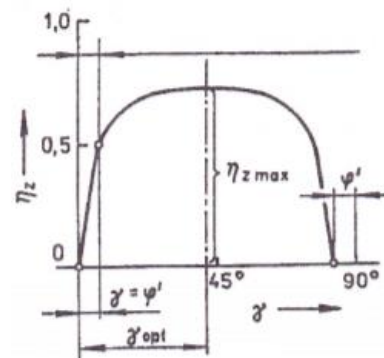
V obou případech je číselné značení stejné (šnek = 1, šnekové kolo = 2)

1.1.2.1 Šnek jako hnací člen

$$\eta_z = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')} \quad (1)$$

η – účinnost [-]
 P – výkon [W]
 γ – úhel stoupání [°]
 φ' – třecí úhel [°]

S rostoucím úhlem stoupání účinnost z počátku rychle stoupá, přechází v plochý extrém, načež stejně rychle klesá. Poněvadž křivka je symetrická, leží její vrchol uprostřed intervalu $0 \leq \gamma \leq (90^\circ - \varphi')$.



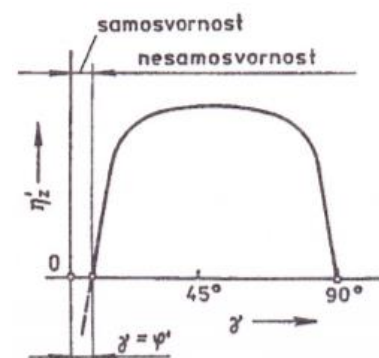
Obr. 1.1-2: Závislost účinnosti na úhlu stoupání při konstantním třecím úhlu

1.1.2.2 Šnekové kolo jako hnací člen

$$\eta'_z = \frac{P_1}{P_2} = \frac{\tan(\gamma - \varphi')}{\tan \gamma} \quad (2)$$

η – účinnost [-]
 P – výkon [W]
 γ – úhel stoupání [°]
 φ' – třecí úhel [°]

V tomto případě je důležitý průsečík křivky s osou úseček (mez samosvornosti). Převody, kdy úhel stoupání leží v intervalu $0 \leq \gamma \leq \varphi'$, se nazývají samosvorné, v druhém případě ($\varphi' \leq \gamma \leq 90^\circ$) se nazývají nesamosvorné.



Obr. 1.1-3: Závislost účinnosti na úhlu stoupání při konstantním třecím úhlu

1.1.3 Druhy poškození zubů

Nejčastějším důvodem k vyřazení šnekového soukolí z provozu bývá poškození pracovních povrchů (především u šnekového kola). Vlastní příčinou je zadírání, únavové vydrolování (pitting) a nadměrné opotřebení (otěr). Méně častý je lom zubu, který připadá v úvahu jen u šnekového kola, a to zpravidla po předchozím poškození povrchu.

Těmto poškozením lze předejít volbou vhodných materiálů, spolehlivým pevnostním výpočtem, přesnou výrobou a montáží, použitím vhodného maziva a pečlivou údržbou.

1.1.3.1 Zadírání

Zadírání pracovních povrchů je zvláště nebezpečné u soukolí, jejichž kola mají věnce z poměrně tvrdého materiálu (z tvrdého bronzu nebo litiny). Částičky tohoto materiálu přivařené na povrch šneku působí na boky kola agresivně. Příznivější je průběh zadírání u kol z měkčích materiálů (měkčího bronzu), které se nanáší pouze na zuby šneku.

1.1.3.2 Únavové vydrolování

Únavové vydrolování vzniká při vysokých, cyklických dotykových napětích za vzniku jemných trhlin na bocích zubů.

Většinou se objevuje u soukolí, jejichž materiály jsou odolné vůči zadírání a otěru.

1.1.3.3 Otěr

Intenzivní otěr pracovních povrchů může být způsoben vysokou drsností boků šneku, nepřesnou montáží soukolí a nedokonalým mazáním. Nepříznivě též působí časté spouštění, při němž dochází ke krátkodobému nedostatečnému mazání.

1.1.4 Materiály šnekového soukolí

Základním materiálem pro šneky je ocel (uhlíková nebo legovaná), která umožňuje tepelné vytvrzení povrchu. Boky zubů se pak brousí a případně i leští, při nitridaci může odpadnout broušení a stačí jen leštit. Ocelové šneky ve stavu zušlechtěném nebo normalizačně žíhaném se používají jen při menších výkonech a malých kluzných rychlostech v_k nebo když není k dispozici potřebné brousící zařízení.

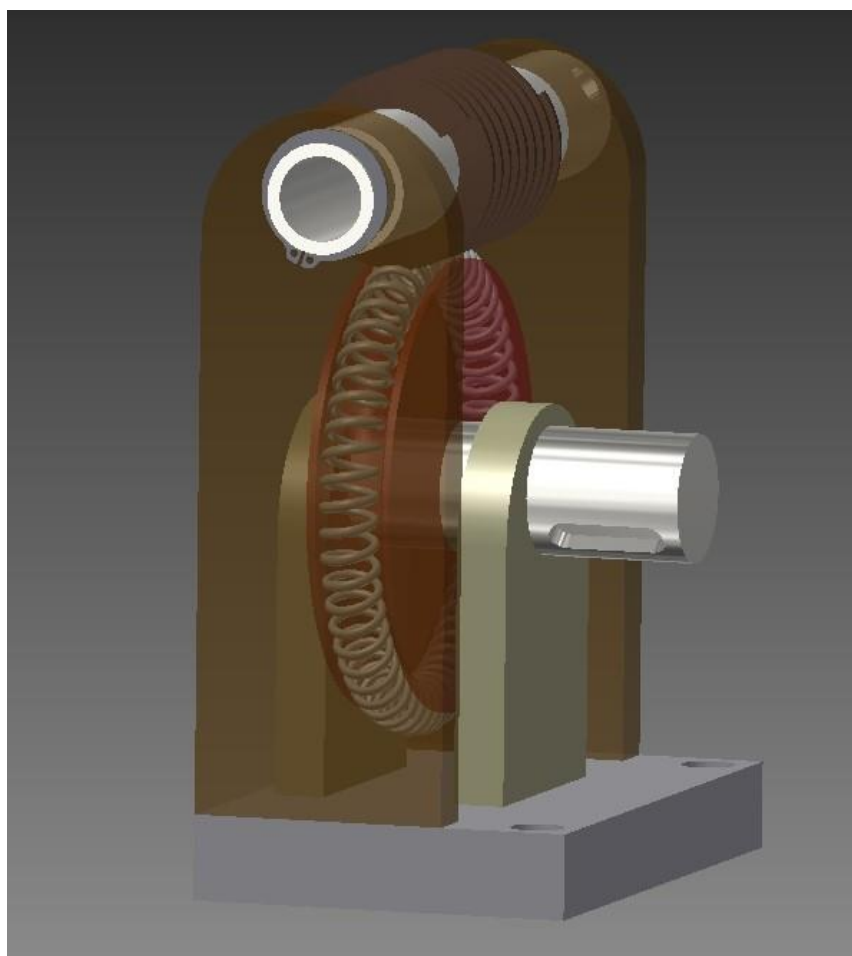
Základním materiálem pro šneková kola je bronz, méně častá je litina nebo mosaz. Kola z umělých hmot možno použít při nižších výkonech (dobře tlumí rázy a snižují hlučnost). Při použití bronzu se kola z úsporných důvodů navrhují jako skládaná: bronzový věnec je nasazen a vhodně upevněn na litinovém či ocelovém tělese kola. Kvalitní polotovary věnce lze získat odstředivým litím.

1.2 Vinutá šneková převodovka

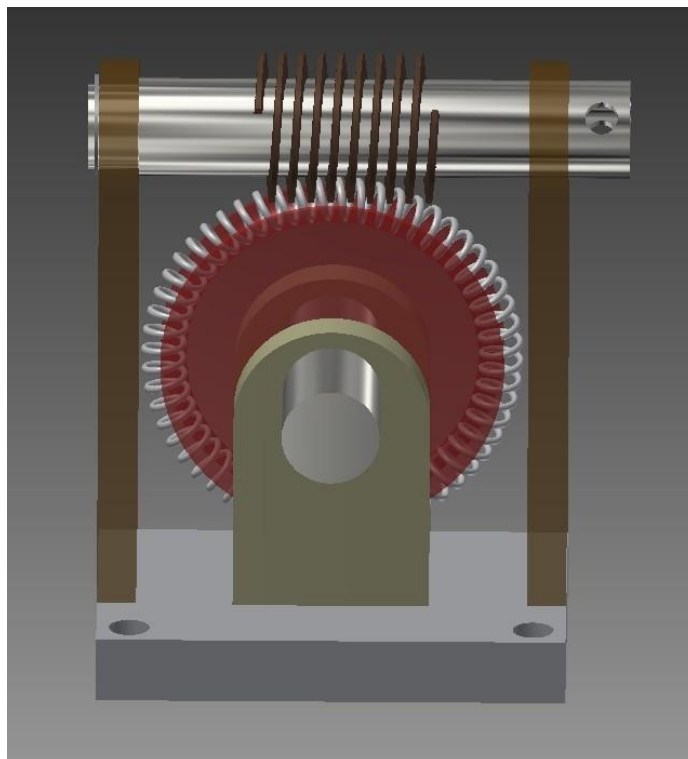
Vinutá šneková převodovka podle patentu [3] funguje na stejném principu jako klasická šneková převodovka s tím rozdílem, že ozubení tvoří na šnekovém kole (případně na šneku) navinutá šroubovice, která může být připevněna například bodovým svařováním, nalisováním nebo lepením.

Výkon z motoru je pomocí spojky převáděn na hřídel se šnekem, ze kterého je dále určitým převodem převáděn na šnekové kolo a hřídel, na kterém je kolo nasazeno. Šnek může být jednochodý i vícechodý.

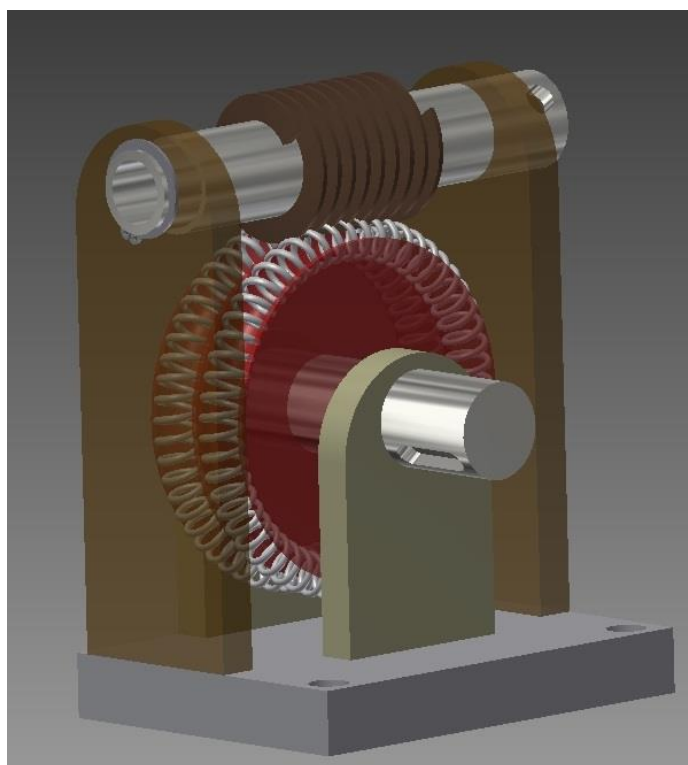
Mezi výhody lze zařadit poddajnost ozubení, možnost úpravy povrchu ozubení a způsob spojení se šnekovým kolem či šnekem.



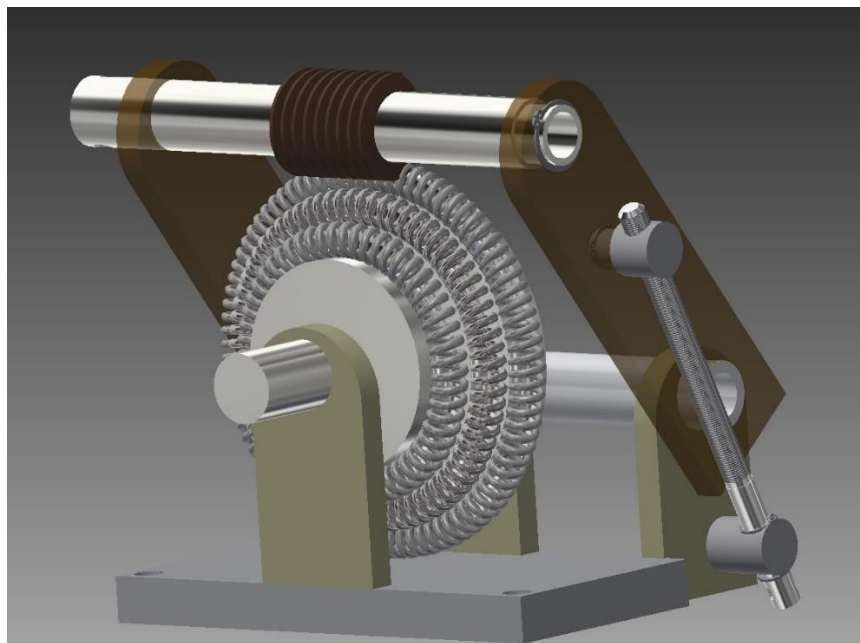
Obr. 1.2-1: Jednostupňová převodovka



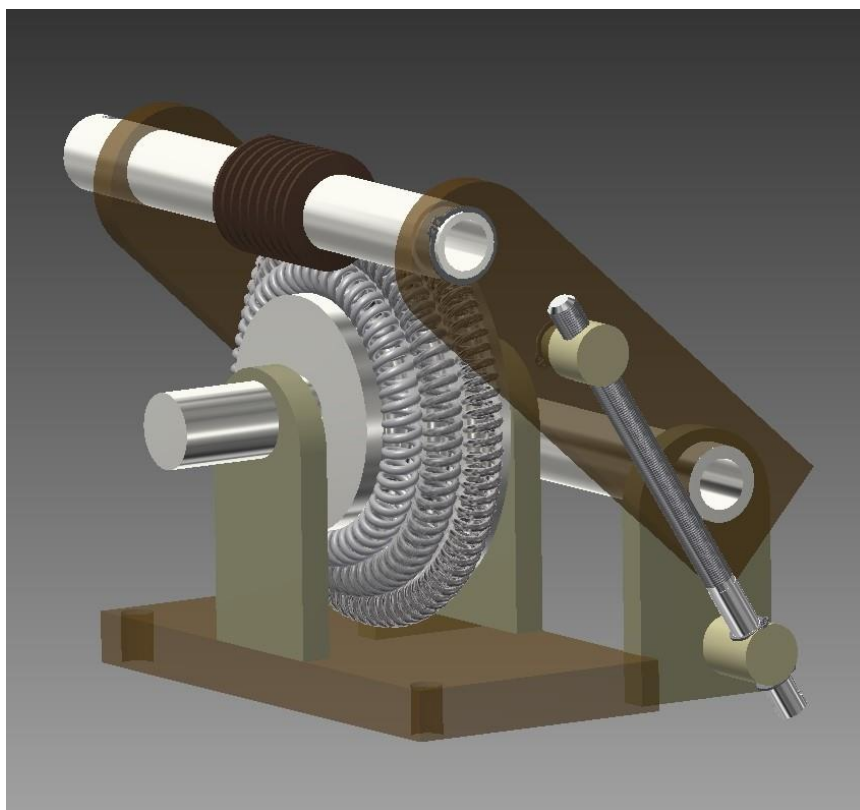
Obr. 1.2-2: Jednostupňová převodovka



Obr. 1.2-3: Dvojitá jednostupňová převodovka



Obr. 1.2-4: Třístupňová převodovka



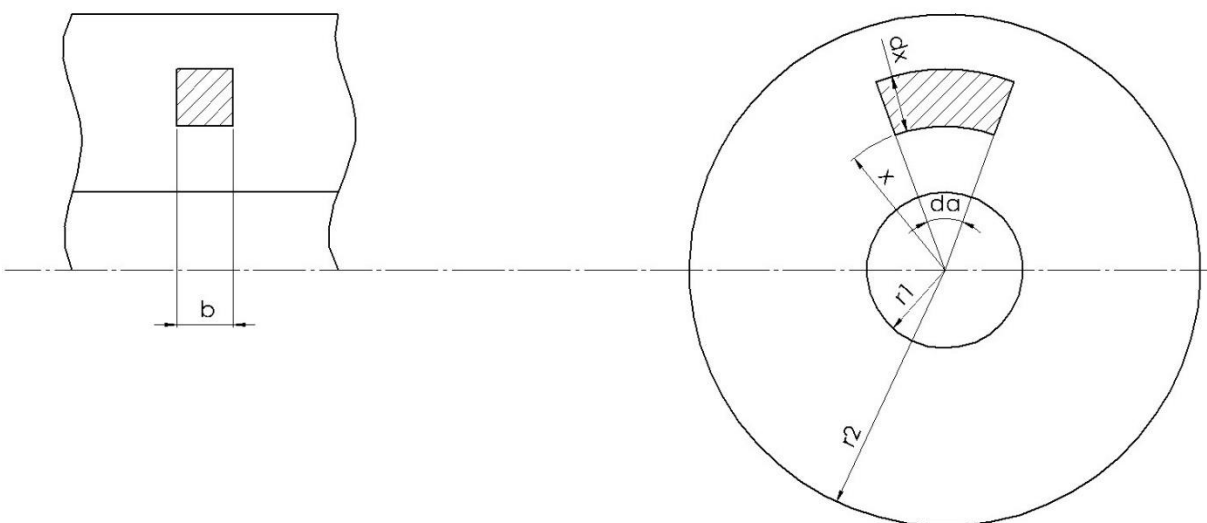
Obr. 1.2-5: Třístupňová převodovka

2 Základní výpočtové předpoklady

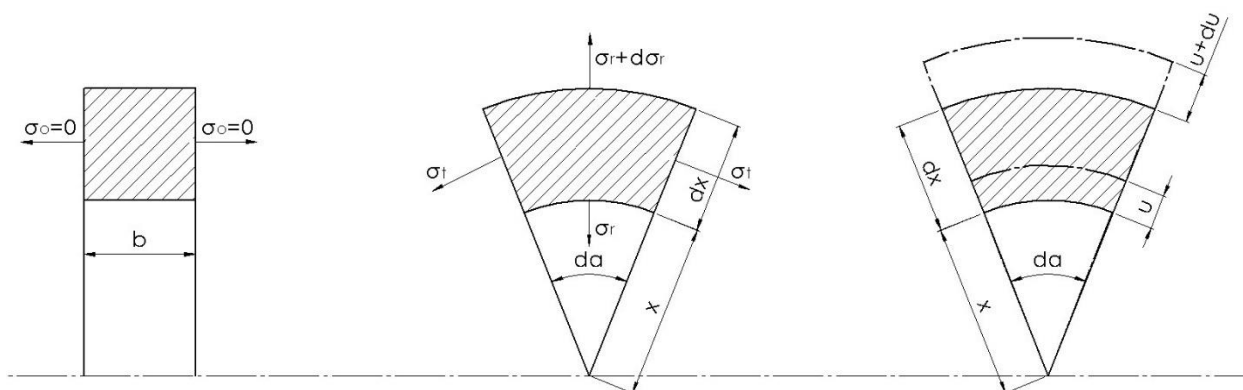
2.1 Tlustostěnné nádoby

Problematika tlustostěnných nádob se zabývá rozložením osového, tečného a radiálního napětí ve všech místech zatěžované nádoby, a to jak uzavřené, tak i otevřené, a je nezbytná pro řešení nalisovaných spojů.

Uvažujeme Hookeovský materiál s modulem pružnosti E a Poissonovým číslem ν . Předpokládáme vnitřní přetlak nádoby p_1 a vnější tlak p_2 . Vytkneme element z pláště nádoby a sestavíme jeho rovnováhu v radiálním směru x . Postupujeme podle literatury [2].



Obr. 2.1-1: Element tlustostěnné nádoby



Obr. 2.1-2: Napětí a prodloužení elementu

Rovnováha elementu v radiálním směru (dle obr. 2.1-2):

$$(\sigma_r + d\sigma_r) \cdot (x + dx) \cdot d\alpha \cdot b - \sigma_r \cdot x \cdot d\alpha \cdot b = \sigma_t \cdot b \cdot d\alpha \cdot dx \quad (3)$$

$$\sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) \approx \frac{d\alpha}{2}$$

Úprava rovnice (3):

$$\frac{d\sigma_r}{dx} \cdot x + \sigma_r - \sigma_t = 0 \quad (4)$$

Poměrné prodloužení v tečném směru:

$$\varepsilon_t = \frac{(x + u) \cdot d\alpha - x \cdot d\alpha}{x \cdot d\alpha} = \frac{u}{x} \quad (5)$$

Poměrné prodloužení v radiálním směru:

$$\varepsilon_r = \frac{dx + (u + du) - u - dx}{dx} = \frac{du}{dx} = u' \quad (6)$$

Vyjádření rovnic (5) a (6) pomocí napětí rozšířeným Hookeovým zákonem:

$$\varepsilon_t = \frac{u}{x} = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_t - \mu \cdot \sigma_r) \quad (7)$$

$$\varepsilon_r = u' = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_r - \mu \cdot \sigma_t) \quad (8)$$

Vyjádření napětí z rovnic (7) a (8) a následně dosazení rovnic (5) a (6):

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot (\varepsilon_t + \mu \cdot \varepsilon_r) = \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot \left(\frac{u}{x} + \mu \cdot u'\right) \quad (9)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot (\varepsilon_r + \mu \cdot \varepsilon_t) = \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot \left(u' + \mu \cdot \frac{u}{x}\right) \quad (10)$$

Dosazení do rovnice (4) ve tvaru Eulerovy diferenciální rovnice:

$$\frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \left(x \cdot \frac{d^2u}{dx^2} + \nu \cdot \frac{x^2}{x^2} \cdot \frac{du}{dx} - \nu \cdot \frac{x}{x^2} \cdot u + \frac{du}{dx} + \nu \cdot \frac{u}{x} - \frac{u}{x} - \nu \cdot \frac{du}{dx}\right) = 0 \quad (11)$$

Úprava rovnice (11):

$$x \cdot \frac{d^2u}{dx^2} + \frac{du}{dx} - \frac{u}{x} = 0 \quad (12)$$

Odhad řešení rovnice (12):

$$u = x^n \quad (13)$$

Derivace rovnice (13):

$$u' = n \cdot x^{n-1} \quad (14)$$

$$u'' = n \cdot (n - 1) \cdot x^{n-2} \quad (15)$$

Dosazení rovnic (13), (14) a (15) do rovnice (12):

$$x^{n-1} \cdot [n \cdot (n - 1) + n - 1] = 0 \quad (16)$$

Řešení rovnice (16):

$$n = \pm 1 \rightarrow x^1, x^{-1}$$

Řešení rovnice (13):

$$u = C_1 \cdot x + \frac{C_2}{x} \quad (17)$$

Dosazení do rovnice (17) přes Hookeův zákon, napětí získají tvar polytrop s konstantami K a C :

$$\sigma_t = K + \frac{C}{x^2} \quad (18)$$

$$\sigma_r = K - \frac{C}{x^2} \quad (19)$$

Řešení konstant pomocí okrajových podmínek pro radiální napětí na površích:

$$\sigma_r(r_1) = -p_1$$

$$\sigma_r(r_2) = -p_2$$

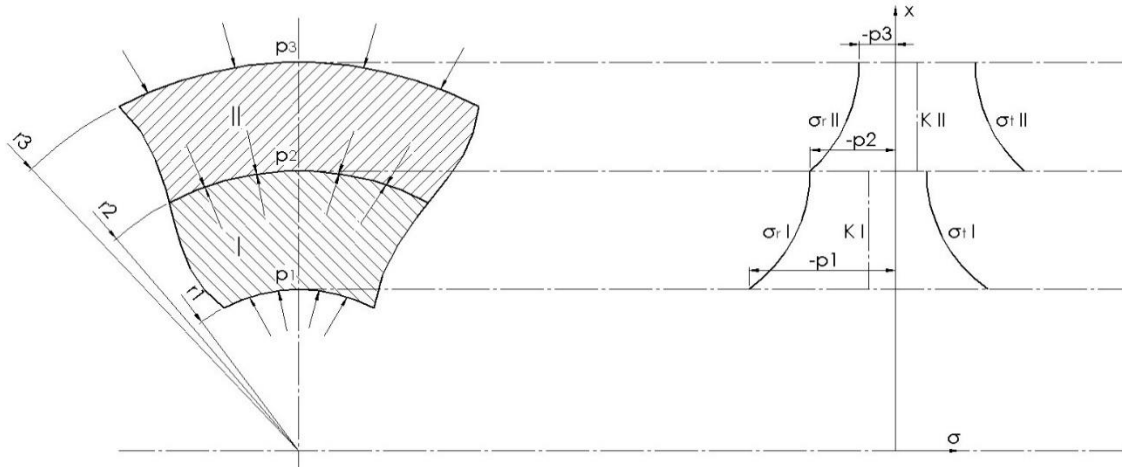
$$K = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (20)$$

$$C = (p_1 - p_2) \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (21)$$

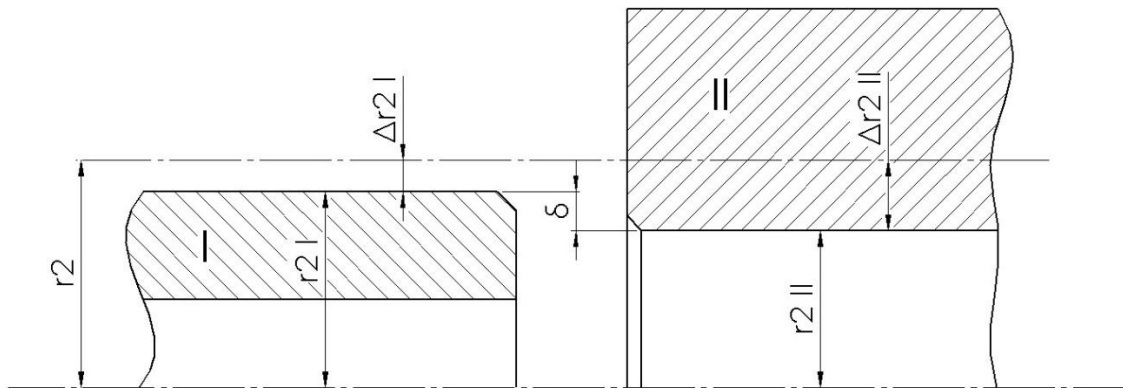
2.2 Nalisované nádoby

Problematika nalisovaných nádob řeší vzájemné napětí mezi dvěma nalisovanými nádobami a díky ní můžeme efektivně spočítat přesah pro nalisování, aby nalisovaný spoj přenášel požadovaný kroutící moment bez prokluzování náboje na hřídeli.

Předpokládáme houževnaté materiály s dovoleným napětím σ_D a součinitelem tření v konfliktních plochách f . Uvažujeme změny poloměrů nádob r_2' a r_2'' a přesah δ . Postupujeme podle literatury [2].



Obr. 2.2-1: Rozložení napětí na nalisovaném spoji



Obr. 2.2-2: Přesah nalisovaného spoje

Pevnostní podmínka nalisování podle Trescovy teorie (dle obr. 2.2-1):

$$\sigma_{RED} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_D \quad (22)$$

Rovnice (22) pro vnitřní nádobu:

$$\sigma_{RED} = \sigma_{t1}^I - \sigma_{r1}^I \leq \sigma_D \quad (23)$$

Rovnice (22) pro vnější nádobu:

$$\sigma_{RED} = \sigma_{t2}^{II} - \sigma_{r2}^{II} \leq \sigma_D \quad (24)$$

Dosazení rovnic (18) a (19) do rovnice (23):

$$\frac{2 \cdot C^I}{r_1^2} \leq \sigma_D \quad (25)$$

Dosazení rovnic (18) a (19) do rovnice (24):

$$\frac{2 \cdot C^{II}}{r_2^2} \leq \sigma_D \quad (26)$$

Maximální dovolený rozdíl tlaků vnitřní nádoby získáme dosazením rovnice (21) do rovnice (25):

$$p_1 - p_2 \leq \frac{\sigma_D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \quad (27)$$

Maximální dovolený rozdíl tlaků vnitřní nádoby získáme dosazením rovnice (21) do rovnice (26):

$$p_2 - p_3 \leq \frac{\sigma_D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right] \quad (28)$$

Maximální dovolený rozdíl tlaků nalisovaného spoje dostaneme sečtením rovnic (27) a (28):

$$p_1 - p_3 \leq \frac{\sigma_D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right] \quad (29)$$

Přesah pro nalisování z rozdílu změn poloměrů (dle obr. 2.2-2):

$$\delta = \Delta r_2^{II} - \Delta r_2^I \quad (30)$$

Rovnice (30) v bezrozměrném tvaru:

$$\frac{\delta}{r_2} = \frac{\Delta r_2^{II}}{r_2} - \frac{\Delta r_2^I}{r_2} \quad (31)$$

Možnost zanedbání rozdílů poloměrů pro malé deformace:

$$r_2 \approx r_2^I \approx r_2^{II} \quad (32)$$

Dosazením vztahu (32) do rovnice (31) lze formulovat poměrná prodloužení:

$$\frac{\delta}{r_2} = \frac{\Delta r_2^{II}}{r_2^{II}} - \frac{\Delta r_2^I}{r_2^I} = \varepsilon_t^{II}(r_2) - \varepsilon_t^I(r_2) \quad (33)$$

Poměrné prodloužení vnitřní nádoby vyjádříme Hookeovým zákonem:

$$\varepsilon_t^I(r_2) = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t^I(r_2) - \nu \cdot (\sigma_r^I(r_2) + \sigma_o^I)] \quad (34)$$

Poměrné prodloužení vnější nádoby podobně:

$$\varepsilon_t^{II}(r_2) = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t^{II}(r_2) - \nu \cdot (\sigma_r^{II}(r_2) + \sigma_o^{II})] \quad (35)$$

Napětí v klasické uzavřené nalisované nádobě:

$$\sigma_r^I(r_2) = \sigma_r^{II}(r_2) = -p_2 \quad (36)$$

$$\sigma_t^I(r_2) = 2 \cdot K^I + p_2 \quad (37)$$

$$\sigma_t^{II}(r_2) = 2 \cdot K^{II} + p_2 \quad (38)$$

$$\sigma_o^I = K^I \quad (39)$$

$$\sigma_o^{II} = K^{II} \quad (40)$$

Napětí v klasické otevřené nalisované nádobě:

$$\sigma_r^I(r_2) = \sigma_r^{II}(r_2) = -p_2 \quad (41)$$

$$\sigma_t^I(r_2) = 2 \cdot K^I + p_2 \quad (42)$$

$$\sigma_t^{II}(r_2) = 2 \cdot K^{II} + p_2 \quad (43)$$

$$\sigma_o^I = \sigma_o^{II} = 0 \quad (44)$$

Konstanta pro vnitřní nádobu (dle vztahu 20):

$$K^I = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (45)$$

Konstanta pro vnější nádobu (modifikací indexů vztahu 20):

$$K^{II} = \frac{p_2 \cdot r_2^2 - p_3 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (46)$$

Dosazení rovnic (34) a (35) do rovnice (33) a vyjádření přesahu:

$$\delta = \frac{r_2}{E} \cdot [\sigma_t^{II}(r_2) - \nu \cdot (\sigma_r^{II}(r_2) + \sigma_o^{II}) - \sigma_t^I(r_2) + \nu \cdot (\sigma_r^I(r_2) + \sigma_o^I)] \quad (47)$$

Úprava rovnice (47) pro otevřené nádoby ($\sigma_{r_2}^I = \sigma_{r_2}^{II}$; $\sigma_o^I = \sigma_o^{II} = 0$):

$$\delta = \frac{r_2}{E} \cdot (\sigma_t^{II} - \sigma_t^I) \quad (48)$$

Výsledný vzorec pro přesah pro nalisování dostaneme dosazením rovnic (42) a (43) do rovnice (48):

$$\delta = \frac{r_2}{E} \cdot (K^{II} - K^I) \quad (49)$$

Přenos kroutícího momentu:

$$M_k = k \cdot p_2 \cdot f \cdot \frac{d_2}{2} \cdot b \cdot \pi \cdot d_2 \quad (50)$$

k – bezpečnost

b – šířka nalisované nádoby

Vyjádření potřebného tlaku pro nalisování z rovnice (50):

$$p_2 = \frac{2 \cdot M_k \cdot k}{f \cdot b \cdot \pi \cdot d_2^2} \quad (51)$$

3 Jednostupňová šneková převodovka

Předpokládáme uspořádání jednochodého šneku s vinutým ozubením šnekového kola. Elektromotor o příkonu 100 W a otáčkách 180 ot/min je k převodovce připojen pomocí pružné hřídelové spojky. Popis zadaných a vypočtených hodnot je uveden v tabulkách v kapitolách 3.1 a 3.2.

3.1 Zadané hodnoty

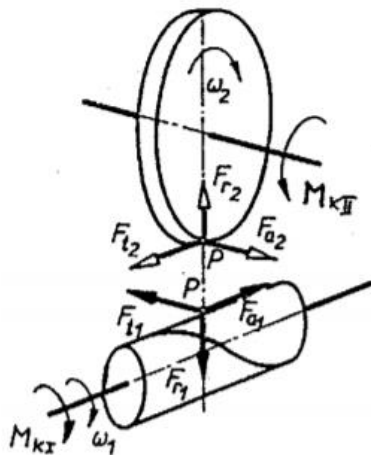
Parametr	Hodnota	Jednotka	Legenda
a	85	mm	Vzdálenost os šnekového soukolí
b	18.5	mm	Šířka náboje šnekového kola
d_2	136.4	mm	Valivý průměr šnekového kola
d_3	30	mm	Průměr hřídele šneku pod šnekem
d_3'	25	mm	Průměr hřídele šneku pod ložisky
d_4	30	mm	Průměr hřídele šnekového kola pod šnekovým kolem
d_4'	25	mm	Průměr hřídele šnekového kola pod ložisky
f	0.1	-	Součinitel tření pružina – šnek
f'	0.175	-	Součinitel tření hřídel – náboj
k_p	1.3	-	Bezpečnost pro nalisování
k_k	1.3	-	Bezpečnost na namáhání hřídele
L_h	20 000	h	Trvanlivost ložisek
n_1	180	min^{-1}	Otáčky šneku
P_1	100	W	Příkon
R_e	270	MPa	Mez kluzu hřídelí
u	64	-	Převodový poměr
α	2	-	Koeficient krutu
γ	11.5	$^\circ$	Úhel stoupání pružiny

3.2 Vypočtené hodnoty

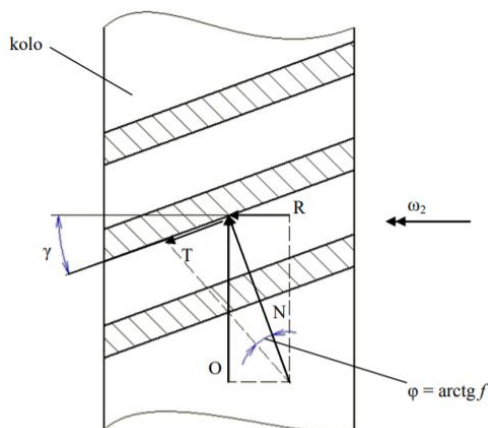
Parametr	Hodnota	Jednotka	Legenda
A_o	1 018.8	N	Osová reakce v ložisku A
A_r	184.3	N	Radiální reakce v ložisku A
A_{rx}	157.9	N	Radiální reakce v ložisku A v rovině x
A_{ry}	95.1	N	Radiální reakce v ložisku A v rovině y
B_r	184.3	N	Radiální reakce v ložisku B
B_{rx}	157.9	N	Radiální reakce v ložisku B v rovině x
B_{ry}	95.1	N	Radiální reakce v ložisku B v rovině y
C_A	7 954.8	N	Dynamická únosnost ložiska A
C_B	1 105.8	N	Dynamická únosnost ložiska B
C_C	1 208.2	N	Dynamická únosnost ložiska C

C_D	973.7	N	Dynamická únosnost ložiska D
C_o	315.8	N	Osová reakce v ložisku C
C_r	649.3	N	Radiální reakce v ložisku C
C_{rx}	509.4	N	Radiální reakce v ložisku C v rovině x
C_{ry}	402.6	N	Radiální reakce v ložisku C v rovině y
d_1	33.6	mm	Valivý průměr šneku
D_3	20	mm	Vnitřní průměr hřídele šneku
D_3'	29.8	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod šnekem
D_3''	24.9	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod ložisky
D_4	20	mm	Vnitřní průměr hřídele šnekového kola
D_4'	28.9	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod šnekovým kolem
D_4''	23.5	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod ložisky
D_r	649.3	N	Radiální reakce v ložisku D
D_{rx}	509.4	N	Radiální reakce v ložisku D v rovině x
D_{ry}	402.6	N	Radiální reakce v ložisku D v rovině y
F_A	1 325.8	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska A
F_B	184.3	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska B
F_C	805.7	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska C
F_D	649.3	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska D
M_{k1}	5 305.2	N·mm	Kroutící moment na hřídeli šneku
M_{k2}	69 482.2	N·mm	Kroutící moment na hřídeli šnekového kola
M_{o1}	16 589.4	N·mm	Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šneku
M_{o1}'	1 105	N·mm	Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šneku
M_{o2}	17 368.5	N·mm	Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šnekového kola
M_{o2}'	2 272.5	N·mm	Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šnekového kola
n_2	2.81	min ⁻¹	Otáčky šnekového kola
O	1 040.5	N	Osová síla za klidu
O'	1 018.8	N	Osová síla za pohybu
p	19.7	MPa	Minimální potřebný tlak nalisovaného spoje
P_2	20.1	W	Výkon na výstupu
R	211.7	N	Radiální síla za klidu
R'	315.8	N	Radiální síla za pohybu
η	20.1	%	Účinnost převodového soukolí
σ_D	208	MPa	Maximální dovolené napětí
ω_1	18.85	s ⁻¹	Úhlová rychlost šneku
ω_2	0.29	s ⁻¹	Úhlová rychlost šnekového kola

3.3 Výpočty



Obr. 3.3-1: Silové reakce mezi šnekem a šnekovým kolem [5]



Obr. 3.3-2: Silové poměry na šnekovém kole v kontaktu se šnekem [4]

Jelikož jsou síly na obrázcích 3.3-1 a 3.3-2 značeny rozdílně, je potřeba pro přehlednost sjednotit jejich značení.

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{t2} = 0 \\ F_{t1} &= F_{a2} = R \\ F_{r1} &= F_{r2} = 0 \end{aligned}$$

Otáčky hřídele šneku převedeme na úhlovou rychlost, kterou poté vydělíme příkon, abychom získali kroutící moment na hřídele šneku.

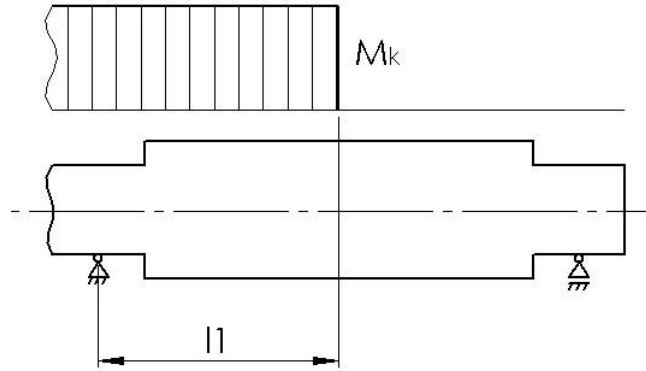
Úhlová rychlost šneku:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 180}{30} = 18.85 \frac{1}{s}$$

Kroutící moment na hřídeli šneku:

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{100}{18.85} \cdot 1\,000 = 5\,305.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průběh kroutícího momentu M_k na hřídeli šneku:



Obr. 3.3-3: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šneku

l_1 – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

Dále spočteme valivý průměr šneku pomocí valivého průměru šnekového kola a osové vzdálenosti soukolí.

Valivý průměr šneku:

$$d_1 = \left(a - \frac{d_2}{2}\right) \cdot 2 = \left(85 - \frac{136.4}{2}\right) \cdot 2 = 33.6 \text{ mm}$$

Nyní můžeme spočítat silové poměry na šneku a šnekovém kole během dvou stavů, a to za klidu a za chodu (dle obr. 3.3-1).

Radiální síla šneku za pohybu:

$$R' = \frac{M_{k1}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{5\,305.2}{\frac{33.6}{2}} = 315.8 \text{ N}$$

Radiální síla šneku za klidu:

$$R = \frac{R' \cdot \tan \gamma}{f + \tan \gamma} = \frac{315.8 \cdot \tan 11.5^\circ}{0.1 + \tan 11.5^\circ} = 211.7 \text{ N}$$

Osová síla šneku za klidu:

$$O = \frac{R}{\tan \gamma} = \frac{211.7}{\tan 11.5^\circ} = 1\,040.5 \text{ N}$$

Osová síla šneku za pohybu:

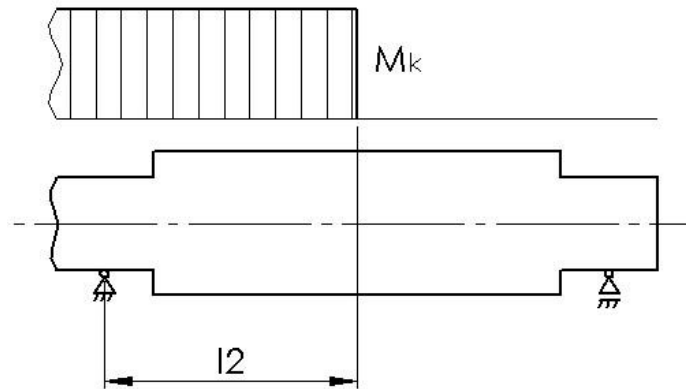
$$O' = O - f \cdot R = 1\,040.5 - 0.1 \cdot 211.7 = 1\,018.8 \text{ N}$$

Poté vypočítáme kroutící moment na šnekovém kole i jeho úhlovou rychlost (informativně i otáčky), pomocí kterých zjistíme výkon na výstupu.

Kroutící moment na hřídeli šnekového kola:

$$M_{k2} = O' \cdot \frac{d_2}{2} = 1\,018.8 \cdot \frac{136.4}{2} = 69\,482.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průběh kroutícího momentu M_k na hřídeli šnekového kola:



Obr. 3.3-4: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šnekového kola

l_2 – vzdálenost středu ložiska a středu šnekového kola

Úhlová rychlost šnekového kola:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{18.85}{64} = 0.29 \frac{1}{s}$$

Otáčky šnekového kola:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{180}{64} = 2.81 \frac{1}{min}$$

Výkon na výstupu:

$$P_2 = M_{k2} \cdot \omega_2 = \frac{69\,482.2}{1\,000} \cdot 0.29 = 20.1 \text{ W}$$

Pro zjištění účinnosti převodového soukolí mezi sebou vydělíme výkon na výstupu a příkon.

Účinnost převodového soukolí:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{20.1}{100} = 0.201 = 20.1 \%$$

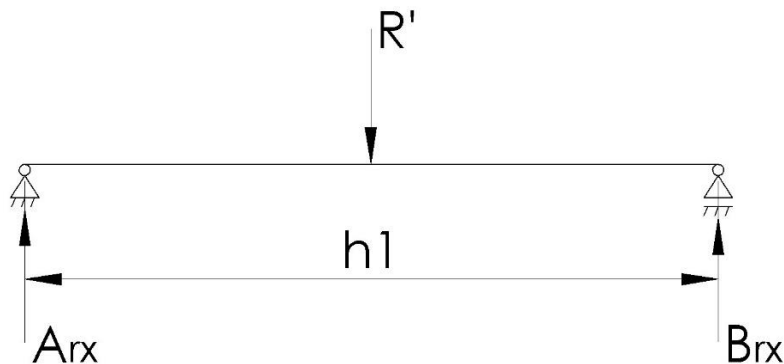
Jelikož se bude šnekové kolo na hřídel lisovat, je potřeba zjistit minimální potřebný tlak mezi hřídelí a šnekovým kolem, aby bylo schopno přenášet požadovaný kroutící moment.

Minimální potřebný tlak nalisovaného spoje:

$$p \geq \frac{2 \cdot M_{k2} \cdot k_p}{\pi \cdot d_4^2 \cdot b \cdot f'} = \frac{2 \cdot 69\,482.2 \cdot 1.3}{\pi \cdot 30^2 \cdot 18.5 \cdot 0.175} = 19.7 \text{ MPa}$$

Nyní pro návrh ložisek řešíme reakce v podpěrách (ložiskách) hřídele šneku i šnekového kola, a to ve dvou kolmých rovinách: x a y . Reakce z jednotlivých rovin následně vektorově sečteme pomocí Pythagorovy věty. Díky spočteným reakcím dále vyjádříme průběh ohybových momentů, opět ale v rovinách x a y .

Silové účinky na hřídel šneku v rovině x :



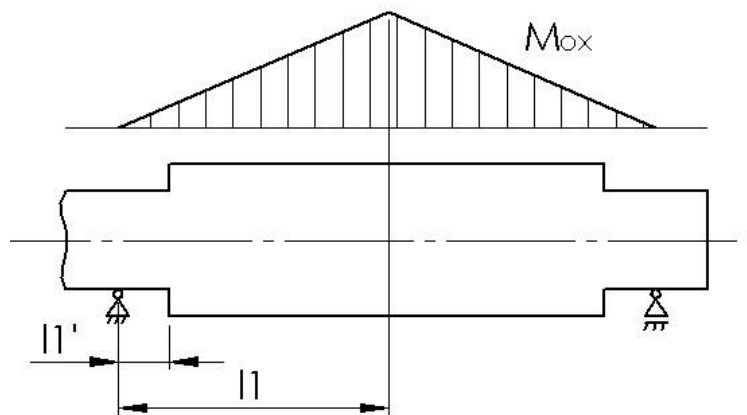
Obr. 3.3-5: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině x

h_1 – vzdálenost středů ložisek

Reakce v ložiskách na hřídeli šneku v rovině x :

$$A_{rx} = B_{rx} = \frac{R'}{2} = \frac{315.8}{2} = 157.9 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{ox} na hřídeli šneku v rovině x :

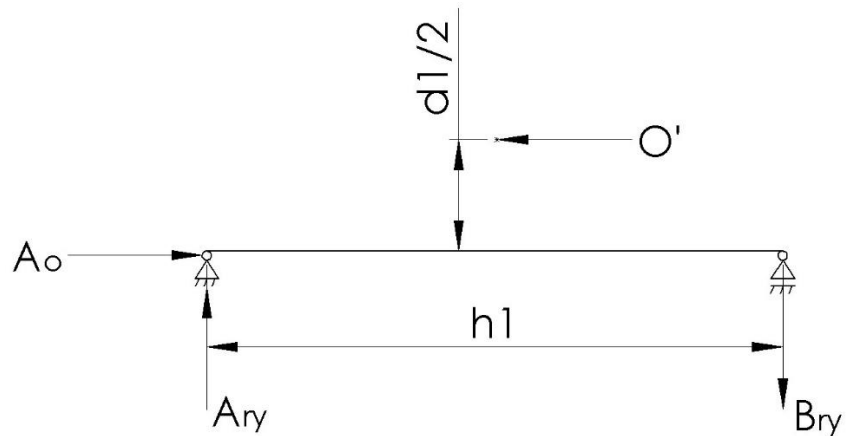


Obr. 3.3-6: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině x

l_1 – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

l_1' – vzdálenost středu ložiska a osazení

Silové účinky na hřídel šneku v rovině y:



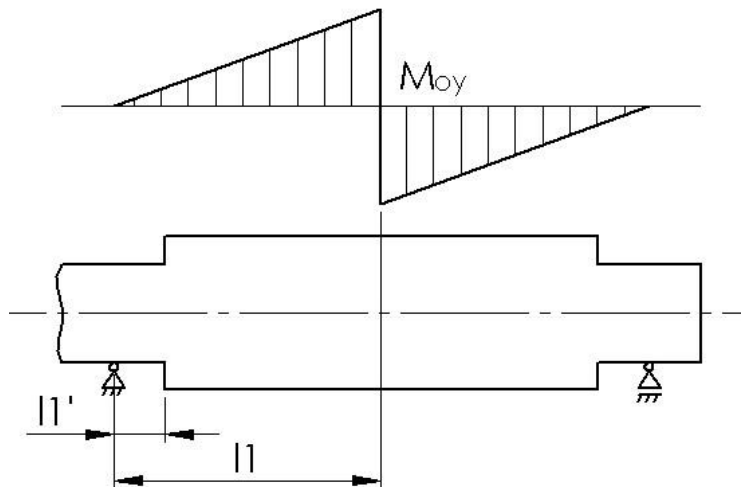
Obr. 3.3-7: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině y

h_1 – vzdálenost středů ložisek

Reakce v ložiskách na hřídeli šneku v rovině y:

$$A_{ry} = B_{ry} = \frac{O' \cdot d_1}{2 \cdot h_1} = \frac{1\,018.8 \cdot 33.6}{2 \cdot 180} = 95.1 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{oy} na hřídeli šneku v rovině y:



Obr. 3.3-8: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině y

l_1 – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

l_1' – vzdálenost středu ložiska a osazení

Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šneku:

$$M_{o1} = \sqrt{(A_{rx} \cdot l_1)^2 + (A_{ry} \cdot l_1)^2} = \sqrt{(157.9 \cdot 90)^2 + (95.1 \cdot 90)^2} = 16\,589.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šneku:

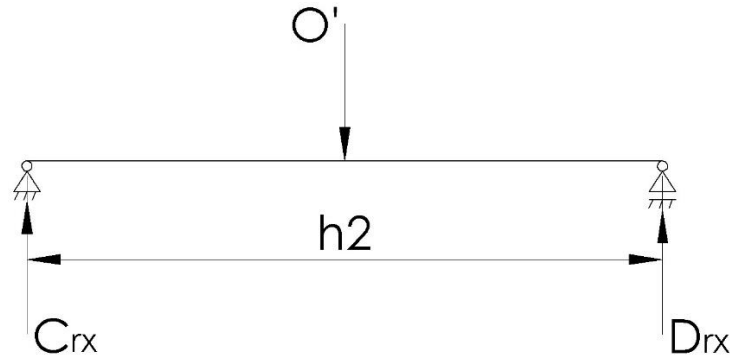
$$M'_{o1} = \sqrt{(A_{rx} \cdot l'_1)^2 + (A_{ry} \cdot l'_1)^2} = \sqrt{(157.9 \cdot 6)^2 + (95.1 \cdot 6)^2} = 1\,105 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výsledné reakce v ložiskách na hřídeli šneku:

$$A_r = B_r = \sqrt{A_{rx}^2 + A_{ry}^2} = \sqrt{157.9^2 + 95.1^2} = 184.3 \text{ N}$$

$$A_o = O' = 1\,018.8 \text{ N}$$

Silové účinky na hřídel šnekového kola v rovině x:



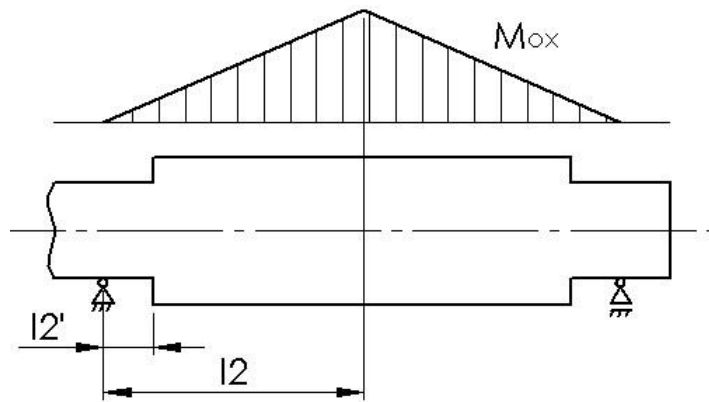
Obr. 3.3-9: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině x

h_2 – vzdálenost středů ložisek

Reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola v rovině x:

$$C_{rx} = D_{rx} = \frac{O'}{2} = \frac{1\,018.8}{2} = 509.4 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{ox} na hřídeli šnekového kola v rovině x:

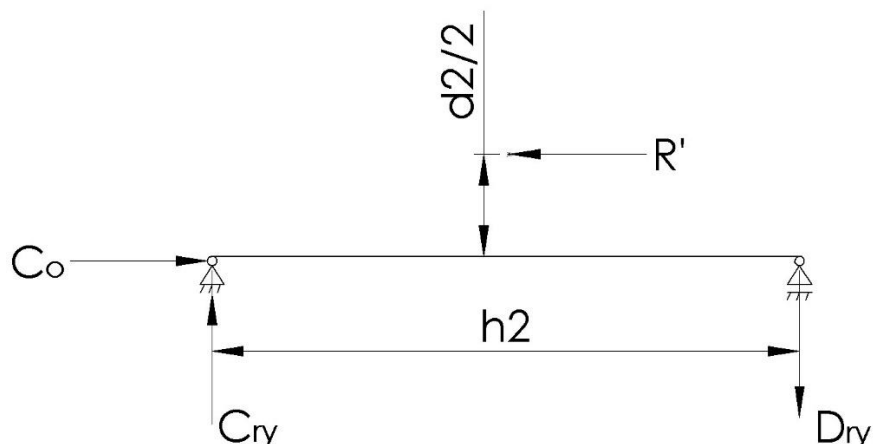


Obr. 3.3-10: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině x

l_2 – vzdálenost středu ložiska a středu šnekového kola

l_2' – vzdálenost středu ložiska a osazení

Silové účinky na hřídel šnekového kola v rovině y:



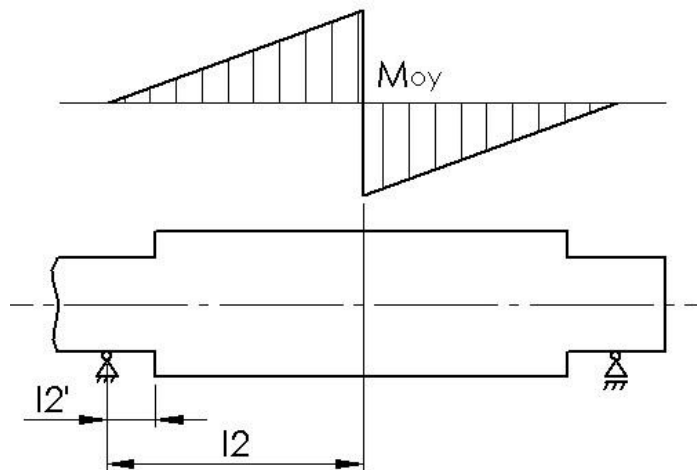
Obr. 3.3-11: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině y

h_2 – vzdálenost středů ložisek

Reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola v rovině y:

$$C_{ry} = D_{ry} = \frac{R' \cdot d_2}{2 \cdot h_2} = \frac{315.8 \cdot 136.4}{2 \cdot 53.5} = 402.6 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{oy} na hřídeli šnekového kola v rovině y:



Obr. 3.3-12: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině y

l_2 – vzdálenost středu ložiska a středu šnekového kola

l_2' – vzdálenost středu ložiska a osazení

Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šnekového kola:

$$M_{o2} = \sqrt{(C_{rx} \cdot l_2)^2 + (C_{ry} \cdot l_2)^2} = \sqrt{(509.4 \cdot 26.75)^2 + (402.6 \cdot 26.75)^2} = 17\,368.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šnekového kola:

$$M'_{o2} = \sqrt{(C_{rx} \cdot l'_2)^2 + (C_{ry} \cdot l'_2)^2} = \sqrt{(509.4 \cdot 3.5)^2 + (402.6 \cdot 3.5)^2} = 2\,272.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výsledné reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola:

$$C_r = D_r = \sqrt{C_{rx}^2 + C_{ry}^2} = \sqrt{509.4^2 + 402.6^2} = 649.3 \text{ N}$$

$$C_o = R' = 315.8 \text{ N}$$

Následně spočteme dynamické ekvivalentní zatížení ložisek, které poté dosadíme do vzorce na dynamickou únosnost ložisek, která musí vyjít větší než ta uvedená v katalogu výrobce.

Dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli šneku:

$$F_A = X \cdot A_r + Y \cdot A_o = X \cdot 184.3 + Y \cdot 1\,018.8 = 1\,325.8 \text{ N}$$

$$F_B = X \cdot B_r = X \cdot 184.3 = 184.3 \text{ N}$$

Dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli šnekového kola:

$$F_C = X \cdot C_r + Y \cdot C_o = X \cdot 649.3 + Y \cdot 315.8 = 805.7 \text{ N}$$

$$F_D = X \cdot D_r = X \cdot 649.3 = 649.3 \text{ N}$$

Dynamická únosnost ložisek na hřídeli šneku:

$$C_A = F_A \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}} = 1\,325.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 180 \cdot 20\,000}{10^6}} = 7\,954.8 \text{ N} < C_{6005} = 10\,700 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 6005

$$C_B = F_B \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}} = 184.3 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 180 \cdot 20\,000}{10^6}} = 1\,105.8 \text{ N} < C_{6005} = 10\,700 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 6005

Dynamická únosnost ložisek na hřídeli šnekového kola:

$$C_C = F_C \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}} = 805.7 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2.81 \cdot 20\,000}{10^6}} = 1\,208.2 \text{ N} < C_{61805} = 4\,360 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 61805

$$C_D = F_D \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}} = 649.3 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2.81 \cdot 20\,000}{10^6}} = 973.7 \text{ N} < C_{61805} = 4\,360 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 61805

Přenos kroutícího momentu na vstupu i výstupu je zajištěn pomocí pružných hřídelových spojek, které je potřeba volit podle maximálního dovoleného kroutícího momentu a podle průměru hřídelí.

Podmínka maximálního kroutícího momentu pro spojku na vstupu:

$$M_{k1} = 5\,305.2 \text{ N} \cdot \text{mm} < M_{k28} = 160\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \rightarrow \text{spojka KBE 2 - 28}$$

Podmínka průměru hřídele pro spojku na vstupu:

$$d_{min28} = 19 \text{ mm} < d'_3 = 25 \text{ mm} < d_{max28} = 38 \text{ mm} \rightarrow \text{spojka KBE 2 - 28}$$

Podmínka maximálního kroutícího momentu pro spojku na výstupu:

$$M_{k2} = 69\,482.2 \text{ N} \cdot \text{mm} < M_{k28} = 160\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \rightarrow \text{spojka KBE 2 - 28}$$

Podmínka průměru hřídele pro spojku na výstupu:

$$d_{min28} = 19 \text{ mm} < d'_4 = 25 \text{ mm} < d_{max28} = 38 \text{ mm} \rightarrow \text{spojka KBE 2 - 28}$$

Dimenzování vnitřního průměru hřídele šneku a vnitřního průměru hřídele šnekového kola, které získáme ze vzorce pro redukované napětí podle Trescovy teorie. Uvažujeme kombinaci krutu a ohybu.

Maximální dovolené napětí:

$$\sigma_D \leq \frac{R_e}{k_k} = \frac{270}{1.3} = 208 \text{ MPa}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod šnekem:

$$\begin{aligned} \sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_3^4 - D_3'^4}{d_3}}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_3^4 - D_3'^4}{d_3}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{16\,589.4}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{30^4 - D_3'^4}{30}}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{5\,305.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{30^4 - D_3'^4}{30}}\right)^2} \leq \sigma_D = 208 \text{ MPa} \rightarrow D_3' \\ &= 29.8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod ložisky:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M'_{o1}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_3'^4 - D_3''^4}{d_3'}}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_3'^4 - D_3''^4}{d_3'}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{1105}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{25^4 - D_3''^4}{25}}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{5305.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{25^4 - D_3''^4}{25}}\right)^2} \leq \sigma_D = 208 \text{ MPa} \rightarrow D_3'' \\ &= 24.9 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod šnekovým kolem:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M_{o2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4^4 - D_4^4}{d_4}} + p\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_4^4 - D_4^4}{d_4}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{17368.5}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{30^4 - D_4^4}{30}} + 19.7\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{69482.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{30^4 - D_4^4}{30}}\right)^2} \leq \sigma_D = 208 \text{ MPa} \\ &\rightarrow D_4' = 28.9 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod ložisky:

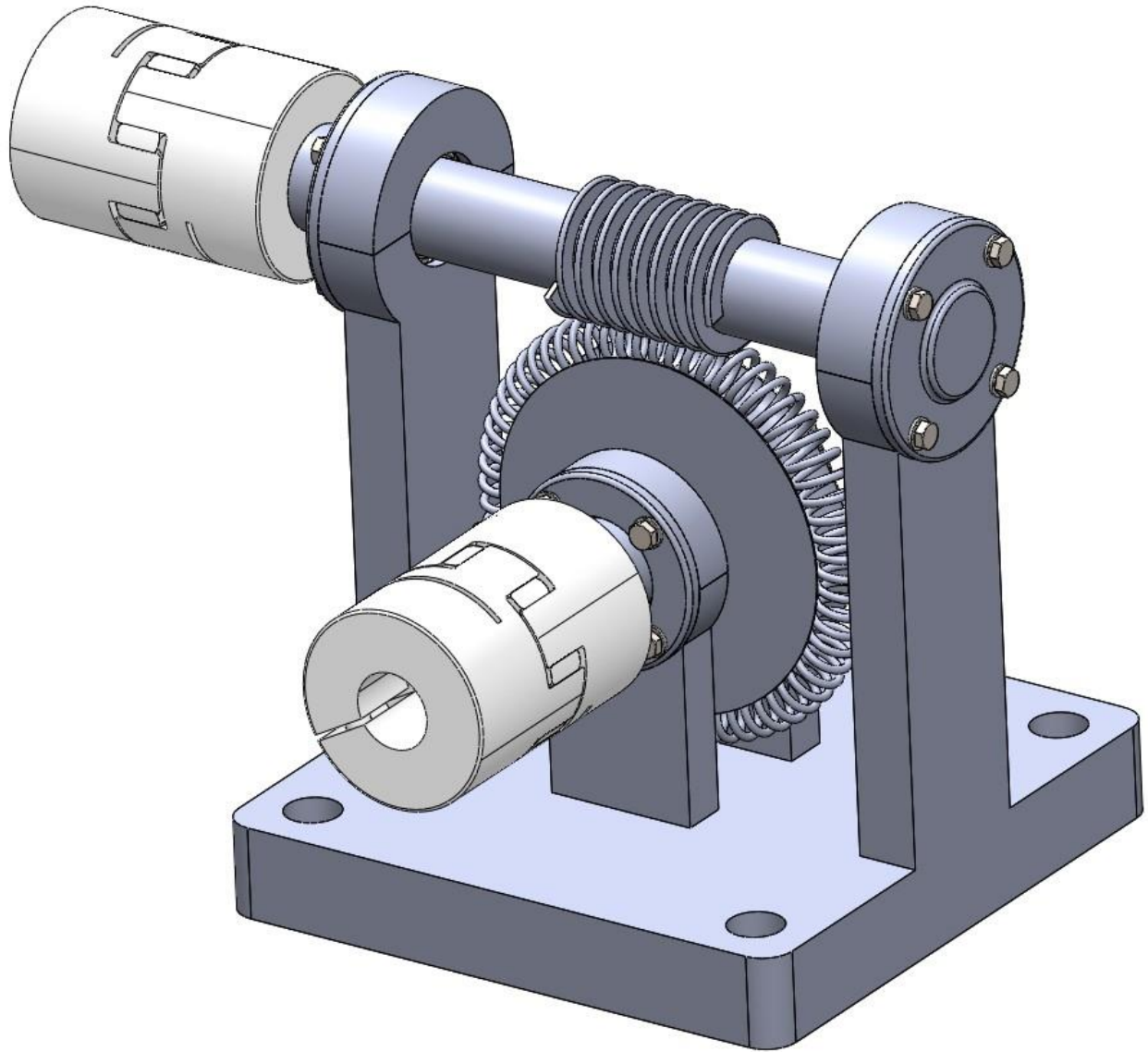
$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M'_{o2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4'^4 - D_4''^4}{d_4'}} + p\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_4'^4 - D_4''^4}{d_4'}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{2272.5}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{25^4 - D_4''^4}{25}} + 19.7\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{69482.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{25^4 - D_4''^4}{25}}\right)^2} \leq \sigma_D = 208 \text{ MPa} \\ &\rightarrow D_4'' = 23.5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Z technologických důvodů zvoleny průměry:

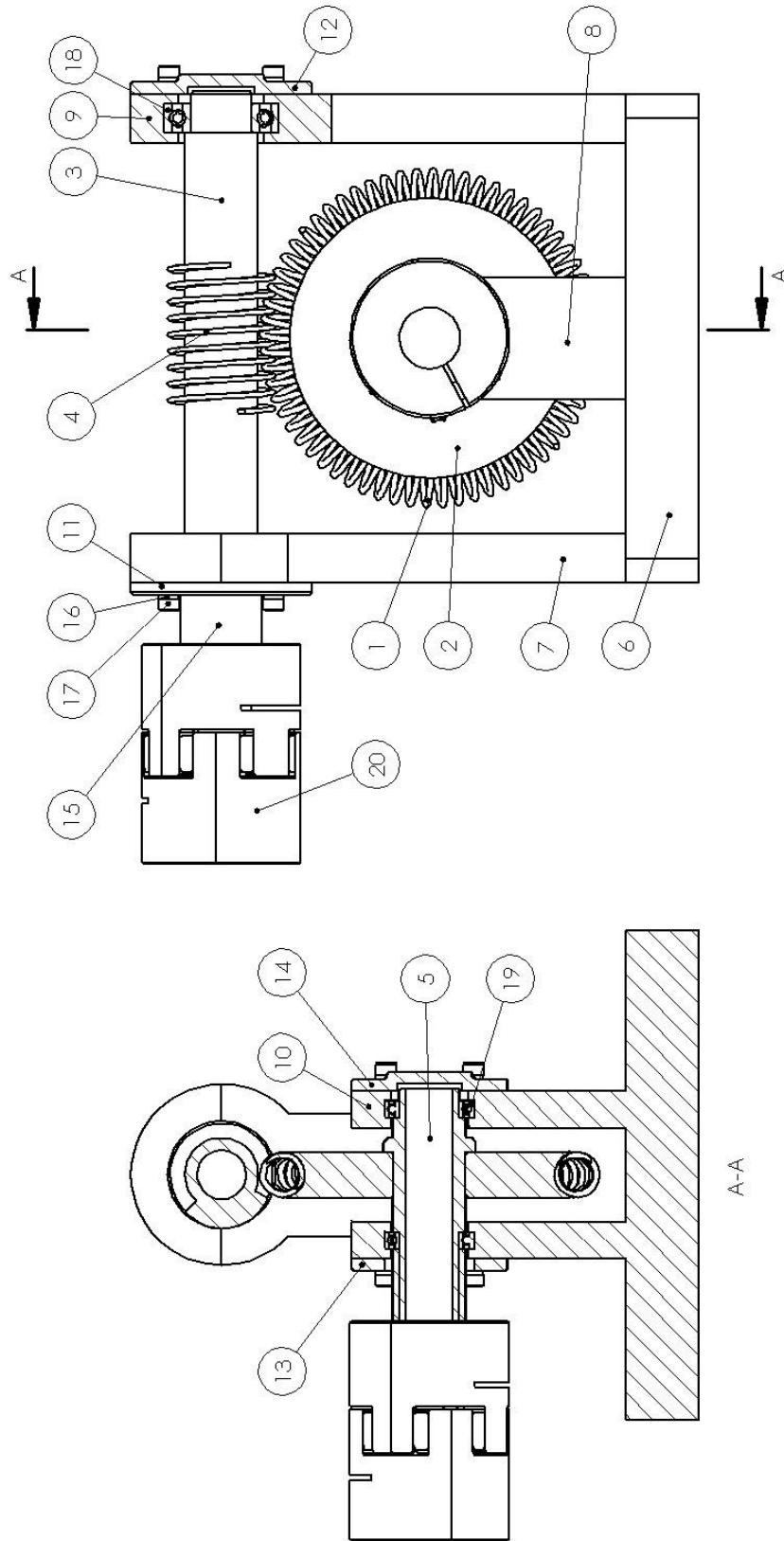
$$D_3 = 20 \text{ mm}$$

$$D_4 = 20 \text{ mm}$$

3.4 Model a výkres



Obr. 3.4-1: Model jednodupňové převodovky



Obr. 3.4-2: Výkres jednostupňové převodovky

Pozice	Název součásti	Počet kusů
1	Větec šnekového kola	1
2	Náboj šnekového kola	1
3	Hřídel šneku	1
4	Závit šneku	1
5	Hřídel šnekového kola	1
6	Základ	1
7	Velké rameno	2
8	Malé rameno	2
9	Velký kryt	2
10	Malý kryt	2
11	Velké průchozí víčko	1
12	Velké neprůchozí víčko	1
13	Malé průchozí víčko	1
14	Malé neprůchozí víčko	1
15	Distanční trubka	2
16	Pružná podložka	16
17	Imbusový šroub	16
18	Velké kuličkové ložisko	2
19	Malé kuličkové ložisko	2
20	Pružná hřídelová spojka	2

4 Dvoustupňová šneková převodovka

Předpokládáme uspořádání jednochodého šneku s vinutými ozubenými šnekovými koly. Elektromotor o příkonu 100 W a otáčkách 180 ot/min je k převodovce připojen pomocí řemenového převodu. Popis zadaných a vypočtených hodnot je uveden v tabulkách v kapitolách 4.1, 4.2, 4.2.1 a 4.2.2.

4.1 Zadané hodnoty

Parametr	Hodnota	Jednotka	Legenda
a	85	mm	Vzdálenost os většího šnekového soukolí
a'	50.9	mm	Vzdálenost os menšího šnekového soukolí
b	18.5	mm	Šířka náboje většího šnekového kola
b'	18.5	mm	Šířka náboje menšího šnekového kola
b''	16	mm	Šířka řemenice
d_2	136.4	mm	Valivý průměr většího šnekového kola
d_2'	68.2	mm	Valivý průměr menšího šnekového kola
d_3	30	mm	Průměr hřídele šneku pod šnekem
d_3'	25	mm	Průměr hřídele šneku pod ložisky
d_4	35	mm	Průměr hřídele šnekového kola pod větším šnekovým kolem
d_4'	30	mm	Průměr hřídele šnekového kola pod menším šnekovým kolem
d_4''	25	mm	Průměr hřídele šnekového kola pod ložisky
d_p	80	mm	Výpočtový průměr řemenice
f	0.1	-	Součinitel tření pružina – šnek
f'	0.175	-	Součinitel tření hřídel – náboj
k_p	1.3	-	Bezpečnost pro nalisování
k_k	1.3	-	Bezpečnost na namáhání hřídele
L_h	20 000	h	Trvanlivost ložisek
n_1	180	min ⁻¹	Otáčky šneku
P_1	100	W	Příkon
R_e	270	MPa	Mez kluzu hřídelí
u	64	-	Převodový poměr většího soukolí
u'	32	-	Převodový poměr menšího soukolí
α	2	-	Koeficient krutu
γ	11.5	°	Úhel stoupání pružiny

4.2 Vypočtené hodnoty

Parametr	Hodnota	Jednotka	Legenda
d_1	33.6	mm	Valivý průměr šneku
M_{k1}	5 305.2	N·mm	Kroutící moment na hřídeli šneku
M_{k2}	69 482.2	N·mm	Kroutící moment na hřídeli šnekového kola pro větší soukolí

M_{kz}'	34 741.1	N·mm	Kroutící moment na hřídeli šnekového kola pro menší soukolí
O	1 040.5	N	Osová síla za klidu
O'	1 018.8	N	Osová síla za pohybu
p	14.5	MPa	Minimální potřebný tlak v nalisování většího šnekového kola
p'	9.9	MPa	Minimální potřebný tlak v nalisování menšího šnekového kola
p''	2.5	MPa	Minimální potřebný tlak v nalisování řemenice
R	211.7	N	Radiální síla za klidu
R'	315.8	N	Radiální síla za pohybu
\check{R}	145.8	N	Předpětí v řemenu
\check{R}'	132.6	N	Přenášená tečná síla řemenice
ω_1	18.85	s ⁻¹	Úhlová rychlost šneku

4.2.1 Větší soukolí

Parametr	Hodnota	Jednotka	Legenda
A_o	1 018.8	N	Osová reakce v ložisku A
A_r	322.8	N	Radiální reakce v ložisku A
A_{rx}	157.9	N	Radiální reakce v ložisku A v rovině x
A_{ry}	281.5	N	Radiální reakce v ložisku A v rovině y
B_r	208.2	N	Radiální reakce v ložisku B
B_{rx}	157.9	N	Radiální reakce v ložisku B v rovině x
B_{ry}	135.7	N	Radiální reakce v ložisku B v rovině y
C_A	8 419.8	N	Dynamická únosnost ložiska A
C_B	1 249.2	N	Dynamická únosnost ložiska B
C_C	829.7	N	Dynamická únosnost ložiska C
C_D	1 307.3	N	Dynamická únosnost ložiska D
C_o	315.8	N	Osová reakce v ložisku C
C_r	198.5	N	Radiální reakce v ložisku C
C_{rx}	155.7	N	Radiální reakce v ložisku C v rovině x
C_{ry}	123.1	N	Radiální reakce v ložisku C v rovině y
D_3	20	mm	Vnitřní průměr hřídele šneku
D_3'	29.5	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod šnekem
D_3''	24.7	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod ložisky
D_4	20	mm	Vnitřní průměr hřídele šnekového kola
D_4'	34.2	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod větším šnekovým kolem
D_4''	29	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod menším šnekovým kolem
D_4'''	23.5	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod ložisky
D_r	871.8	N	Radiální reakce v ložisku D
D_{rx}	863.1	N	Radiální reakce v ložisku D v rovině x
D_{ry}	123.1	N	Radiální reakce v ložisku D v rovině y
F_A	1 403.3	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska A

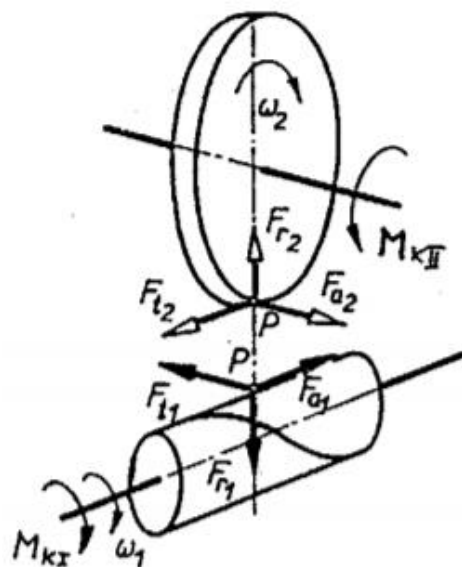
F_B	208.2	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska B
F_C	553.3	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska C
F_D	871.8	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska D
M_{o1}	32 812.6	N·mm	Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šneku
M_{o1}'	11 372.4	N·mm	Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šneku
M_{o2}	29 425.3	N·mm	Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šnekového kola
M_{o2}'	10 658.6	N·mm	Maximální ohybový moment na středním průměru hřídele šnekového kola
M_{o2}''	3 051.4	N·mm	Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šnekového kola
n_2	2.81	min ⁻¹	Otáčky šnekového kola
P_2	20.1	W	Výkon na výstupu
η	20.1	%	Účinnost převodového soukolí
σ_D	208	MPa	Maximální dovolené napětí
ω_2	0.29	s ⁻¹	Úhlová rychlost šnekového kola

4.2.2 Menší soukolí

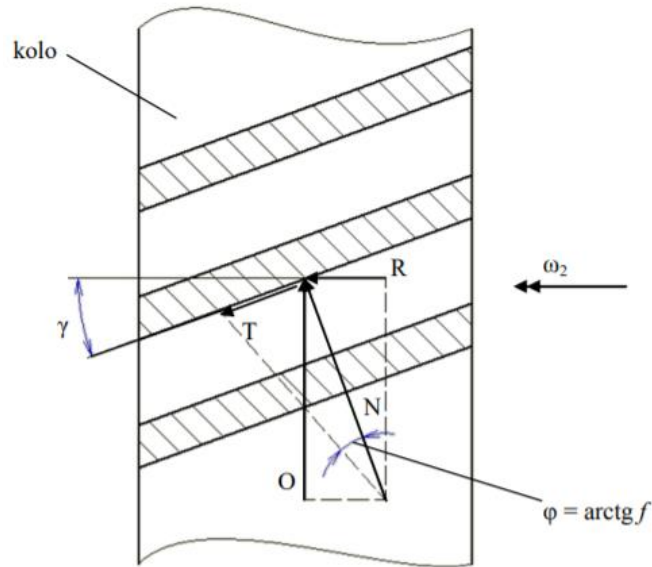
Parametr	Hodnota	Jednotka	Legenda
A_o	1 018.8	N	Osová reakce v ložisku A
A_r	322.8	N	Radiální reakce v ložisku A
A_{rx}	157.9	N	Radiální reakce v ložisku A v rovině x
A_{ry}	281.5	N	Radiální reakce v ložisku A v rovině y
B_r	208.2	N	Radiální reakce v ložisku B
B_{rx}	157.9	N	Radiální reakce v ložisku B v rovině x
B_{ry}	135.7	N	Radiální reakce v ložisku B v rovině y
C_A	8 419.8	N	Dynamická únosnost ložiska A
C_B	1 249.2	N	Dynamická únosnost ložiska B
C_C	1 643	N	Dynamická únosnost ložiska C
C_D	502.9	N	Dynamická únosnost ložiska D
C_o	315.8	N	Osová reakce v ložisku C
C_r	762.5	N	Radiální reakce v ložisku C
C_{rx}	760	N	Radiální reakce v ložisku C v rovině x
C_{ry}	61.5	N	Radiální reakce v ložisku C v rovině y
D_3	20	mm	Vnitřní průměr hřídele šneku
D_3'	29.5	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod šnekem
D_3''	24.7	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod ložisky
D_4	20	mm	Vnitřní průměr hřídele šnekového kola
D_4'	34.5	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod větším šnekovým kolem

D_4''	29.2	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod menším šnekovým kolem
D_4'''	24.3	mm	Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod ložisky
D_r	266	N	Radiální reakce v ložisku D
D_{rx}	258.8	N	Radiální reakce v ložisku D v rovině x
D_{ry}	61.5	N	Radiální reakce v ložisku D v rovině y
F_A	1 403.3	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska A
F_B	208.2	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska B
F_C	869.1	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska C
F_D	266	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska D
M_{o1}	32 812.6	N·mm	Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šneku
M_{o1}'	11 372.4	N·mm	Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šneku
M_{o2}	32 266.6	N·mm	Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šnekového kola
M_{o2}'	34 723	N·mm	Maximální ohybový moment na středním průměru hřídele šnekového kola
M_{o2}''	2 668.7	N·mm	Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šnekového kola
n_2	5.63	min ⁻¹	Otáčky šnekového kola
P_2	20.5	W	Výkon na výstupu
η	20.5	%	Účinnost převodového soukolí
σ_D	208	MPa	Maximální dovolené napětí
ω_2	0.59	s ⁻¹	Úhlová rychlost šnekového kola

4.3 Výpočty



Obr. 4.3-1: Silové reakce mezi šnekem a šnekovým kolem [5]



Obr. 4.3-2: Silové poměry na šnekovém kole v kontaktu se šnekem [4]

Jelikož jsou síly na obrázcích 4.3-1 a 4.3-2 značeny rozdílně, je potřeba pro přehlednost sjednotit jejich značení.

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{t2} = O \\ F_{t1} &= F_{a2} = R \\ F_{r1} &= F_{r2} = 0 \end{aligned}$$

Otáčky hřídele šneku převedeme na úhlovou rychlost, kterou poté vydělíme příkon, abychom získali kroutící moment na hřídeli šneku.

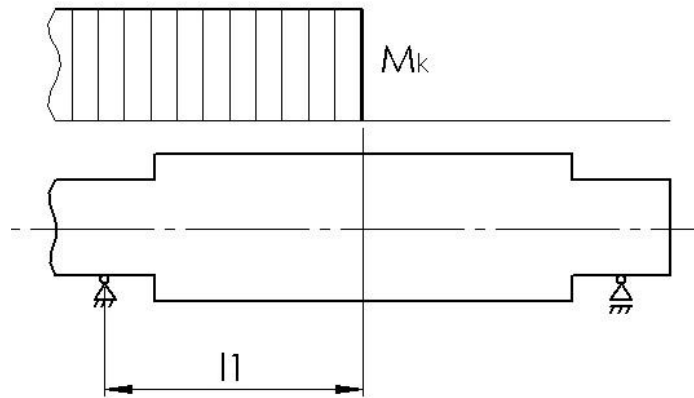
Úhlová rychlost šneku:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 180}{30} = 18.85 \frac{1}{s}$$

Kroutící moment na hřídeli šneku:

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{100}{18.85} \cdot 1\,000 = 5\,305.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průběh kroutícího momentu M_k na hřídeli šneku:



Obr. 4.3-3: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šneku

l_1 – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

Dále spočteme valivý průměr šneku pomocí valivého průměru většího šnekového kola a osové vzdálenosti většího soukolí.

Valivý průměr šneku:

$$d_1 = \left(a - \frac{d_2}{2} \right) \cdot 2 = \left(85 - \frac{136.4}{2} \right) \cdot 2 = 33.6 \text{ mm}$$

Nyní můžeme spočítat silové poměry na šneku a šnekovém kole, které budou během obou stavů (větší i menší soukolí) stejné (dle obr. 4.3-1).

Radiální síla šneku za pohybu:

$$R' = \frac{M_{k1}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{5\,305.2}{\frac{33.6}{2}} = 315.8 \text{ N}$$

Radiální síla šneku za klidu:

$$R = \frac{R' \cdot \tan \gamma}{f + \tan \gamma} = \frac{315.8 \cdot \tan 11.5^\circ}{0.1 + \tan 11.5^\circ} = 211.7 \text{ N}$$

Osová síla šneku za klidu:

$$O = \frac{R}{\tan \gamma} = \frac{211.7}{\tan 11.5^\circ} = 1\,040.5 \text{ N}$$

Osová síla šneku za pohybu:

$$O' = O - f \cdot R = 1\,040.5 - 0.1 \cdot 211.7 = 1\,018.8 \text{ N}$$

Jelikož je kroutící moment z motoru na převodovku přenášen řemenovým převodem, spočítáme sílu působící na hřídel šneku způsobenou předepnutím řemene.

Přenášená tečná síla řemenice:

$$\check{R}' = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_p} = \frac{2 \cdot 5\,305.2}{80} = 132.6 \text{ N}$$

Předpětí v řemenu:

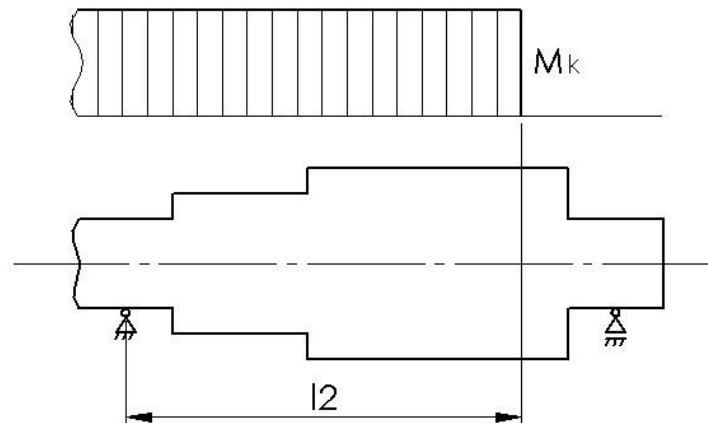
$$\check{R} = 2 \cdot 0.55 \cdot \check{R}' = 2 \cdot 0.55 \cdot 132.6 = 145.8 \text{ N}$$

Poté vypočítáme kroutící moment na šnekovém kole pro oba případy, tedy pro větší i menší soukolí.

Kroutící moment na hřídeli šnekového kola pro větší soukolí:

$$M_{k2} = O' \cdot \frac{d_2}{2} = 1\,018.8 \cdot \frac{136.4}{2} = 69\,482.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průběh kroutícího momentu M_k na hřídeli šnekového kola pro větší soukolí:



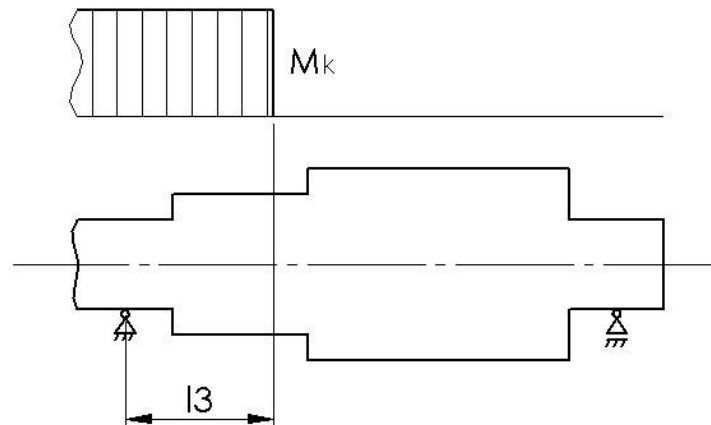
Obr. 4.3-4: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šnekového kola pro větší soukolí

l_2 – vzdálenost středu ložiska a středu většího šnekového kola

Kroutící moment na hřídeli šnekového kola pro menší soukolí:

$$M'_{k2} = O' \cdot \frac{d'_2}{2} = 1\,018.8 \cdot \frac{68.2}{2} = 34\,741.1 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průběh kroutícího momentu M_k na hřídeli šnekového kola pro menší soukolí:



Obr. 4.3-5: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šnekového kola pro menší soukolí

l_3 – vzdálenost středu ložiska a středu menšího šnekového kola

Jelikož se budou šneková kola a řemenice na hřídele lisovat, je potřeba zjistit minimální potřebný tlak mezi hřídelemi a náboji, aby byly schopny přenášet požadované kroutící momenty.

Minimální potřebný tlak v nalisování většího šnekového kola:

$$p \geq \frac{2 \cdot M_{k2} \cdot k_p}{\pi \cdot d_4^2 \cdot b \cdot f'} = \frac{2 \cdot 69\,482.2 \cdot 1.3}{\pi \cdot 35^2 \cdot 18.5 \cdot 0.175} = 14.5 \text{ MPa}$$

Minimální potřebný tlak v nalisování menšího šnekového kola:

$$p' \geq \frac{2 \cdot M'_{k2} \cdot k_p}{\pi \cdot d_4'^2 \cdot b' \cdot f'} = \frac{2 \cdot 34\,741.1 \cdot 1.3}{\pi \cdot 30^2 \cdot 18.5 \cdot 0.175} = 9.9 \text{ MPa}$$

Minimální potřebný tlak v nalisování řemenice:

$$p'' \geq \frac{2 \cdot M_{k1} \cdot k_p}{\pi \cdot d_3'^2 \cdot b'' \cdot f'} = \frac{2 \cdot 5\,305.2 \cdot 1.3}{\pi \cdot 25^2 \cdot 16 \cdot 0.175} = 2.5 \text{ MPa}$$

Přenos kroutícího momentu na vstupu už je zajištěn pomocí řemenice, ale na výstupu je použita pružná hřídelové spojka, kterou je potřeba volit podle maximálního dovoleného kroutícího momentu a podle průměru hřídele.

Podmínka maximálního kroutícího momentu:

$$M_{k2} = 69\,482.2 \text{ N} \cdot \text{mm} < M_{k28} = 160\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \rightarrow \text{spojka KBE 2 – 28}$$

Podmínka průměru hřídele:

$$d_{min28} = 19 \text{ mm} < d_4'' = 25 \text{ mm} < d_{max28} = 38 \text{ mm} \rightarrow \text{spojka KBE 2 – 28}$$

Pro lepší přehlednost je zbytek výpočtů rozdělen do dvou podkapitol podle toho, v jakém soukolí je zrovna převodovka zařazena.

4.3.1 Větší soukolí

Vypočítáme úhlovou rychlost (informativně i otáčky) na šnekovém kole, pomocí které, společně s kroutícím momentem, zjistíme výkon na výstupu.

Úhlová rychlost šnekového kola:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{18.85}{64} = 0.29 \frac{1}{s}$$

Otáčky šnekového kola:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{180}{64} = 2.81 \frac{1}{min}$$

Výkon na výstupu:

$$P_2 = M_{k2} \cdot \omega_2 = \frac{69\,482.2}{1\,000} \cdot 0.29 = 20.1 \text{ W}$$

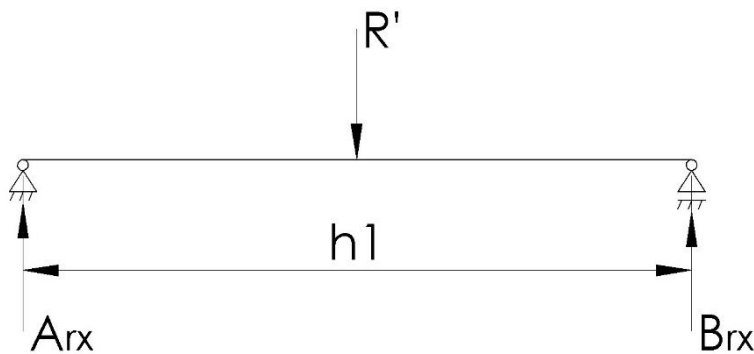
Pro zjištění účinnosti převodového soukolí mezi sebou vydělíme výkon na výstupu a příkon.

Účinnost převodového soukolí:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{20.1}{100} = 0.201 = 20.1 \%$$

Nyní pro návrh ložisek řešíme reakce v podpěrách (ložiskách) hřídele šneku i šnekového kola, a to ve dvou kolmých rovinách: x a y . Reakce z jednotlivých rovin následně vektorově sečteme pomocí Pythagorovy věty. Díky spočteným reakcím dále vyjádříme průběh ohybových momentů, opět ale v rovinách x a y .

Silové účinky na hřídel šneku v rovině x :



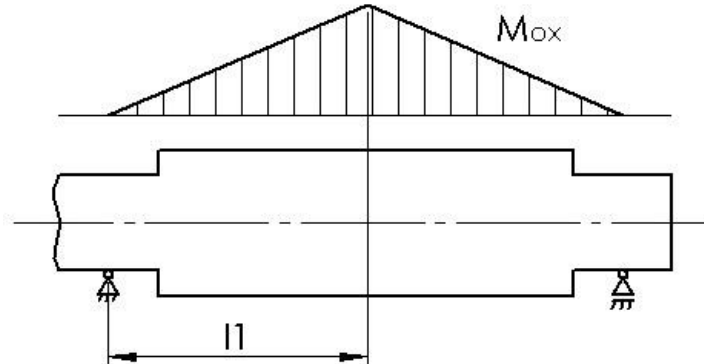
Obr. 4.3-6: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině x

h_1 – vzdálenost středů ložisek

Reakce v ložiskách na hřídeli šneku v rovině x:

$$A_{rx} = B_{rx} = \frac{R'}{2} = \frac{315.8}{2} = 157.9 \text{ N}$$

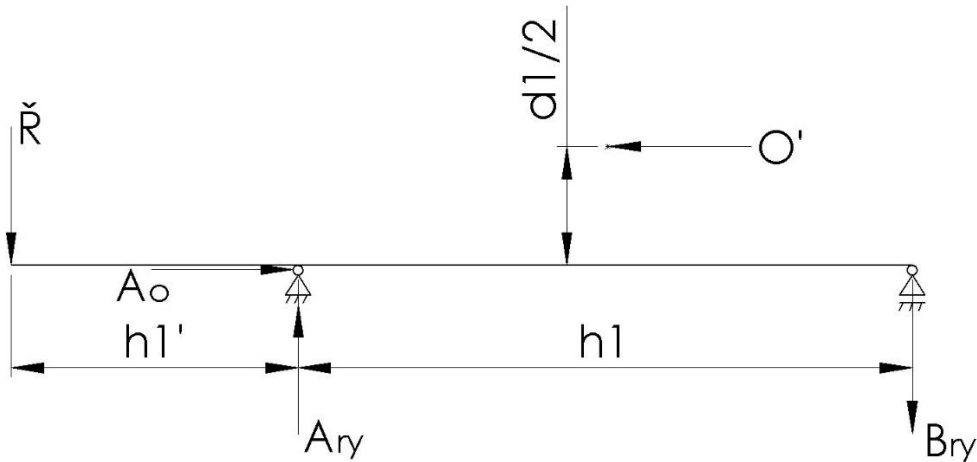
Průběh ohybového momentu M_{ox} na hřídeli šneku v rovině x:



Obr. 4.3-7: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině x

l_1 – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

Silové účinky na hřídel šneku v rovině y:



Obr. 4.3-8: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině y

h_1 – vzdálenost středů ložisek

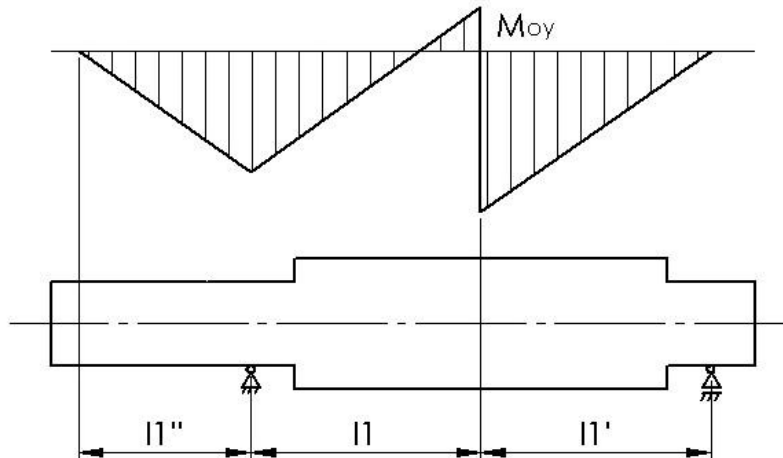
h_1' – vzdálenost středu ložiska a středu řemenice

Reakce v ložiskách na hřídeli šneku v rovině y:

$$A_{ry} = \frac{\check{R} \cdot (h_1 + h_1') + O' \cdot \frac{d_1}{2}}{h_1} = \frac{145.8 \cdot (210 + 78) + 1\,018.8 \cdot \frac{33.6}{2}}{210} = 281.5 \text{ N}$$

$$B_{ry} = A_{ry} - \check{R} = 281.5 - 145.8 = 135.7 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{oy} na hřídeli šneku v rovině y :



Obr. 4.3-9: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině y

l_1 – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

l_1' – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

l_1'' – vzdálenost středu ložiska a středu řemenice

Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šneku:

$$M_{o1} = \sqrt{(A_{rx} \cdot l_1)^2 + (B_{ry} \cdot l_1')^2} = \sqrt{(281.5 \cdot 105)^2 + (135.7 \cdot 105)^2} = 32\,812.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šneku:

$$M'_{o1} = \sqrt{(\check{R} \cdot l_1')^2 + (0)^2} = \sqrt{(145.8 \cdot 78)^2} = 11\,372.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

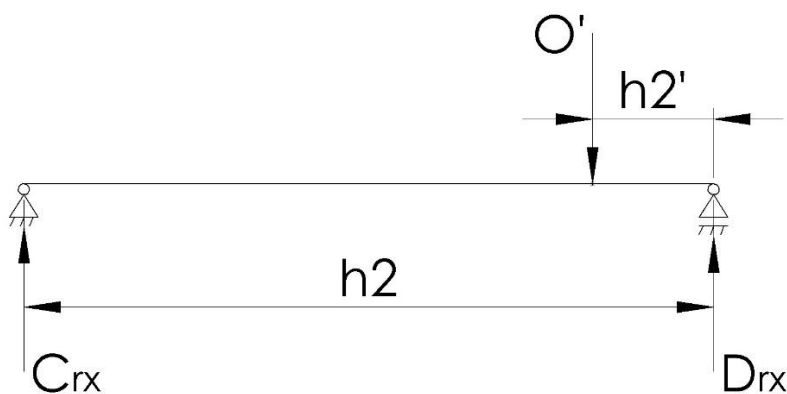
Výsledné reakce v ložiskách na hřídeli šneku:

$$A_r = \sqrt{A_{rx}^2 + A_{ry}^2} = \sqrt{157.9^2 + 281.5^2} = 322.8 \text{ N}$$

$$B_r = \sqrt{B_{rx}^2 + B_{ry}^2} = \sqrt{157.9^2 + 135.7^2} = 208.2 \text{ N}$$

$$A_o = O' = 1\,018.8 \text{ N}$$

Silové účinky na hřídel šnekového kola v rovině x:



Obr. 4.3-10: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině x

h_2 – vzdálenost středů ložisek

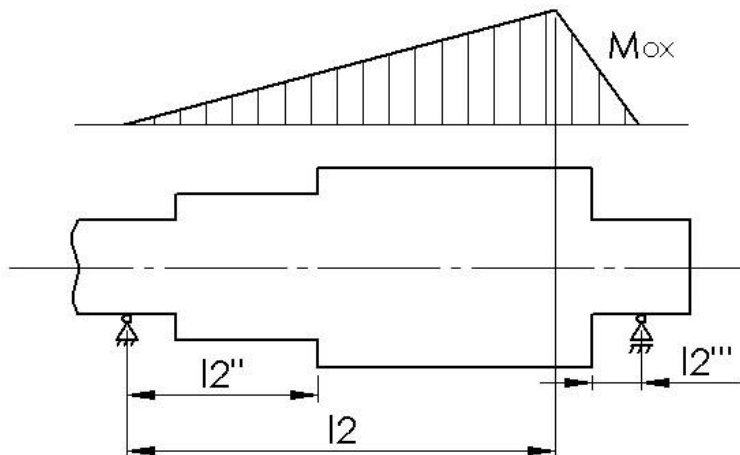
h_2' – vzdálenost středu ložiska a středu většího šnekového kola

Reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola v rovině x:

$$C_{rx} = \frac{O' \cdot h_2'}{h_2} = \frac{1\,018.8 \cdot 26.75}{175} = 155.7 \text{ N}$$

$$D_{rx} = O' - C_{rx} = 1\,018.8 - 155.7 = 863.1 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{ox} na hřídeli šnekového kola v rovině x:



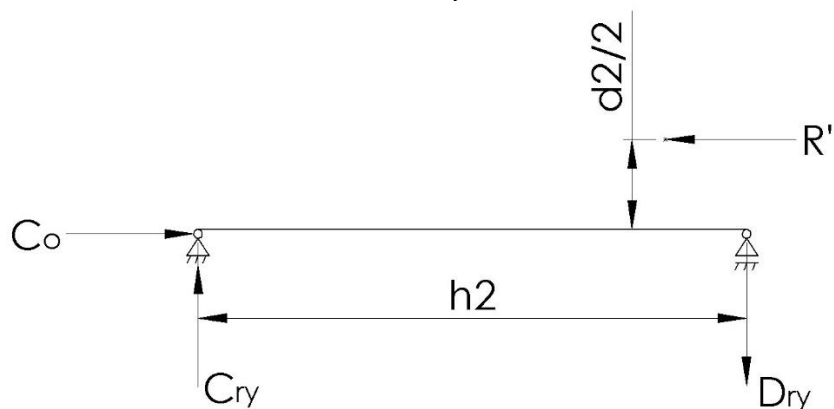
Obr. 4.3-11: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině x

l_2 – vzdálenost středu ložiska a středu většího šnekového kola

l_2'' – vzdálenost středu ložiska a osazení

l_2''' – vzdálenost středu ložiska a osazení

Silové účinky na hřídel šnekového kola v rovině y:



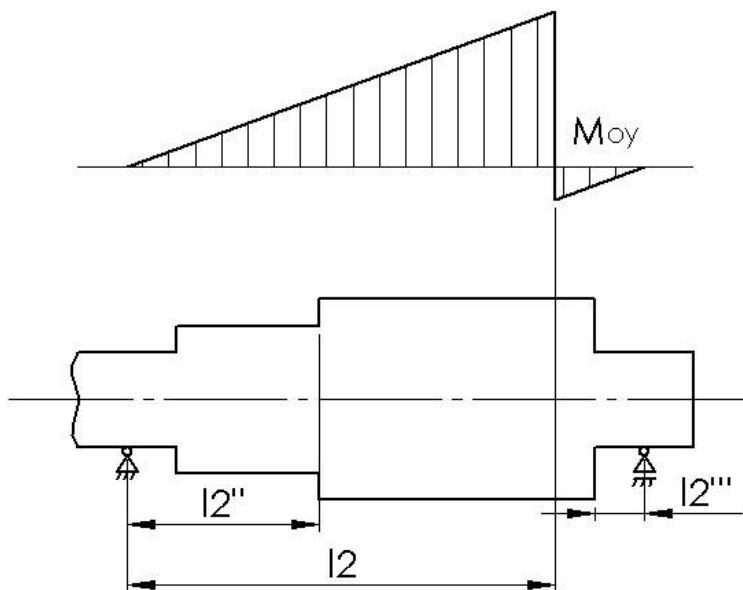
Obr. 4.3-12: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině y

h_2 – vzdálenost středů ložisek

Reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola v rovině y:

$$C_{ry} = D_{ry} = \frac{R' \cdot d_2}{2 \cdot h_2} = \frac{315.8 \cdot 136.4}{2 \cdot 175} = 123.1 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{oy} na hřídeli šnekového kola v rovině y:



Obr. 4.3-13: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině y

l_2 – vzdálenost středu ložiska a středu většího šnekového kola

l_2'' – vzdálenost středu ložiska a osazení

l_2''' – vzdálenost středu ložiska a osazení

Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šnekového kola:

$$M_{o2} = \sqrt{(C_{rx} \cdot l_2)^2 + (C_{ry} \cdot l_2)^2} = \sqrt{(155.7 \cdot 148.25)^2 + (123.1 \cdot 148.25)^2} \\ = 29\,425.3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Maximální ohybový moment na středním průměru hřídele šnekového kola:

$$M'_{o2} = \sqrt{(C_{rx} \cdot l'_2)^2 + (C_{ry} \cdot l'_2)^2} = \sqrt{(155.7 \cdot 53.7)^2 + (123.1 \cdot 53.7)^2} = 10\,658.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šnekového kola:

$$M''_{o2} = \sqrt{(D_{rx} \cdot l''_2)^2 + (D_{ry} \cdot l''_2)^2} = \sqrt{(863.1 \cdot 3.5)^2 + (123.1 \cdot 3.5)^2} = 3\,051.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výsledné reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola:

$$C_r = \sqrt{C_{rx}^2 + C_{ry}^2} = \sqrt{155.7^2 + 123.1^2} = 198.5 \text{ N}$$

$$D_r = \sqrt{D_{rx}^2 + D_{ry}^2} = \sqrt{863.1^2 + 123.1^2} = 871.8 \text{ N}$$

$$C_o = R' = 315.8 \text{ N}$$

Následně spočteme dynamické ekvivalentní zatížení ložisek, které poté dosadíme do vzorce na dynamickou únosnost ložisek, která musí vyjít větší než ta uvedená v katalogu výrobce.

Dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli šneku:

$$F_A = X \cdot A_r + Y \cdot A_o = X \cdot 322.8 + Y \cdot 1\,018.8 = 1\,403.3 \text{ N}$$

$$F_B = X \cdot B_r = X \cdot 208.2 = 208.2 \text{ N}$$

Dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli šnekového kola:

$$F_C = X \cdot C_r + Y \cdot C_o = X \cdot 198.5 + Y \cdot 315.8 = 553.3 \text{ N}$$

$$F_D = X \cdot D_r = X \cdot 871.8 = 871.8 \text{ N}$$

Dynamická únosnost ložisek na hřídeli šneku:

$$C_A = F_A \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}} = 1\,403.3 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 180 \cdot 20\,000}{10^6}} = 8\,419.8 \text{ N} < C_{6005} = 10\,700 \text{ N} \\ \rightarrow \text{ložisko SKF 6005}$$

$$C_B = F_B \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}} = 208.2 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 180 \cdot 20\,000}{10^6}} = 1\,249.2 \text{ N} < C_{6005} = 10\,700 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 6005

Dynamická únosnost ložisek na hřídeli šnekového kola:

$$C_C = F_C \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}} = 553.3 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2.81 \cdot 20\,000}{10^6}} = 829.7 \text{ N} < C_{61805} = 4\,360 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 61805

$$C_D = F_D \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}} = 871.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2.81 \cdot 20\,000}{10^6}} = 1\,307.3 \text{ N} < C_{61805} = 4\,360 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 61805

Dimenzování vnitřního průměru hřídele šneku a vnitřního průměru hřídele šnekového kola, které získáme ze vzorce pro redukované napětí podle Trescovy teorie. Uvažujeme kombinaci krutu a ohybu.

Maximální dovolené napětí:

$$\sigma_D \leq \frac{R_e}{k_k} = \frac{270}{1.3} = 208 \text{ MPa}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod šnekem:

$$\begin{aligned} \sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_3^4 - D_3'^4}{d_3}} + p'' \right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_3^4 - D_3'^4}{d_3}} \right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{32\,812.6}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{30^4 - D_3'^4}{30}} + 2.5 \right)^2 + \left(2 \cdot \frac{5\,305.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{30^4 - D_3'^4}{30}} \right)^2} \leq \sigma_D = 208 \text{ MPa} \rightarrow D_3' \\ &= 29.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod ložisky:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M'_{o1}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_3'^4 - D_3''^4}{d_3'}} + p''\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_3'^4 - D_3''^4}{d_3'}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{11\,372.4}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{25^4 - D_3''^4}{25}} + 2.5\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{5\,305.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{25^4 - D_3''^4}{25}}\right)^2} \leq \sigma_D = 208 \text{ MPa} \\ &\rightarrow D_3'' = 24.7 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod větším šnekovým kolem:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M_{o2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4^4 - D_4'^4}{d_4}} + p + p'\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_4^4 - D_4'^4}{d_4}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{29\,425.3}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{35^4 - D_4'^4}{35}} + 14.5 + 9.9\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{69\,482.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{35^4 - D_4'^4}{35}}\right)^2} \leq \sigma_D \\ &= 208 \text{ MPa} \rightarrow D_4' = 34.2 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod menším šnekovým kolem:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M'_{o2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4'^4 - D_4''^4}{d_4'}} + p + p'\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_4'^4 - D_4''^4}{d_4'}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{10\,658.6}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{30^4 - D_4''^4}{30}} + 14.5 + 9.9\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{69\,482.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{30^4 - D_4''^4}{30}}\right)^2} \leq \sigma_D \\ &= 208 \text{ MPa} \rightarrow D_4'' = 29 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod ložisky:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M_{o2}''}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4''^4 - D_4''^4}{d_4''}} + p + p'\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_4''^4 - D_4''^4}{d_4''}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{3\,051.4}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{25^4 - D_4''^4}{25}} + 14.5 + 9.9\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{69\,482.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{25^4 - D_4''^4}{25}}\right)^2} \leq \sigma_D \\ &= 208 \text{ MPa} \rightarrow D_4'' = 23.5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Z technologických důvodů zvoleny průměry:

$$D_3 = 20 \text{ mm}$$

$$D_4 = 20 \text{ mm}$$

4.3.2 Menší soukolí

Vypočítáme úhlovou rychlost (informativně i otáčky) na šnekovém kole, pomocí které, společně s kroutícím momentem, zjistíme výkon na výstupu.

Úhlová rychlost šnekového kola:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u'} = \frac{18.85}{32} = 0.59 \frac{1}{s}$$

Otáčky šnekového kola:

$$n_2 = \frac{n_1}{u'} = \frac{180}{32} = 5.63 \frac{1}{min}$$

Výkon na výstupu:

$$P_2 = M'_{k2} \cdot \omega_2 = \frac{34\,741.1}{1\,000} \cdot 0.59 = 20.5 \text{ W}$$

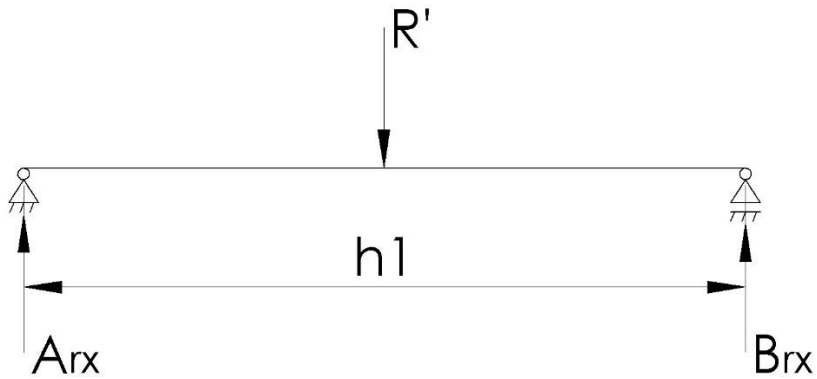
Pro zjištění účinnosti převodového soukolí mezi sebou vydělíme výkon na výstupu a příkon.

Účinnost převodového soukolí:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{20.5}{100} = 0.205 = 20.5 \%$$

Nyní pro návrh ložisek řešíme reakce v podpěrách (ložiskách) hřídele šneku i šnekového kola, a to ve dvou kolmých rovinách: x a y. Reakce z jednotlivých rovin následně vektorově sečteme pomocí Pythagorovy věty. Díky spočteným reakcím dále vyjádříme průběh ohybových momentů, opět ale v rovinách x a y.

Silové účinky na hřídel šneku v rovině x:



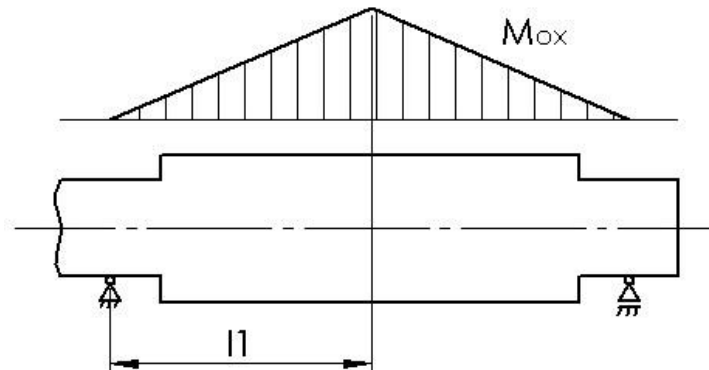
Obr. 4.3-14: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině x

h_1 – vzdálenost středů ložisek

Reakce v ložiskách na hřídeli šneku v rovině x:

$$A_{rx} = B_{rx} = \frac{R'}{2} = \frac{315.8}{2} = 157.9 \text{ N}$$

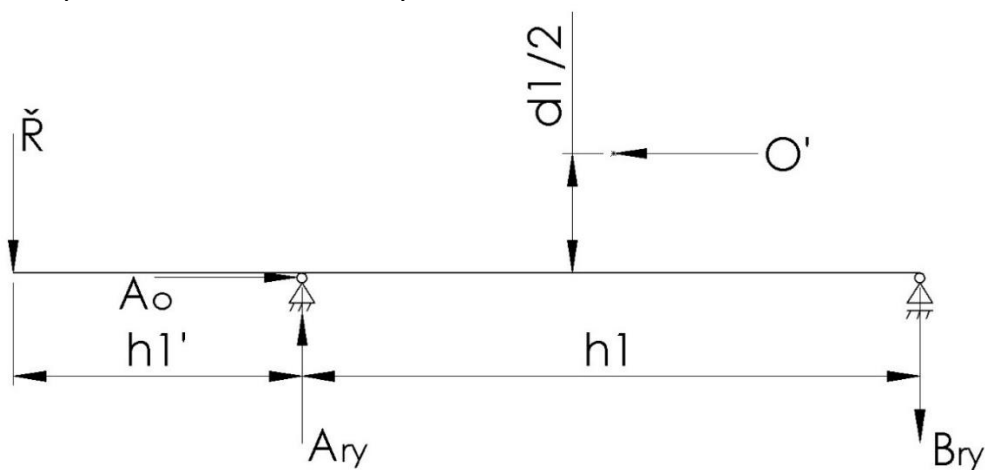
Průběh ohybového momentu M_{ox} na hřídeli šneku v rovině x:



Obr. 4.3-15: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině x

l_1 – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

Silové účinky na hřídel šneku v rovině y:



Obr. 4.3-16: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině y

h_1 – vzdálenost středů ložisek

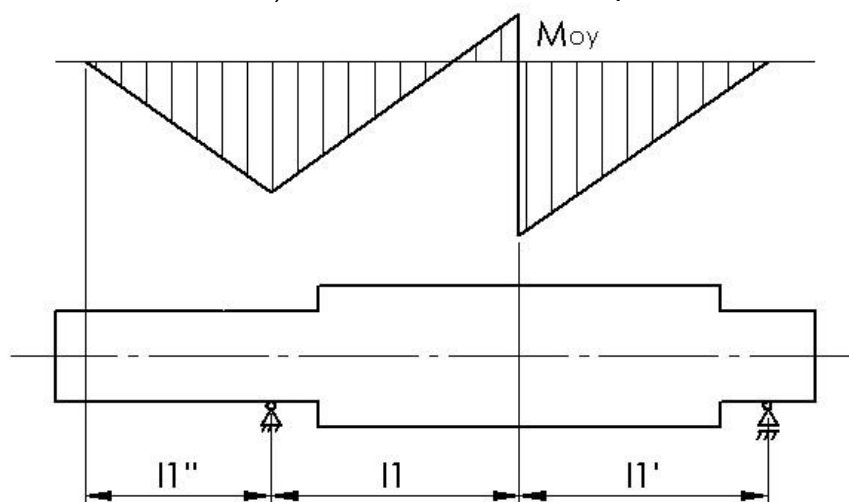
h_1' – vzdálenost středu ložiska a středu řemenice

Reakce v ložiskách na hřídeli šneku v rovině y:

$$A_{ry} = \frac{\check{R} \cdot (h_1 + h_1') + O' \cdot \frac{d_1}{2}}{h_1} = \frac{145.8 \cdot (210 + 78) + 1\,018.8 \cdot \frac{33.6}{2}}{210} = 281.5 \text{ N}$$

$$B_{ry} = A_{ry} - \check{R} = 281.5 - 145.8 = 135.7 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{oy} na hřídeli šneku v rovině y:



Obr. 4.3-17: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině y

l_1 – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

l_1' – vzdálenost středu ložiska a středu šneku

l_1'' – vzdálenost středu ložiska a středu řemenice

Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šneku:

$$M_{o1} = \sqrt{(A_{rx} \cdot l_1)^2 + (B_{ry} \cdot l_1')^2} = \sqrt{(281.5 \cdot 105)^2 + (135.7 \cdot 105)^2} = 32\,812.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šneku:

$$M'_{o1} = \sqrt{(\check{R} \cdot l_1')^2 + (0)^2} = \sqrt{(145.8 \cdot 78)^2} = 11\,372.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

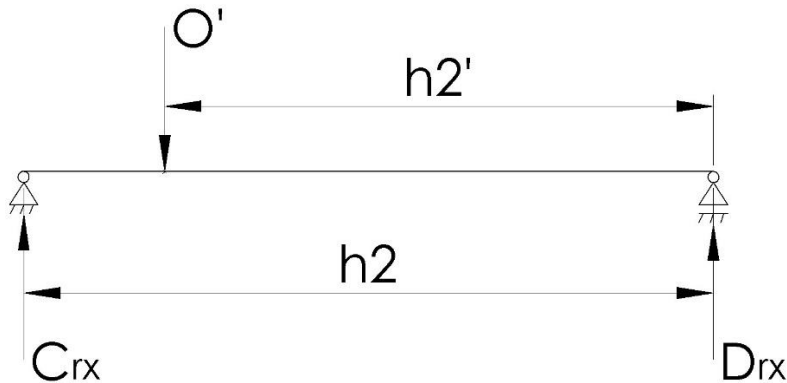
Výsledné reakce v ložiskách na hřídeli šneku:

$$A_r = \sqrt{A_{rx}^2 + A_{ry}^2} = \sqrt{157.9^2 + 281.5^2} = 322.8 \text{ N}$$

$$B_r = \sqrt{B_{rx}^2 + B_{ry}^2} = \sqrt{157.9^2 + 135.7^2} = 208.2 \text{ N}$$

$$A_o = O' = 1\,018.8 \text{ N}$$

Silové účinky na hřídel šnekového kola v rovině x:



Obr. 4.3-18: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině x

h_2 – vzdálenost středů ložisek

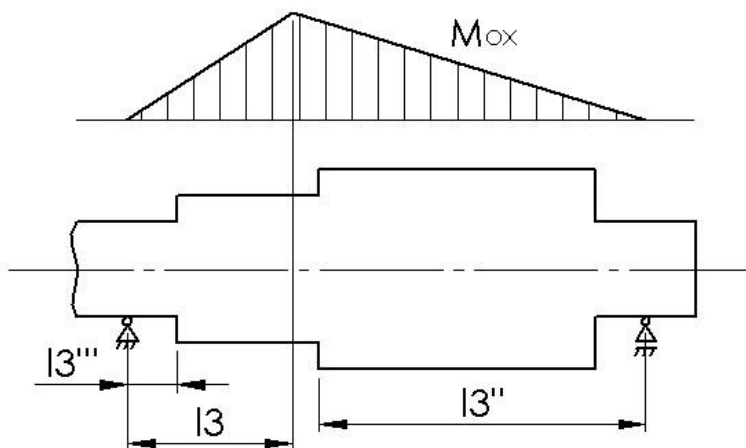
h_2' – vzdálenost středu ložiska a středu menšího šnekového kola

Reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola v rovině x:

$$C_{rx} = \frac{O' \cdot h_2'}{h_2} = \frac{1\,018.8 \cdot 130.55}{175} = 760 \text{ N}$$

$$D_{rx} = O' - C_{rx} = 1\,018.8 - 760 = 258.8 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{ox} na hřídeli šnekového kola v rovině x:



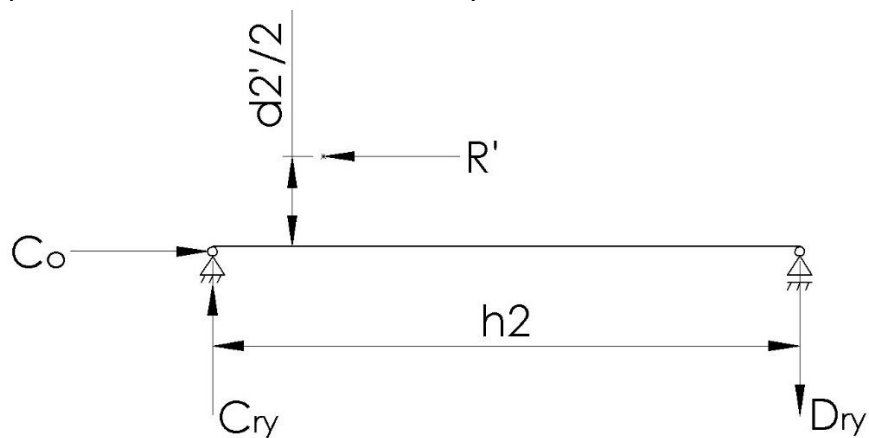
Obr. 4.3-19: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině x

l_3 – vzdálenost středu ložiska a středu menšího šnekového kola

l_3'' – vzdálenost středu ložiska a osazení

l_3''' – vzdálenost středu ložiska a osazení

Silové účinky na hřídel šnekového kola v rovině y:



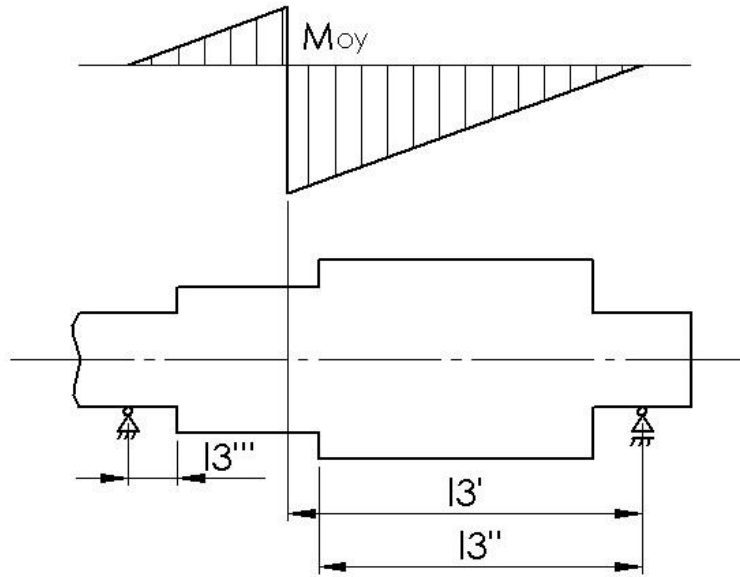
Obr. 4.3-20: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině y

h_2 – vzdálenost středů ložisek

Reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola v rovině y:

$$C_{ry} = D_{ry} = \frac{R' \cdot d_2'}{2 \cdot h_2} = \frac{315.8 \cdot 68.2}{2 \cdot 175} = 61.5 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu M_{oy} na hřídeli šnekového kola v rovině y :



Obr. 4.3-21: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině y

l_3' – vzdálenost středu ložiska a středu menšího šnekového kola

l_3'' – vzdálenost středu ložiska a osazení

l_3''' – vzdálenost středu ložiska a osazení

Maximální ohybový moment na velkém průměru hřídele šnekového kola:

$$M_{o2} = \sqrt{(D_{rx} \cdot l_3''')^2 + (D_{ry} \cdot l_3''')^2} = \sqrt{(258.8 \cdot 121.3)^2 + (61.5 \cdot 121.3)^2} = 32\,266.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Maximální ohybový moment na středním průměru hřídele šnekového kola:

$$M'_{o2} = \sqrt{(C_{rx} \cdot l_3)^2 + (D_{ry} \cdot l_3')^2} = \sqrt{(760 \cdot 44.45)^2 + (61.5 \cdot 130.55)^2} = 34\,723 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Maximální ohybový moment na malém průměru hřídele šnekového kola:

$$M''_{o2} = \sqrt{(C_{rx} \cdot l_3''')^2 + (C_{ry} \cdot l_3''')^2} = \sqrt{(760 \cdot 3.5)^2 + (61.5 \cdot 3.5)^2} = 2\,668.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výsledné reakce v ložiskách na hřídeli šnekového kola:

$$C_r = \sqrt{C_{rx}^2 + C_{ry}^2} = \sqrt{760^2 + 61.5^2} = 762.5 \text{ N}$$

$$D_r = \sqrt{D_{rx}^2 + D_{ry}^2} = \sqrt{258.8^2 + 61.5^2} = 266 \text{ N}$$

$$C_o = R' = 315.8 \text{ N}$$

Následně spočteme dynamické ekvivalentní zatížení ložisek, které poté dosadíme do vzorce na dynamickou únosnost ložisek, která musí vyjít větší než ta uvedená v katalogu výrobce.

Dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli šneku:

$$F_A = X \cdot A_r + Y \cdot A_o = X \cdot 322.8 + Y \cdot 1\,018.8 = 1\,403.3 \text{ N}$$

$$F_B = X \cdot B_r = X \cdot 208.2 = 208.2 \text{ N}$$

Dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli šnekového kola:

$$F_C = X \cdot C_r + Y \cdot C_o = X \cdot 762.5 + Y \cdot 315.8 = 869.1 \text{ N}$$

$$F_D = X \cdot D_r = X \cdot 266 = 266 \text{ N}$$

Dynamická únosnost ložisek na hřídeli šneku:

$$C_A = F_A \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}} = 1\,403.3 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 180 \cdot 20\,000}{10^6}} = 8\,419.8 \text{ N} < C_{6005} = 10\,700 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 6005

$$C_B = F_B \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}} = 208.2 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 180 \cdot 20\,000}{10^6}} = 1\,249.2 \text{ N} < C_{6005} = 10\,700 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 6005

Dynamická únosnost ložisek na hřídeli šnekového kola:

$$C_C = F_C \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}} = 869.1 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5.63 \cdot 20\,000}{10^6}} = 1\,643 \text{ N} < C_{61805} = 4\,360 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 61805

$$C_D = F_D \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}} = 266 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5.63 \cdot 20\,000}{10^6}} = 502.9 \text{ N} < C_{61805} = 4\,360 \text{ N}$$

→ ložisko SKF 61805

Dimenzování vnitřního průměru hřídele šneku a vnitřního průměru hřídele šnekového kola, které získáme ze vzorce pro redukované napětí podle Trescovy teorie. Uvažujeme kombinaci krutu a ohybu.

Maximální dovolené napětí:

$$\sigma_D \leq \frac{R_e}{k_k} = \frac{270}{1.3} = 208 \text{ MPa}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod šnekem:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_3^4 - D_3'^4}{d_3}} + p''\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_3^4 - D_3'^4}{d_3}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{32\,812.6}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{30^4 - D_3'^4}{30}} + 2.5\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{5\,305.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{30^4 - D_3'^4}{30}}\right)^2} \leq \sigma_D = 208 \text{ MPa} \rightarrow D_3' \\ &= 29.5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šneku pod ložisky:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M'_{o1}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_3'^4 - D_3''^4}{d_3'}} + p''\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_3'^4 - D_3''^4}{d_3'}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{11\,372.4}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{25^4 - D_3''^4}{25}} + 2.5\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{5\,305.2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{25^4 - D_3''^4}{25}}\right)^2} \leq \sigma_D = 208 \text{ MPa} \\ &\rightarrow D_3'' = 24.7 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod větším šnekovým kolem:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M_{o2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4^4 - D_4'^4}{d_4}} + p + p'\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M'_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_4^4 - D_4'^4}{d_4}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{32\,266.6}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{35^4 - D_4'^4}{35}} + 14.5 + 9.9\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{34\,741.1}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{35^4 - D_4'^4}{35}}\right)^2} \leq \sigma_D \\ &= 208 \text{ MPa} \rightarrow D_4' = 34.5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod menším šnekovým kolem:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M'_{o2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4'^4 - D_4''^4}{d_4'}} + p + p'\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M'_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_4'^4 - D_4''^4}{d_4'}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{34\,723}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{30^4 - D_4''^4}{30}} + 14.5 + 9.9\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{34\,741.1}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{30^4 - D_4''^4}{30}}\right)^2} \leq \sigma_D \\ &= 208 \text{ MPa} \rightarrow D_4'' = 29.2 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maximální vnitřní průměr hřídele šnekového kola pod ložisky:

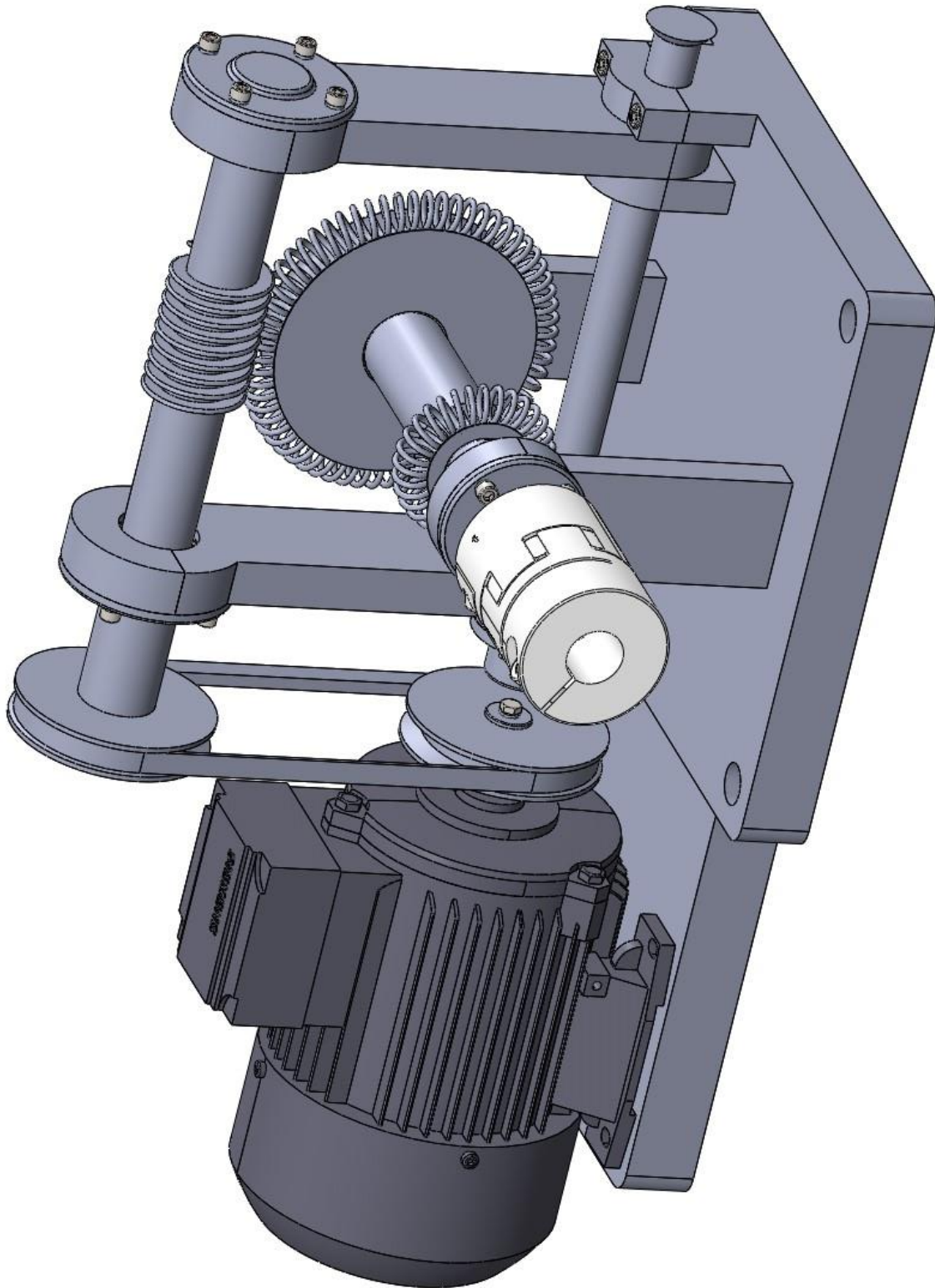
$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{M''_{o2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_4''^4 - D_4'''^4}{d_4''}} + p + p'\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M'_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_4''^4 - D_4'''^4}{d_4''}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{2\,668.7}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{25^4 - D_4'''^4}{25}} + 14.5 + 9.9\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{34\,741.1}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{25^4 - D_4'''^4}{25}}\right)^2} \leq \sigma_D \\ &= 208 \text{ MPa} \rightarrow D_4''' = 24.3 \text{ mm}\end{aligned}$$

Z technologických důvodů zvoleny průměry:

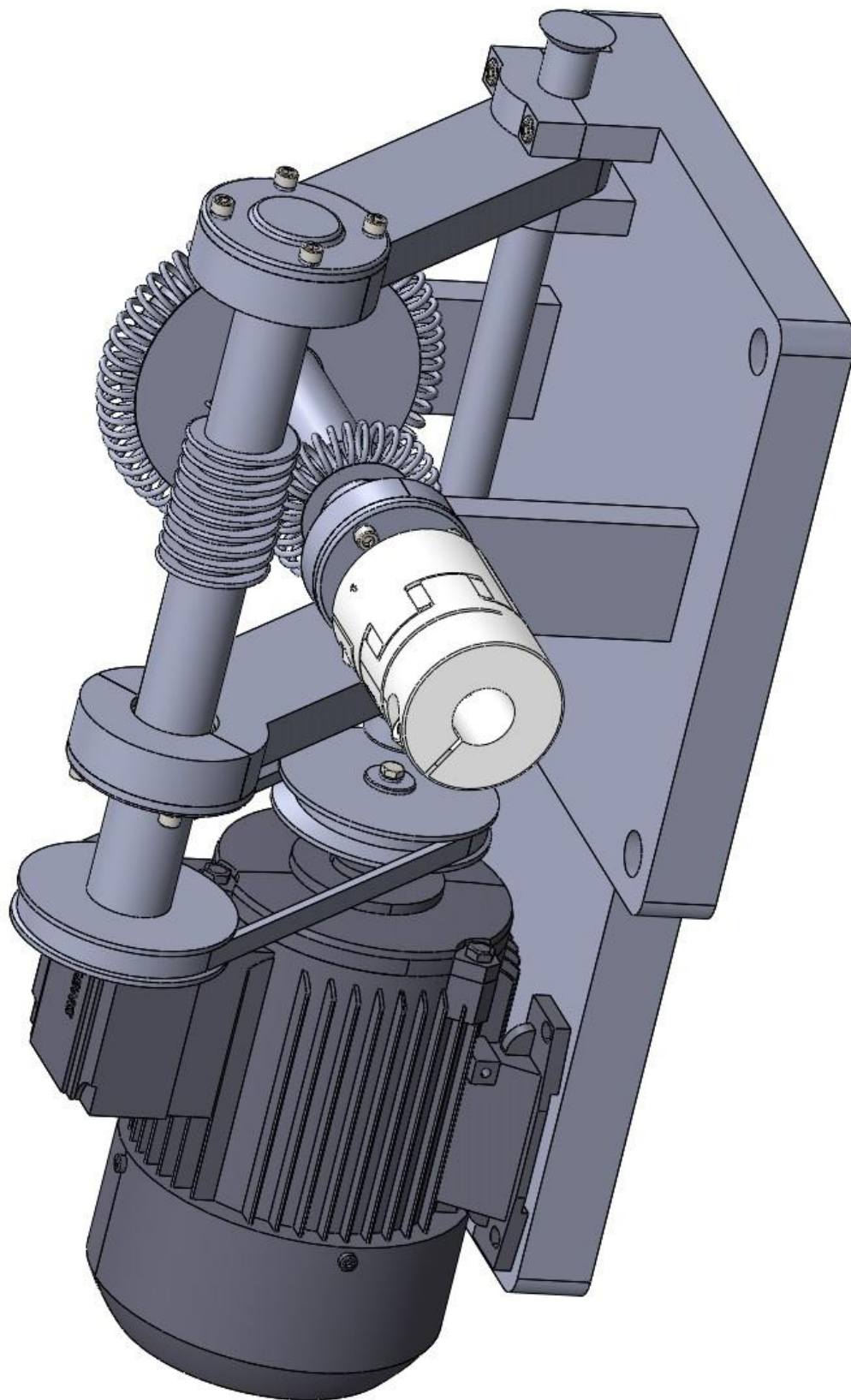
$$D_3 = 20 \text{ mm}$$

$$D_4 = 20 \text{ mm}$$

4.4 Model a výkres

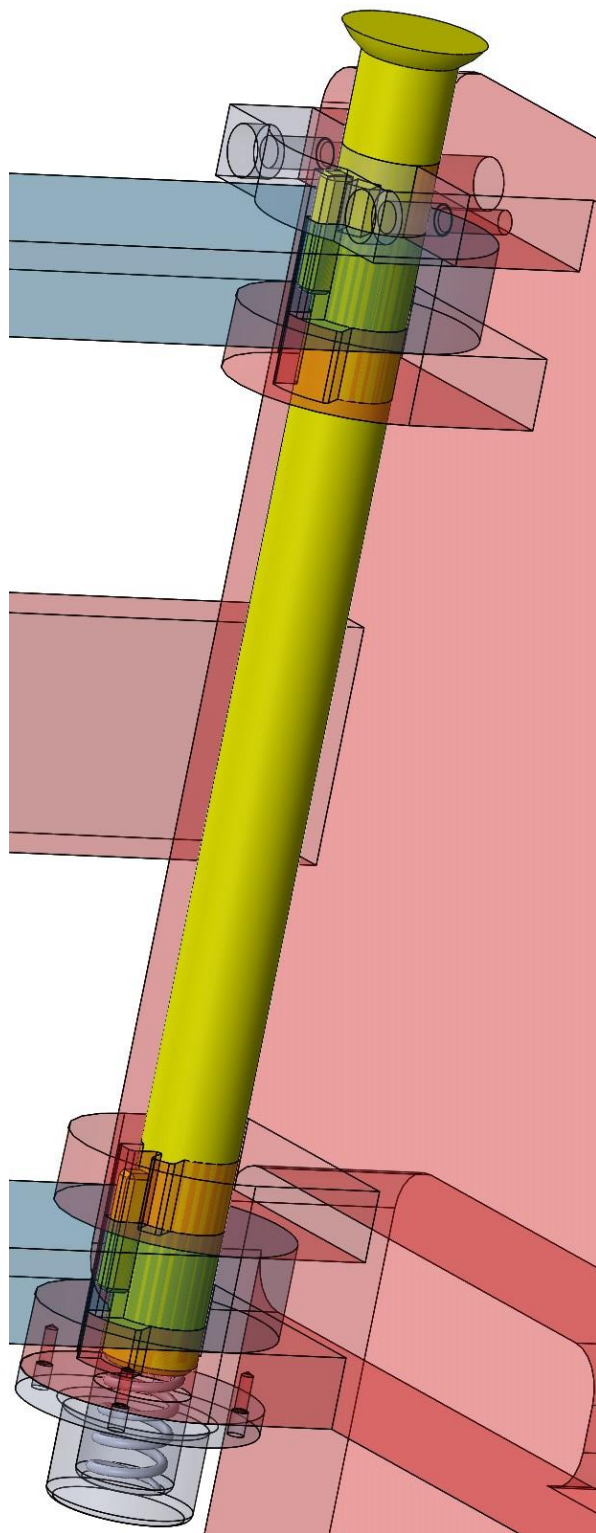


Obr. 4.4-1: Model dvoustupňové převodovky zařazené ve větším soukolí



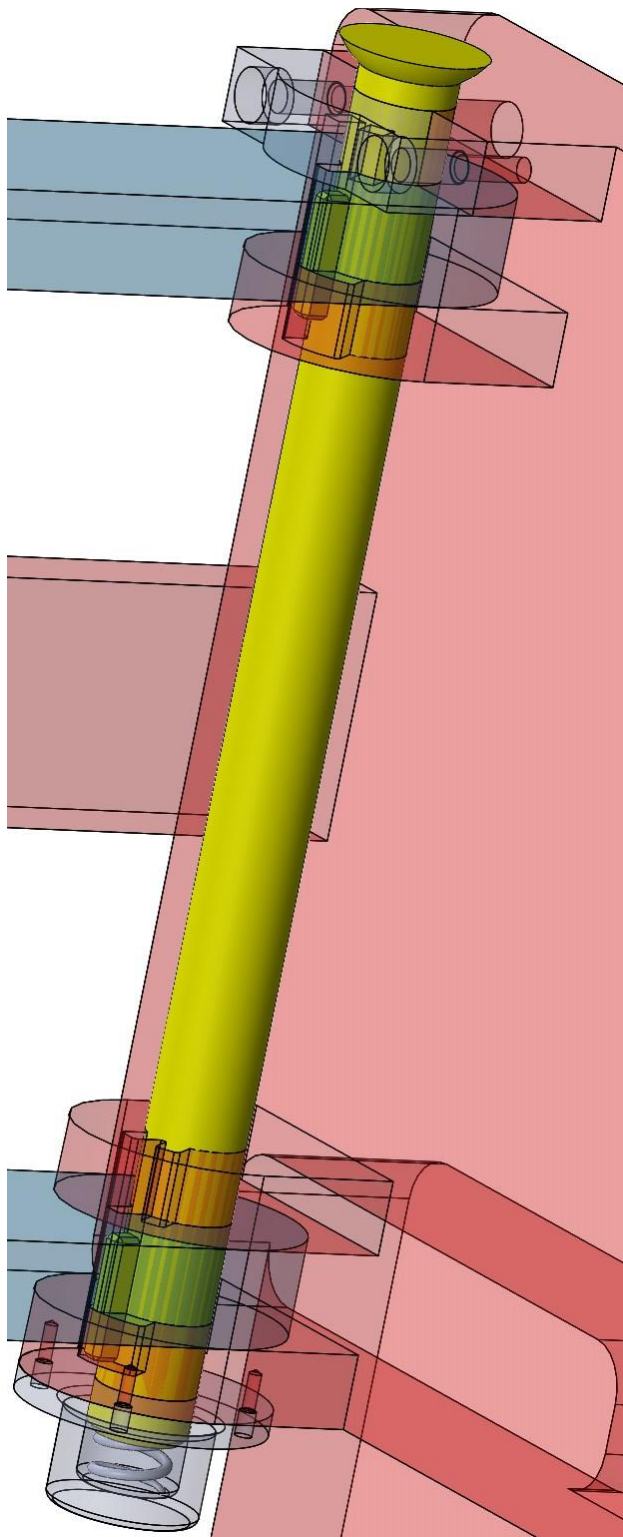
Obr. 4.4-2: Model dvoustupňové převodovky zařazené v menším soukolí

Převodovka v tomto stavu je zařazena ve větším soukolí. Řadící hřídel je osově tlačena pružinou a natočení hřídele brání těsné drážky v domečku.



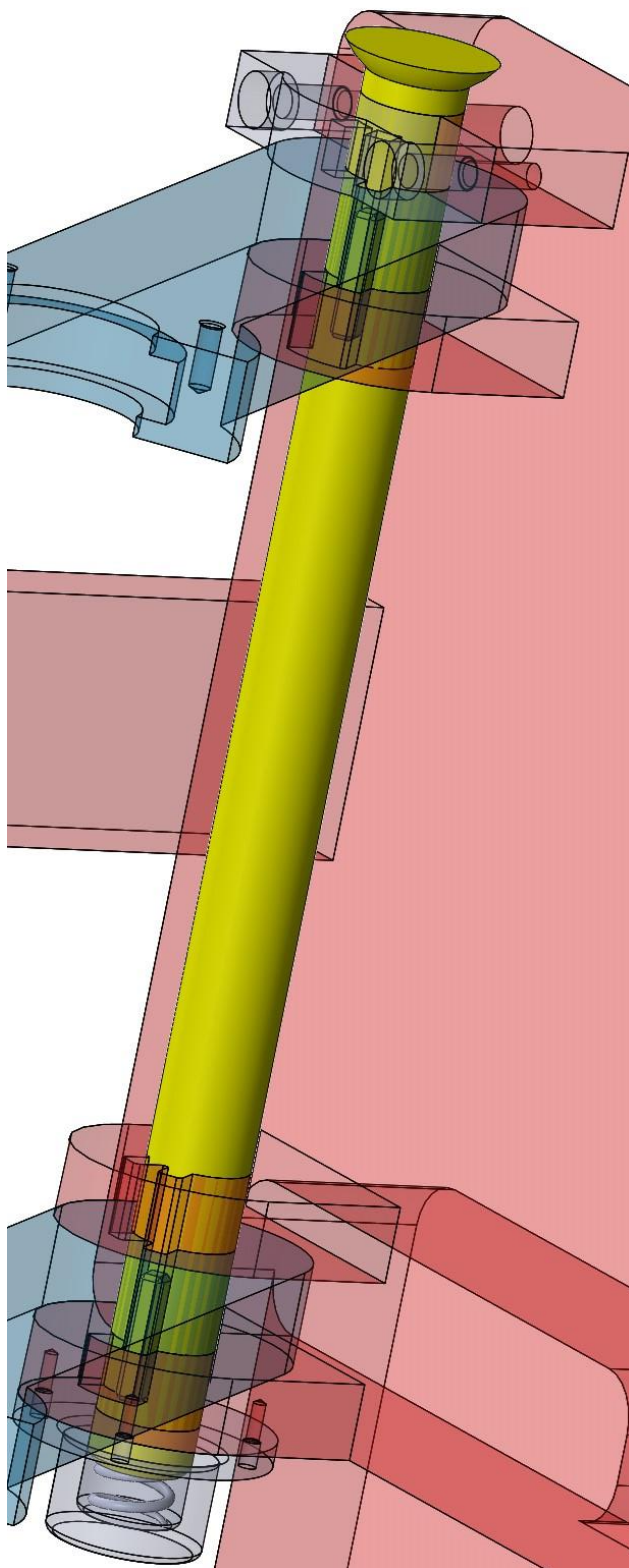
Obr. 4.4-3: Převodovka zařazena ve větším soukolí (nepohyblivá vazba)

V tomto případě je stále zařazený větší převod. Řadící hřídel je zatlačena, aby se dostala z těsné drážky do drážky volné.



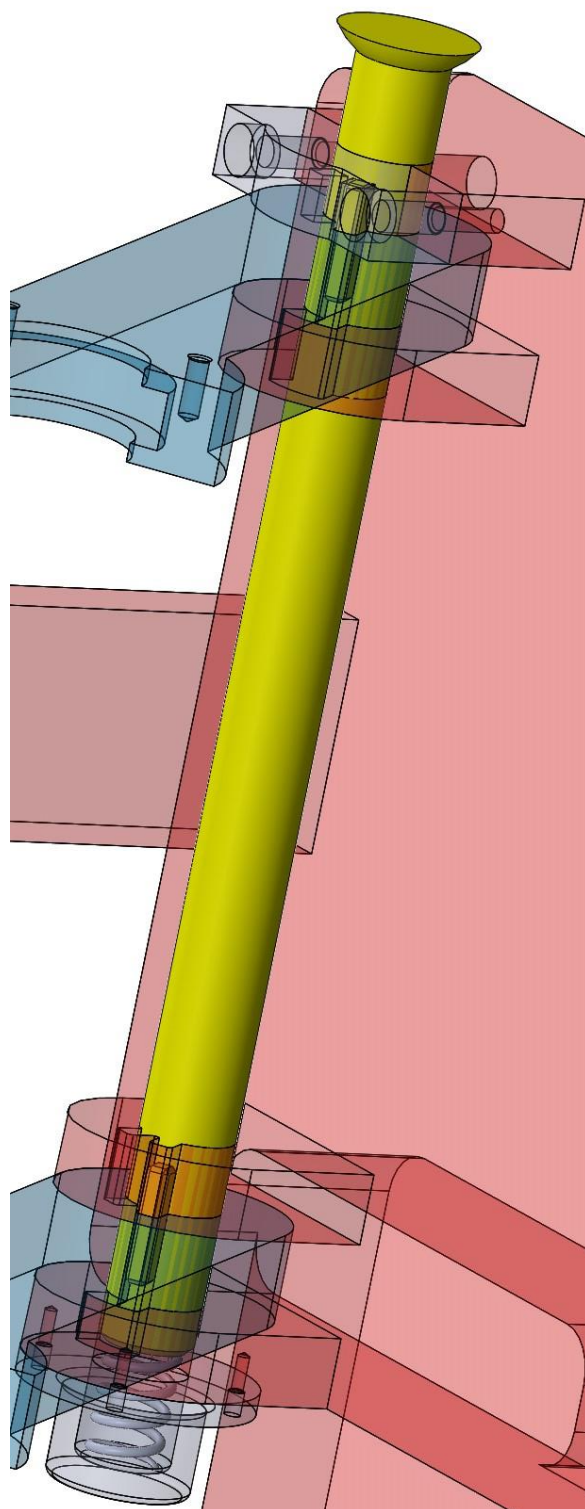
Obr. 4.4-4: Převodovka zařazená ve větším soukolí (pohyblivá vazba)

Nyní lze ramena, která drží šnek, natočit, a přeřadit tak do menšího soukolí.

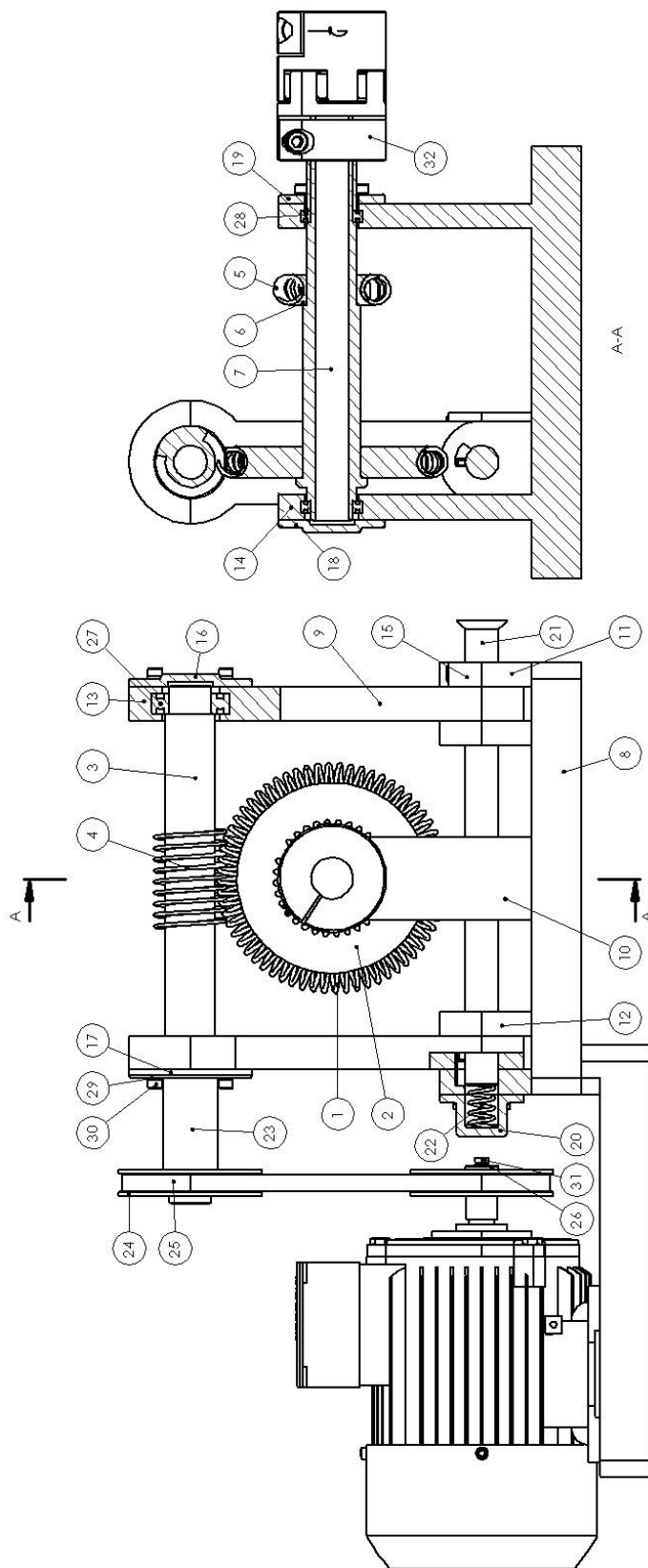


Obr. 4.4-5: Převodovka zařazena v menším soukolí (pohyblivá vazba)

Poté se už jenom řadící hřídel uvolní, aby ji pružina zatlačila zpět do těsné drážky a soukolí bylo pevně zařazeno v menším soukolí.



Obr. 4.4-6: Převodovka zařazena v menším soukolí (nepohyblivá vazba)



Obr. 4.4-7: Výkres dvoustupňové převodovky

Pozice	Název součásti	Počet kusů
1	Věnec velkého šnekového kola	1
2	Náboj velkého šnekového kola	1
3	Hřídel šneku	1
4	Závit šneku	1
5	Věnec malého šnekového kola	1
6	Náboj malého šnekového kola	1
7	Hřídel šnekových kol	1
8	Základ	1
9	Velké rameno	2
10	Střední rameno	2
11	Vstupní rameno	1
12	Malé rameno	3
13	Velký kryt	2
14	Malý kryt	2
15	Vstupní kryt	1
16	Velké neprůchozí víčko	1
17	Velké průchozí víčko	1
18	Malé neprůchozí víčko	1
19	Malé průchozí víčko	1
20	Víčko pružiny	1
21	Řadící hřídel	1
22	Pružina	1
23	Distanční trubka	3
24	Řemenice	2
25	Řemen	1
26	Pojistná deska	1
27	Velké kuličkové ložisko	2
28	Malé kuličkové ložisko	2
29	Pružná podložka	23
30	Imbusový šroub	22
31	Šroub se šestihrannou hlavou	1
32	Pružná hřídelová spojka	1

5 Závěr

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh vinuté šnekové převodovky, nejprve jednostupňové, následně i dvoustupňové.

Udělal jsem rešerši ohledně šnekových soukolí a navrhl jsem dva typy dané převodovky, první s jedním stupněm, druhou se dvěma stupni.

Řazení dvoustupňové převodovky jsem zkonstruoval na ruční ovládání a pohon převodovky jsem navrhl elektromotorem s řemenovým převodem.

6 Seznam použitých označení

Označení	Legenda	Jednotka
C	Dynamická únosnost ložiska	N
d, D	Průměr	mm
f	Součinitel tření	-
k	Součinitel bezpečnosti	-
L_h	Životnost ložiska	h
M_k	Kroutící moment	N·mm
M_o	Ohybový moment	N·mm
n	Otáčky	min ⁻¹
p	Tlak	MPa
P	Výkon	W
R_e	Mez kluzu	MPa
u	Převodový poměr	-
α	Koeficient krutu	-
γ	Úhel stoupání	°
η	Účinnost	-
σ_D	Dovolené napětí	MPa
σ_{RED}	Redukované napětí	MPa
ω	Úhlová rychlost	s ⁻¹

7 Seznam obrázků

Obr. 1.1-1: Šneková soukolí podle tvaru těles	6
Obr. 1.1-2: Závislost účinnosti na úhlu stoupání při konstantním třecím úhlu	7
Obr. 1.1-3: Závislost účinnosti na úhlu stoupání při konstantním třecím úhlu	7
Obr. 1.2-1: Jednostupňová převodovka.....	9
Obr. 1.2-2: Jednostupňová převodovka.....	10
Obr. 1.2-3: Dvojitá jednostupňová převodovka.....	10
Obr. 1.2-4: Třístupňová převodovka	11
Obr. 1.2-5: Třístupňová převodovka	11
Obr. 2.1-1: Element tlustostěnné nádoby	12
Obr. 2.1-2: Napětí a prodloužení elementu.....	12
Obr. 2.2-1: Rozložení napětí na nalisovaném spoji.....	15
Obr. 2.2-2: Přesah nalisovaného spoje	15
Obr. 3.3-1: Silové reakce mezi šnekem a šnekovým kolem [5]	21
Obr. 3.3-2: Silové poměry na šnekovém kole v kontaktu se šnekem [4].....	21
Obr. 3.3-3: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šneku.....	22
Obr. 3.3-4: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šnekového kola	23
Obr. 3.3-5: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině x	24
Obr. 3.3-6: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině x	24
Obr. 3.3-7: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině y	25
Obr. 3.3-8: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině y	25
Obr. 3.3-9: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině x	26
Obr. 3.3-10: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině x	26
Obr. 3.3-11: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině y	27
Obr. 3.3-12: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině y	27
Obr. 3.4-1: Model jednostupňové převodovky.....	31
Obr. 3.4-2: Výkres jednostupňové převodovky	32
Obr. 4.3-1: Silové reakce mezi šnekem a šnekovým kolem [5]	37
Obr. 4.3-2: Silové poměry na šnekovém kole v kontaktu se šnekem [4].....	38
Obr. 4.3-3: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šneku.....	39
Obr. 4.3-4: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šnekového kola pro větší soukolí	40
Obr. 4.3-5: Průběh kroutícího momentu na hřídeli šnekového kola pro menší soukolí	41
Obr. 4.3-6: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině x	42
Obr. 4.3-7: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině x	43
Obr. 4.3-8: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině y	43
Obr. 4.3-9: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině y	44
Obr. 4.3-10: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině x	45
Obr. 4.3-11: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině x	45
Obr. 4.3-12: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině y	46
Obr. 4.3-13: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině y	46
Obr. 4.3-14: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině x	51
Obr. 4.3-15: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině x	51

Obr. 4.3-16: Síly a reakce působící na hřídel šneku v rovině y	52
Obr. 4.3-17: Průběh ohybového momentu na hřídeli šneku v rovině y	52
Obr. 4.3-18: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině x	53
Obr. 4.3-19: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině x	54
Obr. 4.3-20: Síly a reakce působící na hřídel šnekového kola v rovině y	54
Obr. 4.3-21: Průběh ohybového momentu na hřídeli šnekového kola v rovině y	55
Obr. 4.4-1: Model dvoustupňové převodovky zařazené ve větším soukolí.....	59
Obr. 4.4-2: Model dvoustupňové převodovky zařazené v menším soukolí	60
Obr. 4.4-3: Převodovka zařazená ve větším soukolí (nepohyblivá vazba).....	61
Obr. 4.4-4: Převodovka zařazená ve větším soukolí (pohyblivá vazba).....	62
Obr. 4.4-5: Převodovka zařazená v menším soukolí (pohyblivá vazba).....	63
Obr. 4.4-6: Převodovka zařazená v menším soukolí (nepohyblivá vazba)	64
Obr. 4.4-7: Výkres dvoustupňové převodovky	65

8 Seznam použité literatury

- [1] MICHALEC, Jiří a kolektiv. *Pružnost a pevnost I*. Praha: ČVUT, 2006.
- [2] MICHALEC, Jiří a kolektiv. *Pružnost a pevnost II*. Praha: ČVUT, 2006.
- [3] VÍTEK, Karel. *Šneková převodovka*, Patent. CZ 305497. 2015-09-16
- [4] LOSHKAREV, Kirill. *Identifikace mechanických vlastností vinuté šnekové převodovky*,
Bakalářská práce, FS ČVUT v Praze, 2016.
- [5] ŠVEC, Vladimír. *Částí a mechanismy strojů: Mechanické převody*. Praha: ČVUT, 2003.