



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh pohonu otáčivé lávky kruhové usazovací
nádrže ČOV**

**Design of Drive Unit for Settling Tank of
Wastewater Treatment Plant**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Jan BÁRTA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kříčka Ph.D.

Zadání

Čestné prohlášení

Čestně prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval sám pod odborným vedením Ing. Jaroslava Kříčky, Ph.D. a s pomocí použité literatury.

V Praze 14. června 2018

.....

Jan Bárta

Poděkování

Rád bych poděkoval všem, kteří se jakýmkoliv způsobem podíleli na vzniku této bakalářské práce. Zvláště bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Jaroslavu Kříčkovi Ph.D. za jeho odborné připomínky a pomoc při řešení technických problémů. Také bych rád poděkoval své rodině za jejich trpělivost a podporu při studiu.

Anotační list

Jméno autora	Jan Bárta
Název	Návrh pohonu otáčivé lávky kruhové usazovací nádrže ČOV
Title	Design of Drive Unit for Settling Tank of Wastewater Treatment Plant
Rok zpracování	2018
Ústav	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP	Ing. Jaroslav Kříčka Ph.D
Počet stran	62
Počet obrázků	49
Počet tabulek	9
Anotace	<p>Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce pohonu otáčivé lávky dosazovací nádrže čističky odpadních vod, včetně návrhu převodovky a uložení otáčivé lávky uprostřed nádrže. První a druhá část bakalářské práce je věnována úvodu do problému a rešerši možných konstrukčních řešení. Ve třetí části je řešen návrh konstrukce zvolené varianty. Ve čtvrté části se nachází návrh mého řešení včetně návrhových a kontrolních výpočtů důležitých komponentů.</p>
Abstract	<p>This bachelor theses deals with design of drive unit for settling tank of wastewater treatment plant including design of gearbox and the center bridge mounting point. First and second part of this bachelor theses is devoted to introduction of the problem and research of possible design solutions. In third part is presented selected variant, which is developed in the fourth part with necessary control calculations of important components.</p>
Klíčová slova	Dosazovací nádrž, pohon, převodovka, šnekový převod, lávka, hřebenový převod,
Keywords	Settlement tank, drive unit, gearbox, worm gear, bridge of settlement tank, rack gear

Obsah

1.	Úvod	1
1.1.	Cíle práce	1
1.1.1.	Dílčí cíle řešení práce:.....	1
1.2.	Kruhové usazovací nádrže	1
1.2.1.	Funkce mostu	1
2.	Rešerše konstrukčních řešení.....	3
2.1.	Převodovky	3
2.1.1.	S čelním ozubením	3
2.1.2.	Šnekové	3
2.1.3.	Planetová převodovka.....	4
2.1.4.	Kombinace.....	4
2.2.	Přenos točivého momentu	5
2.2.1.	Zubačka – kolejnice	5
2.2.2.	Gumové kolo	5
2.2.3.	Zubačka - gumové Kolo	6
2.3.	Elektromotory.....	7
2.3.1.	Stejnoseměrné	7
2.3.2.	Asynchronní.....	7
2.3.3.	Synchronní.....	8
2.4.	Konkrétní příklady usazovacích nádrží	9
2.4.1.	ČOV Praha Ruzyně.....	9
2.4.2.	ČOV Litovel	9
2.4.3.	Poznámka	9
3.	Návrh konstrukce zvolené varianty.....	10
3.1.	Pohon.....	10
3.1.1.	Motor.....	10
3.1.2.	Spojka pro spojení vstupní hřídele a motoru	11
3.1.3.	Převodovka	12
3.1.4.	Předběžné rozdělení převodových poměrů.....	13
3.2.	Uložení mostu uprostřed nádrže	14
3.2.1.	Bronzové pouzdro	14

3.2.2.	Axiální kluzný kroužek	15
3.2.3.	Těsnění	15
4.	Návrhové a konstrukční výpočty	16
4.1.	Návrh převodovky	16
4.1.1.	Čelní ozubení s šikmými zuby	16
4.1.2.	Šnekové soukolí	21
4.1.3.	Kontrola na oteplení	31
4.1.4.	Výpočet minimálních průměrů hřídelů	32
4.1.5.	Výpočet reakcí v ložiskách	33
4.1.6.	Kontrola ložisek	38
4.1.7.	Kontrola hřídelů na průhyb	45
4.2.	Návrh ozubeného hřebenu	51
4.2.1.	Vstupní parametry	51
4.2.2.	Návrhový výpočet	51
4.2.3.	Kontrola ozubení	53
4.2.4.	Silové poměry na čelním soukolí	54
5.	3D model	55
5.1.	3D model sestavy nádrže	55
5.2.	3D model převodovky	56
5.3.	3D model uložení mostu uprostřed	57
6.	Závěr	58
7.	ZDROJE	59
	Seznam obrázků	61
	Seznam tabulek	62

1. Úvod

1.1. Cíle práce

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení pohonu otáčivé lávky kruhové usazovací nádrže čističky odpadních vod a návrhem uložení lávky uprostřed nádrže. Požadavky kladené na toto zařízení je vysoká spolehlivost a životnost minimálně 15 let se základní údržbou.

Cílem práce je provést konstrukční návrh pohonu otáčivé lávky ČOV a provést kontrolu důležitých komponentů.

1.1.1. Dílčí cíle řešení práce:

1. Rešerše konstrukčních řešení pohonů otáčivých lávek
2. Návrh konstrukce pohonu otáčivé lávky
3. Návrhové a konstrukční výpočty nejdůležitějších komponentů
4. Vytvoření 3D modelu navrženého řešení
5. 3D model sestavy +2D dokumentace (výkresy sestav + kusovníky)

1.2. Kruhové usazovací nádrže

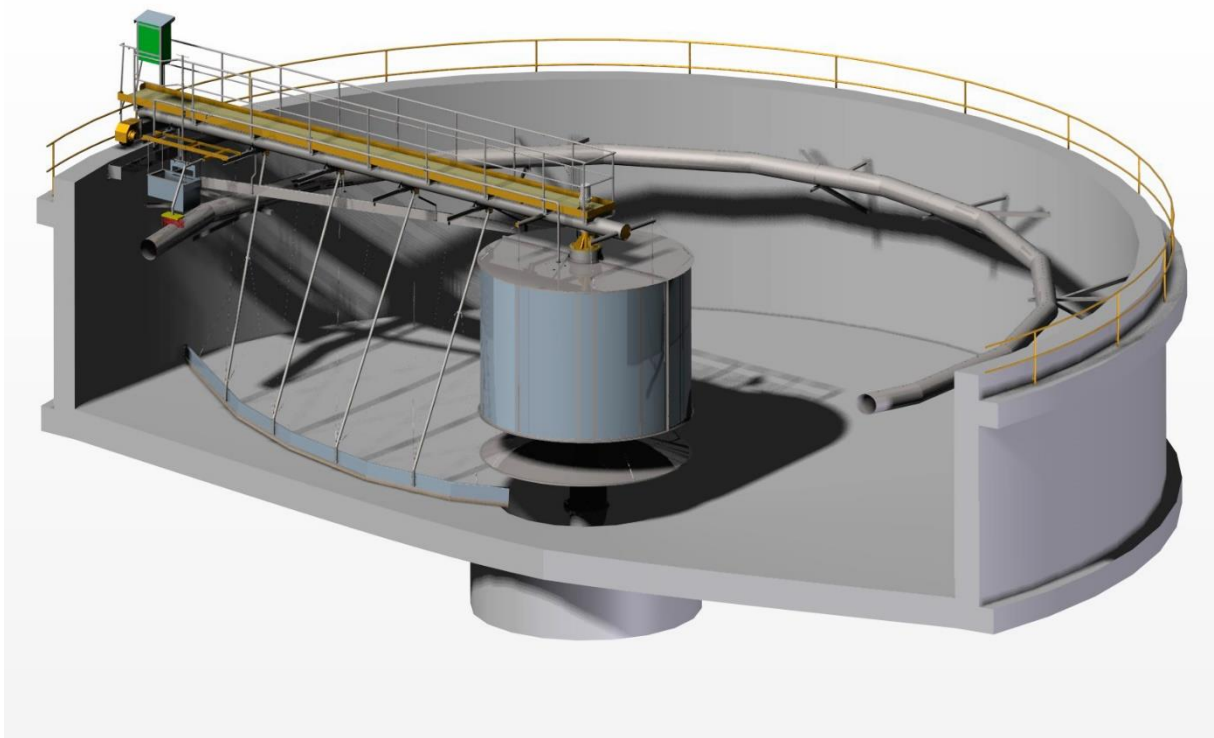
Usazovací nádrže jsou posledním zařízením pro mechanické čištění v rámci procesů čističky odpadních vod. Odpadní voda je zde rozdělena na tři frakce. Na dno sedimentuje surový kal, který je hrnut ke středu nádrže pomocí pluhu připevněného ke konstrukci otáčivé lávky a následně odčerpáván a odváděn do anaerobního stupně (vyhňovací nádrž). Uprostřed se nachází mechanicky vyčištěná voda s pouze 10 % nečistot. Na hladině se nachází lehké usazeniny, které jsou shrnovány do lapáku, který může být součástí konstrukce mostu nebo se nachází při okraji nádrže. Správná funkce a spolehlivost otáčivé lávky je nutná pro chod dosazovací nádrže a zastavení lávky může vést až k potřebě manuálního vyčištění nádrže. [11]

Průměry usazovacích nádrží se pohybují od osmy, do třiceti metrů a hloubka nádrží je většinou kolem 3,5 metru. Sklon kuželového dna je zhruba 6 stupňů.

Doporučení ohledně konstrukce sedimentačních nádrží a jejich součástí jsou popsány v normě ČSN 75 6401. [11]

1.2.1. Funkce mostu

Lávka usazovací nádrže slouží k průběžnému odstraňování surového kalu, který sedimentuje na dně nádrže a je odváděn do anaerobního stupně. Druhou funkcí je shrnování lehkých usazenin, které se hromadí na hladině, do lapáků. [11]



Obrázek 1 Řez dosazovací nádrží [12]

2. Rešerše konstrukčních řešení

2.1. Převodovky

2.1.1. S čelním ozubením

Převodovky s čelním ozubením jsou limitovány zvláště maximálním doporučeným převodovým poměrem, který se pohybuje mezi 5 - 6. Což u požadovaného převodového poměru v řádu stovek vede k nutnosti použít tří a více stupňové varianty, které jsou náročné na zástavbový prostor, výrobní náklady a složitost konstrukce.



Obrázek 2 Pohon otáčivé lávky pomocí vícestupňové převodovky s čelním ozubením [14]

2.1.2. Šnekové

Šnekové převodovky mají na rozdíl od převodovek s čelním ozubením vysoké převodové poměry, a to zvláště při použití šneku s jedním zubem (chodem). Vzhledem k převodovému poměru mají nízkou hmotnost a jednoduchou konstrukci. Šnekové převodovky s nízkým počtem zubů se vyznačují nízkou účinností (45-70%). Ztracený výkon se přetváří na teplo, které je nutné odvádět mazivem, v některých případech i nucenou cirkulací přes externí chladič.



Obrázek 3 Pohon otáčivé lávky pomocí šnekové převodovky [15]

2.1.3. Planetová převodovka

Planetové převodovky mají oproti klasickým převodovkám menší rozměry a mají delší životnost. K dalším výhodám patří snadné dosažení vysokých převodových poměrů vzhledem k velikosti a pouze momentové reakce (symetrická distribuce zátěže). Mezi nevýhody planetových převodovek patří hlavně složitost konstrukce i montáže a cena. Další specifickou vlastností je, že vstup i výstup leží na jedné ose.



Obrázek 4 Pohon otáčivé lávky pomocí planetové převodovky [16]

2.1.4. Kombinace

Různé kombinace typů převodovek s možností řemenových nebo řetězových převodů. Například převodovka s čelní ozubením a řemenový převod, čelní ozubení plus šnek a další varianty kombinací, které povedou k získání optimálních vlastností.

2.2. Přenos točivého momentu

2.2.1. Zubačka – kolejnice

Pohon tvoří dvě oddělené části, jedna pro přenos točivého momentu a druhá pro pojezd lávky. Přenos točivého momentu je realizován pomocí pastorku, který se odvaluje po ozubeném hřebenu a může být uložený na výstupní hřídeli převodovky nebo uložený zvlášť. Pojezd, který má jako primární úlohu nést hmotnost mostu, je tvořen většinou dvěma koly pohybujícími se po kolejnici. Výhodou tohoto řešení je odstranění možného prokluzu při špatných podmínkách a minimalizace valivého odporu pojezdu.



Obrázek 5 Realizace pohonu pomocí zubačky a kolejnice [18]

2.2.2. Gumové kolo

Pojezd i přenos točivého momentu je realizován pomocí kola s gumou. Výhodou tohoto řešení je jednoduchost konstrukce a nízká cena. Nevýhodou je možná ztráta trakce hnaného kola v nepříznivých podmínkách vedoucí k zastavení lávky, vyšší valivý odpor a opotřebení gum. Při pohybu lávky po betonovém okraji nádrže dochází k postupnému vydrolování dráhy lávky, čímž stoupá odpor v důsledku toho je nutná oprava povrchu v průběhu životnosti nádrže.



Obrázek 6 Příklad použití gumového kola pro pohon lávky [17]

2.2.3. Zubačka - gumové kolo

Pohon je opět rozdělen na dvě části jako ve variantě 1. Opět dochází k odstranění možného prokluzu, ale díky gumovému kolu dochází ke zvýšení valivého odporu, opotřebení gum a poškození betonového povrchu okraje nádrže.



Obrázek 7 Pohon lávky pomocí zubačky a gumového kola [19]

2.3. Elektromotory

2.3.1. Stejnospměrné

Na hřídeli elektromotoru se nachází smyčka, kterou protéká elektrický proud. Ten indukuje magnetické pole, které je díky komutátoru vždy orientováno stejným směrem jako vnější magnetické pole. [10]

Výhody

Mezi výhody stejnosměrných motorů patří snadnost řízení a lineární závislost otáček na budícím napětí na rotoru. [10]

Nevýhody

Kvůli přítomnosti komutátoru je nutná údržba kluzných kontaktů (kartáčků), které slouží k přenosu elektrického proudu na rotor. Další nevýhodou je vysoká konstrukční náročnost a velké rozměry. [10]

2.3.2. Asynchronní

Elektrický stroj pracující na střídavý proud. Jedná se o vůbec nejrozšířenější typ elektromotoru. Tok elektrického proudu mezi hlavními částmi motoru je realizován výhradně pomocí elektromagnetické indukce, proto je často označován jako indukční motor. Vinutí statoru generuje magnetické pole. Počet párů magnetických pólů určuje otáčky elektromotoru (magnetického pole), když je motor připojen k frekvenci 50 Hz, nazývá se rychlost magnetického pole synchronní rychlostí. [10]

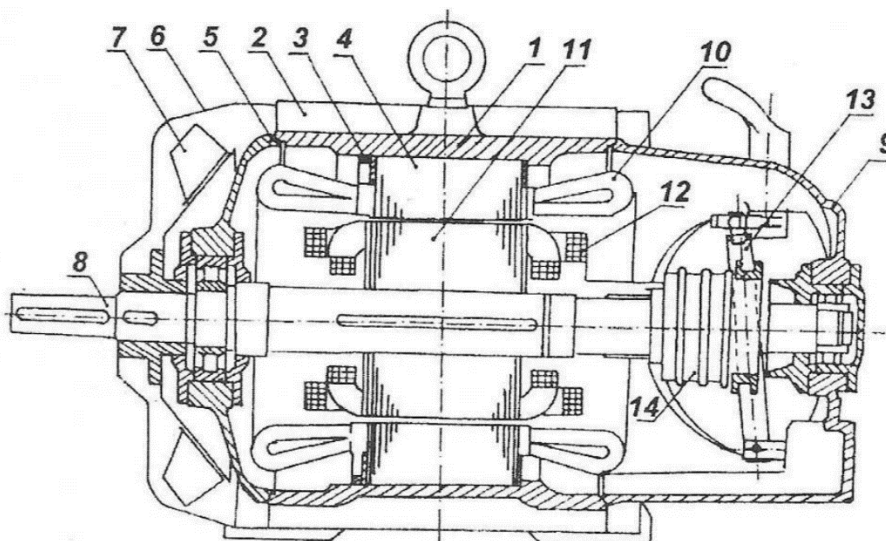
Výhody

Asynchronní motory nepotřebují údržbu, mají jednoduchou konstrukci a jsou normalizované. [10]

Nevýhody

Bez frekvenčního řízení mohou pracovat jen v omezeném rozsahu otáček. Moment na statoru vzniká jen pokud dochází ke skluzu (rozdílné otáčky rotoru a mag. pole statoru) [10]

- 1- kostra
- 2- žebra
- 3- zajišťovací péra
- 4- statorový mg. obvod
- 5- ložiskový štít
- 6- kryt větráku
- 7- větrák
- 8- hřídel
- 9- ložiskový štít
- 10- statorové vinutí
- 11- rotorový mg. obvod,
- 12- rotorové vinutí
- 13- zkratovač kroužků
- 14- kroužky



Obrázek 8 Konstrukční řešení motoru s vinutou kotvou [10]

2.3.3. Synchronní

Elektrický stroj pracující na střídavý proud. Je charakterizován tím, že otáčky rotoru jsou stejné totožné jako otáčky pole statoru. (nedochází ke skluzu). Používají se většinou jako generátory. V motorovém režimu se používají pro pohon průmyslových zařízení nebo vozidel velkých výkonů. [10]

Výhody

Tyto motory mají malé rotorové ztráty a konstantní otáčky. [10]

Nevýhody

U synchronních motorů se obtížně řídí otáčky a po připojení napětí se samy nespustí. Pracuje jen při synchronních otáčkách. [10]

2.4. Konkrétní příklady usazovacích nádrží

2.4.1. ČOV Praha Ruzyně



Obrázek 9 Příklad pohonu usazovací nádrže ČOV Praha Ruzyně [20]

2.4.2. ČOV Litovel



Obrázek 10 příklad pohonu usazovací nádrže ČOV Litovel [20]

2.4.3. Poznámka

Hodnoty výkonů elektromotorů a konkrétní převodovky, které se používají pro pohon otáčivých lávek, nejsou většinou přístupné a konstrukční firmy, které se zabývají vývojem a výrobou usazovacích nádrží, si tyto informace chrání. Jen jedna firma mi byla ochotná poslat několik příkladů konkrétních návrhů lávek, pod podmínkou, že nebudou zveřejněny. Výkony používaných elektromotorů se pohybují mezi 0,17 - 0,55 kW podle průměru nádrže. Oběhové doby lávky jsou v rozmezí 10-20 min na jednu otáčku podle požadavků zákazníka.

3. Návrh konstrukce zvolené varianty

3.1. Pohon

Ve mnou zvolené variantě bude pohon řešen s použitím čtyřpólového elektromotoru, převodovkou, která bude kombinovat čelní ozubení a šnekový převod. K přenosu točivého momentu bude sloužit hřebenový převod. Řešená usazovací nádrž bude mít průměr jedenáct metrů.

3.1.1. Motor

Jako hnací člen mostu byl zvolen elektromotor Siemens o výkonu 0,37 kW. Potřebný výkon elektromotoru byl určen na základě již existujících řešení tak aby motor běžel v ideálním zatížení a zároveň měl výkonovou rezervu a s ohledem na náklady.

Zvolen Elektromotor SIEMENS 1LA9073-4KA

Počet pólů: 4

Otáčky: $n_m = 1385 \text{ ot/min}$

Výkon: $P = 0,37 \text{ kW}$

Kroutící moment: $M_{k-m} = 2,55 \text{ Nm}$

Kostra: hliník

Základní napětí: 400Y/230D 50HZ, 460Y 60HZ

Účinnost při 100% zatížení: 72,7%



Obrázek 11 Elektromotor Siemens 1LA9073-4KA [7]

3.1.2. Spojka pro spojení vstupní hřídele a motoru

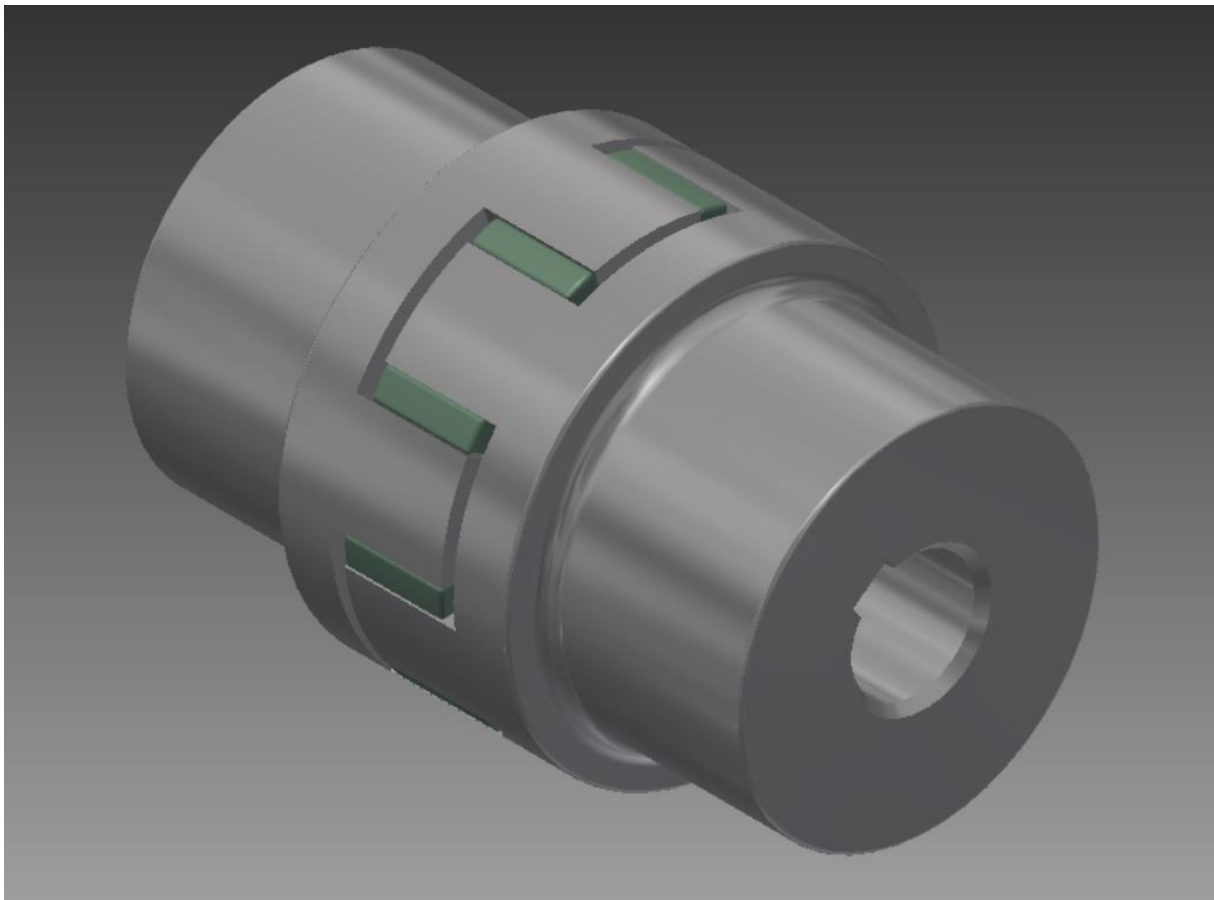
Přenášený moment: $M_{kI} = 2,56 \text{ Nm}$

Otáčky motoru: $n_I = 1\,380 \text{ ot/min}$

Průměr a délka hřídele motoru: $d_m = 14 \text{ mm}; L = 30 \text{ mm}$

Průměr hřídele převodovky: $d_I = 14 \text{ mm} = d_m$

Byla zvolena pružná spojka firmy TSCHAN model WS0105-L, která se dá objednat s vnitřními rozměry 14 x 30 mm (dxL). K přenosu točivého momentu slouží dvě pera 5 x 5 x 22 ČSN 02 2562.



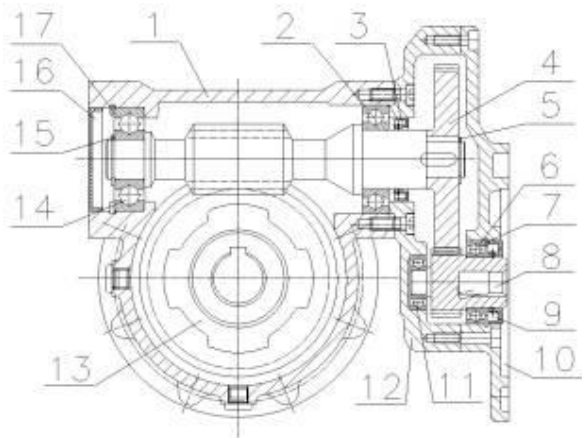
Obrázek 12 Spojka od výrobce TSCHAN WS0105-L

3.1.3. Převodovka

Byla zvolena kombinace šnekového převodu a čelního ozubení. A to kvůli požadavku na vysoký převodový poměr. Hlavní nevýhoda, a to nízká účinnost šnekového převodu v této aplikaci nevytváří problém. (Díky vysokému převodu bude výsledný kroutící moment více než dostatečný). Převodový poměr čelního ozubení je volen vzhledem k vysokému celkovému převodovému poměru blízko maximální doporučené hodnoty (5). Šnek bude volen z výše zmíněných důvodů jako jednoduchý ($z = 1$). Očekávaná účinnost této převodovky se bude pohybovat někde mezi 55-70%.



Obrázek 13 Šneková převodovka s čelním předstupněm [8]



Obrázek 14 Schéma šnekové převodovky s čelním předstupněm [9]

3.1.4. Předběžné rozdělení převodových poměrů

Celkový převodový poměr

Otáčky motoru: $n_m = 1\,385 \text{ ot/min}$

Požadované otáčky lávky: $n_l = 0,06 - 0,08 \text{ ot/min}$

$$i_{celk'} = \frac{n_m}{n_l} \quad (1.)$$
$$i_{celk-max'} = \frac{1385}{0,06} = 23\,083; \quad i_{celk-min'} = \frac{1385}{0,08} = 17\,312$$
$$i_{celk'} = 17\,312 - 23\,083$$

Převodový poměr převodovky

Převodový poměr čelního ozubení se šikmými zuby (zvoleno):

$$i_{1,2'} = 4,5$$

Převodový poměr šnekového převodu (zvoleno):

$$i_{3,4'} = 63$$

Převodový poměr převodovky:

$$i_{př'} = i_{1,2'} * i_{3,4'} \quad (2.)$$

$$i_{př'} = 4,5 * 63 = 283,5$$

Převodový poměr hřebenového převodu

$$i_{h-min'} = \frac{i_{celk'}}{i_{př'}} \quad (3.)$$
$$i_{h-min'} = \frac{17\,312}{283,5} = 61,1$$

$$i_{h-max'} = \frac{i_{celk'}}{i_{př'}} \quad (4.)$$
$$i_{h-max'} = \frac{23\,083}{283,5} = 81,4$$

3.2. Uložení mostu uprostřed nádrže

K uložení byla zvolena kombinace bronzového pouzdra a axiálního kluzného kroužku.

3.2.1. Bronzové pouzdro

Bylo zvoleno kluzné pouzdro z katalogu SKF-PBM 250270250 M1G1. Vnitřní průměr je 250 mm, vnější průměr 270 mm a výška 250 mm. Součinitel tření se pohybuje od 0,08 do 0,15. požadovaná tolerance hřídele je e7 a tolerance tělesa je H7. [5]

Vlastnosti:

Malá citlivost na znečištěná prostředí, odolnost vibracím při nízkých otáčkách, menší požadavky na kvalitu povrchové úpravy hřídele, dobrá odolnost proti korozi. [5]

Mazání:

Pouzdra z masivního bronzu SKF se doporučují mazat plastickým mazivem. Plastické mazivo zlepšuje kluzné vlastnosti a zabraňuje korozi. V prostředí, kde hrozí znečištění je doporučeno chránit pouzdro těsněním. Vybrané pouzdro je vybaveno axiální mazací drážkou. [5]

Zatížení:

Radiální síly jsou vzhledem k únosnosti pouzdra zanedbatelné, z toho důvodu není nutný kontrolní výpočet.



Obrázek 15 Kluzné pouzdro z masivního bronzu z katalogu SKF (ilustrační obrázek) [5]

3.2.2. Axiální kluzný kroužek

Axiální kluzný kroužek bude kompozitní s ocelovým jádrem a povrchem PTFE o vnitřním průměru 100 mm, vnějším průměru 270 mm a výšce 15 mm. Teflonová povrchová vrstva PTFE se po krátkém záběhu přenesse na druhou třecí plochu a vytvoří se fyzicky vázaný kluzný film. [6] Kroužky o rozměrech 100 mm a více nemá SKF v katalogu, z čehož vyplývá nutnost zakázkové výroby.

Vlastnosti:

bezúdržbový provoz, velmi dobré třecí vlastnosti, vysoká únosnost, vysoké provozní teploty [5]

Mazání:

Kluzné kroužky s povrchem PTFE se vyznačují dobrými kluznými vlastnostmi i při chodu na sucho a nevyžadují mazání, ale pravidelné domazávání plastickým mazivem může přispět k prodloužení životnosti kluzného kroužku. Pro tento případ je doporučeno silikonové plastické mazivo, kvůli jeho tepelné odolnosti. [5]

Zatížení:

Kluzný kroužek bude objednan na zakázku tak, aby odpovídal axiálnímu zatížení, kterým na něj bude působit hmotnost lávky. Rozměry jsou zatím orientační.



Obrázek 16 Axiální kluzný kroužek s povrchem z PTFE (ilustrační obrázek) [6]

3.2.3. Těsnění

Pro ochranu kluzných členů před znečištěním bylo zvoleno těsnění pomocí hřídelového těsnící kroužku z katalogu SKF-250x280x15 HMS5 RG.

4. Návrhové a konstrukční výpočty

Pohon otáčivé lávky kruhové usazovací nádrže bude realizován pomocí elektromotoru, převodovky a ozubeného hřebenu.

4.1. Návrh převodovky

4.1.1. Čelní ozubení s šikmými zuby

Vstupní parametry

Vstup: 1 385 ot/min, $M_k = 2,55$ Nm

Požadovaný převodový poměr: $i' = 4,5$

Materiál pastorku i kola zvolen: Konstrukční ocel legovaná 30CrV9 nitridovaná

Požadovaná životnost: $L_h = 300\,000$ hod

Úhel sklonu zubů volím: $\beta = 12^\circ$

Počet zubů pastorku volím: $z_1 = 19$

Normálový úhel záběru volím: $\alpha = 20^\circ$

Poměr šířky pastorku k jeho průměru byl zvolen: $\psi_d = 0,86$

Maximální odchylka převodového poměru: $\delta = 2,5\%$

Minimální hodnoty součinitelů bezpečnosti: $SH(\text{dotyk})=1,3$ a $SF(\text{ohyb})=1,6$

Návrhový výpočet

Počet zubů kola:

$$z_2 = z_1 * i_{1,2} \quad (5.)$$

$$z_2 = 19 * 4,5 = 85,5 \rightarrow z_2 = 86$$

Skutečný převod:

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.)$$

$$i_{1,2} = \frac{86}{19} = 4,526$$

$$\rightarrow \text{odchylka } \delta = \frac{i_{1,2} - i'_{1,2}}{i_{1,2}} \quad (7.)$$

$$\delta = \frac{4,526 - 4,5}{4,526} * 100 = 0,58\% < 2,5\%$$

Výstupní otáčky:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} \quad (8.)$$

$$n_2 = \frac{1\,385}{4,526} = 306,01 \text{ ot/min}$$

Předběžný modul ozubení:

Pro kalená ozubená kola: $f_p = 18$ [3]

K_A ... Součinitel vnějších dynamických sil. Vyhledá se v ČSN 01 4686 část 2. Ekvivalentní a směrodatné zatížení. Závisí na zatěžování převodovky hnacím a hnaným strojem. [3]

Pro převodovku hnanou elektromotorem, která pohání otáčivý most dosazovací nádrže ČOV je:

$$K_A = 1,25$$

K_{HB} ... Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (ČSN 01 4686 část 4. Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol.) Vyhledá se v diagramu obr. II – 10 b) str. 24 [3]

$$K_{HB} = 2,562$$

$$K_F = K_A * K_{HB}$$

$$K_F = 1,25 * 2,562 = 3,2025$$

$$M_{kI} = M_{k-m} = 0,37 \text{ kW}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 * \sigma_{Flimb} \quad (9.)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 * 705 = 423 \text{ MPa}$$

σ_{Flimb} : Mez únavy v ohybu materiálu pastorku, vyhledá se v tabulce IV., str. 26, [3]

$$m_{1,2}' = f_p * \sqrt[3]{\frac{K_F * M_{kI}}{(b_{wF}/m) * Z_1 * \sigma_{FP}}} \quad (10.)$$

$$m_{1,2}' = 18 * \sqrt[3]{\frac{3,2025 * 2,55}{19 * 19 * 423}} = 0,68 \rightarrow 1 \text{ mm}$$

Modul zaokrouhlen podle normy ČSN 01 4608

Šířky pastorku a kola:

Pastorek:

$$b_1 = \frac{b_{wF}}{m} * m + m = b_{wF} + m \quad (11.)$$

$$b_1 = 19 + 1 = 20 \text{ mm}$$

Kolo:

$$b_2 = \frac{b_{wF}}{m} * m \quad (12.)$$

$$b_2 = b_{wF} = 19 \text{ mm}$$

Kontrola ozubení

Kontrola ozubených kol proběhla pomocí programu v excelu (tab. 1), který se řídí podle normy ISO 6336. Program kontroluje ozubení na základě vstupních parametrů, jako vstupní moment, otáčky, počty zubů, šířky kol, úhlů α , β , materiálu, povrchové úpravy a dalších koeficientů. Z tabulky se odečtou hodnoty koeficientů bezpečnosti v ohybu a dotyku a porovnají se minimálními hodnotami koeficientů bezpečnosti (tab. 3) a hodnotami z programu Mitcalc (tab. 2), který byl použit jako další kontrola ozubení.

Excel program ISO 6336

Tabulka 1 Výsledky kontroly ozubení pomocí programu Excel programu ISO 6336

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
		Rozměry		kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
Z ₁	19		d	19,4245	87,921	σ_{Flim}	705,0000	705,0000
Z ₂	86		d _a	21,4245	89,921	σ_{Hlim}	1180,0000	1180,0000
m _n	1		d _f	16,9245	85,421	Y _{Fa}	3,1220	2,2615
X ₁	0		d _b	18,2050	82,401	Y _{sa}	1,7198	2,3804
X ₂	0		d _w	19,4245	87,921	Y _ε	0,6906	0,6906
α _n	20		h _a	1,0000	1,0000	Y _β	0,9000	0,9000
β	12		h _f	1,2500	1,2500	F _β	6,0000	6,0000
a _w	53,67		h	2,2500	2,2500	Y _{N.X}	1,5000	1,5000
b ₁	19		s _n	1,5708	1,5708	Z _H	2,4497	2,4497
b ₂	18		s _t	1,6059	1,6059	Z _E	189,8100	189,8100
P	0,37		v _n	1,5708	1,5708	Z _ε	0,7815	0,7815
n ₁	1385		v _t	1,6059	1,6059	Z _β	0,9890	0,9890
M _{k1}	2551		α _w	20,4103		Z _B	1,0000	1,0000
v	1,408					Z _{R.T}	1,0000	1,0000
u	4,526					K _A	1,2500	1,2500
						K _V	1,1928	1,1928
Kontrolní rozměry						K _{Fα}	1,2720	1,2720
	1	2				K _{Fβ}	2,2310	2,2310
h _k	0,747	0,747				K _{Hα}	1,2720	1,2720
s _k	1,387	1,387				K _{Hβ}	2,5380	2,5380
z'	2,000	11,00						
M/z	4,711	32,28						
d	1,476	1,476				S _F	4,1572	3,9338
M/d	20,75	89,29				S _H	1,6361	1,6361

Mitcalc

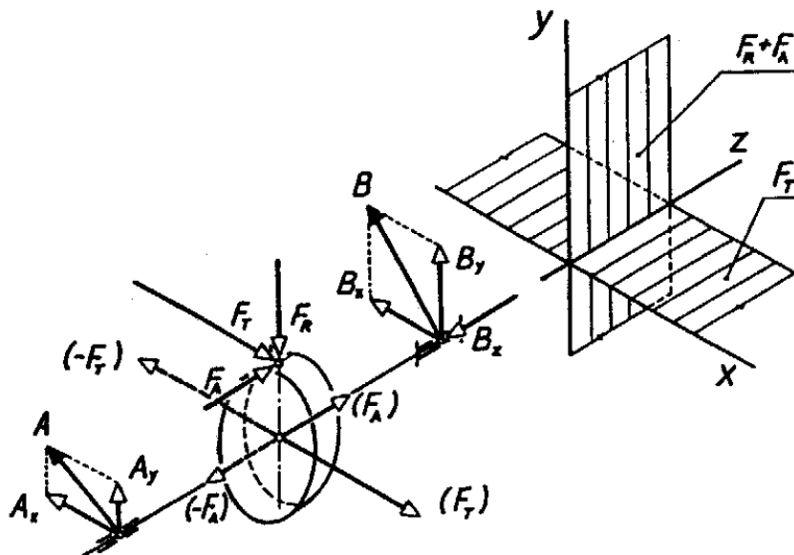
Tabulka 2 Výsledky kontroly ozubení pomocí programu mitcalc

Počty zubů pastorku / kola	z	19	86
Normálový úhel záběru	α	20	
Základní úhel sklonu zubů	β	12	
Modul ozubení / normalizovaná hodnota	m_n [mm]	1	
Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	19,42	87,92
Šířka pastorku / kola	b1/b2	18,00	19,00
Pracovní šířka ozubení	bw	18	
Pracovní vzdálenost os	aw	53,673	
Přibližná hmotnost soukolí	m	0,944	
Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,57	3,51

Tabulka 3 Porovnání výsledků kontroly

Kontroly ozubení	SH	SF	SH min	SF min	STAV
Mitcalc	1,57	3,51	1,3	1,6	VYHOVUJE
Excel ISO 6336	1,64	3,93			VYHOVUJE

Silové poměry na čelním soukolí



Obrázek 17 Zobrazení tečných, radiálních a axiálních sil, jejich působiště a reakce v podporách [3]

Tečná síla:

$$F_{t1} = \frac{2 * M_{kl}}{d_1} \quad (13.)$$

$$F_{t1} = \frac{2 * 2,551}{0,01943} = 262,58 \text{ N}$$

$$F_{t1} \approx -F_{t2}$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{t1} * \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad (14.)$$

$$F_{r1} = 262,58 * \frac{\tan 20}{\cos 12} = 97,71 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2}$$

Axiální síla:

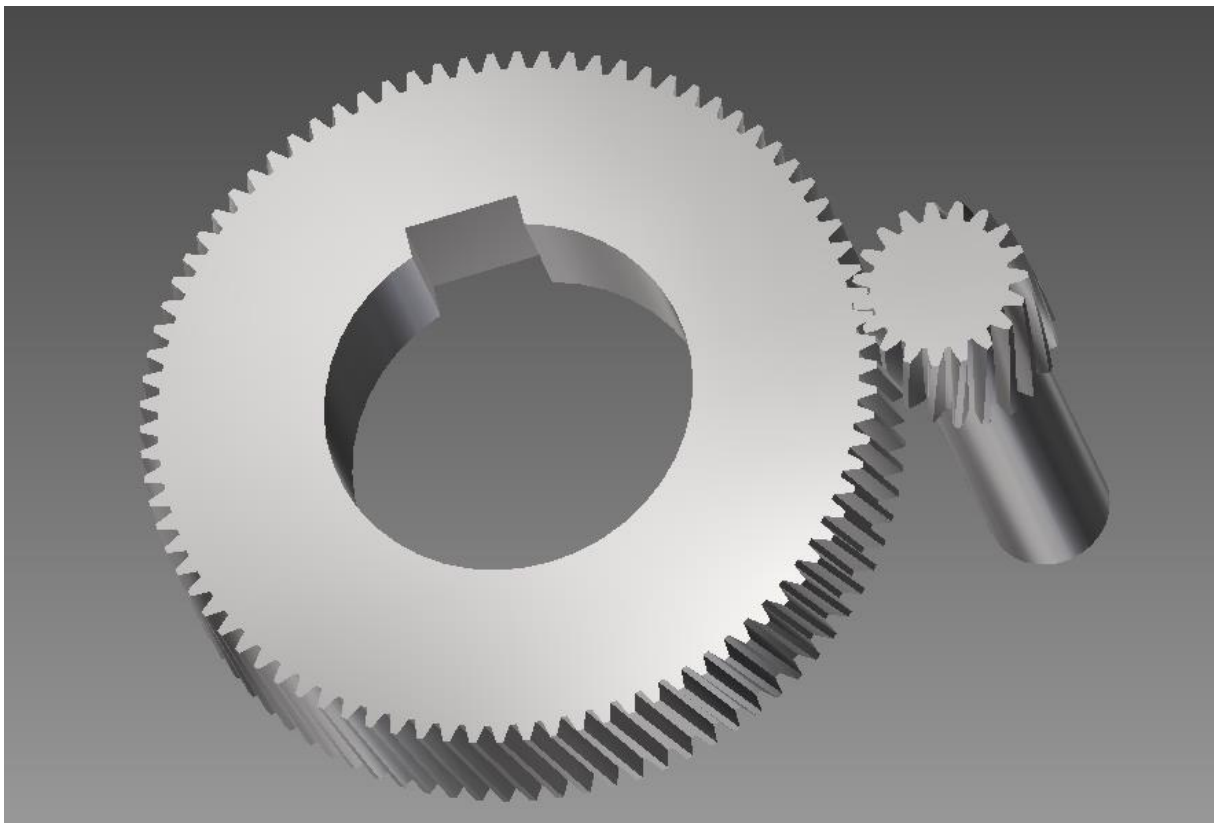
$$F_{a1} = F_{t1} * \tan \beta \quad (15.)$$

$$F_{a1} = 262,58 * \tan 12 = 55,81 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{a2}$$

Proporční vizualizace čelního soukolí

Model jsem vytvořil pomocí programu Autodesk Inventor 2015. Model je zobrazen na obrázku 2. Další zobrazení je součástí příloh.



Obrázek 18 Model čelního soukolí

4.1.2. Šnekové soukolí

Vstupní parametry

Převodový poměr: $i_{3,4} = 63$

Požadovaná životnost: $L_h = 300\,000$ hod

Počet zubů šneku zvolen na základě obr III – 2 str. 91 ...: $z_3 = 1$

Účinnost šnekového soukolí podle tab. I. str. 91 [3]: $\eta_{3,4} = 0,7$

Materiál šneku: Konstrukční ocel, legovaná, 16MnCr5, $R_m = 785$, cementovaná a kalená

Materiál šnekového kola: Bronz, odstředivé lití, CuSn12Ni2-C GZ, DIN-EN 1982,

$R_m = 300$ MPa, $\sigma_c = 170$ MPa, $\sigma_{c(0)} = 130$ MPa

Předběžný úhel stoupání: $\gamma' = 6^\circ$

Předběžná účinnost: $\eta_{3,4}' = 0,65$

Vstupní otáčky: $n_3 = n_2 = 306,01$ ot/min

Návrhový výpočet

Počet zubů kola:

$$z_4 = z_3 * i_{3,4} \quad (16.)$$

$$z_4 = 1 * 63 = 63$$

Výstupní otáčky:

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{3,4}} \quad (17.)$$

$$n_4 = \frac{306,01}{63} = 4,857 \text{ ot/min}$$

Tabulka 4 Volba předběžné účinnosti a předběžného úhlu stoupání pro počet zubů $z_1=1$ [3]

z_1	1	2	3	4
$\bar{\eta}_{13}$	0,70 ÷ 0,75	0,75 ÷ 0,82	0,82 ÷ 0,87	0,8 ÷ 0,92
$\bar{\gamma}$ [°]	÷ 6 ÷	÷ 11 ÷	÷ 16 ÷	÷ 22 ÷

$\eta_{3,4}' = 0,65$... předběžná účinnost

$\gamma' = 6^\circ$... předběžný úhel stoupání

Předběžný výpočet průměru šnekového kola:

$$Z_M = 210 \text{ MPa [3]}$$

$$\alpha_n = 20^\circ \text{ (obvykle)[3]}$$

$$K_H = 1 [3]$$

$$\psi_{d'} = 0,9 [3]$$

$$Z_{H'} = \sqrt{\frac{\sin(2\gamma')}{\sin(2\alpha_n)}} \quad (18.)$$

$$Z_{H'} = \sqrt{\frac{\sin(12)}{\sin(40)}} = 0,569$$

$$M_{kIV'} = M_{kIII} * i_{3,4} * \eta_{3,4}' \quad (19.)$$

$$M_{kIV'} = 11,31 * 63 * 0,65 = 463,15 \text{ Nm}$$

$$d_4' = \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M * Z_{H'}}{\sigma_c}\right)^2 * \frac{2 * K_h * M_{kIV'} * u_{3,4}}{\psi_{d'}}} \quad (20.)$$

$$d_4' = \sqrt[3]{\left(\frac{210 * 0,569}{170}\right)^2 * \frac{2 * 1 * 463150 * 63}{0,9}} = \sqrt[3]{(0,703)^2 * 66\,836\,000} = 320,82 \text{ mm}$$

Volba modulu:

$$m_{3,4} = \frac{d_4'}{z_4} * \cos \gamma' \quad (21.)$$

$$m_{3,4} = \frac{320,82}{63} * \cos 6 = 5,065 \text{ mm}$$

Volba q: Volím 9 (kvůli minimalizaci rozměrů)

Tabulka 5 Volba součinitele q podle modulu ozubení [3]

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			

Roztečný průměr a základní rozměry šneku:

$$d_3 = q * m_{3,4} \quad (22.)$$

$$d_3 = 9 * 5 = 45 \text{ mm}$$

$$h_a^x = 1$$

$$d_{a3} = d_3 + 2h_a^x * m_{3,4} \quad (23.)$$

$$d_{a3} = 45 + 2 * 1 * 5 = 55 \text{ mm}$$

$$c^x = 0,25$$

$$d_{3f} = d_3 - 2(h_a^x + c^x) * m_{3,4} \quad (24.)$$

$$d_{3f} = 45 - 2 * (1 + 0,25) * 5 = 32,5 \text{ mm}$$

Minimální délka šneku:

$$l_3 = (11 + 0,06 * z_4) * m_{3,4} \quad (25.)$$

$$l_3 = (11 + 0,06 * 63) * 5 = 73,9 \text{ mm}$$

Skutečný úhel stoupání šroubovice:

$$\sin \gamma = \frac{z_3}{q} \quad (26.)$$

$$\sin \gamma = \frac{1}{9} = 0,11111$$

$$\gamma = \arcsin 0,11111 = 6,379^\circ$$

Průměr šnekového kola:

$$d_4 = \frac{m_{3,4}}{\cos \gamma} * z_4 \quad (27.)$$

$$d_4 = \frac{5}{\cos 6,379} * 63 = 316,96 \text{ mm}$$

Šířka šnekového kola:

$$\psi_d = 0,75 * \left(1 + \frac{2}{q}\right) \quad (28.)$$

$$\psi_d = 0,75 * \left(1 + \frac{2}{9}\right) = 0,916666$$

$$b_4 = \psi_d * d_3 \quad (29.)$$

$$b_4 = 0,91666 * 45 = 41,247 \text{ mm}$$

Vzdálenost os:

$$a_{3,4} = \frac{d_3 + d_4}{2} \quad (30.)$$

$$a_{3,4} = \frac{316,96 + 45}{2} = 180,98 \text{ mm}$$

Kluzná rychlost šneku:

$$v_k = \frac{\pi * d_3 * n_3}{60 * \cos \gamma} \quad (31.)$$

$$v_k = \frac{\pi * 45 * 306,01}{60 * \cos 6,379} = 0,726 \text{ m} * \text{s}^{-1}$$

Účinnost šnekového soukolí:

$$\varphi' = \arctan\left(1,5 * \left(0,02 + \frac{0,03}{v_k}\right)\right) \quad (32.)$$

$$\varphi' = \arctan\left(1,5 * \left(0,02 + \frac{0,03}{0,726}\right)\right) = 5,256^\circ$$

$$\eta_{3,4}' = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')} \quad (33.)$$

$$\eta_{3,4}' = \frac{\tan 6,379}{\tan(6,379 + 5,256)} = 0,54$$

Výběrem kvalitního oleje a materiálu kola se dá účinnost ještě zvýšit. Tyto parametry tento návrhový výpočet vůbec nezahrnuje. Účinnost je tady závislá čistě na kluzné rychlosti a úhlu stoupání šroubovice.

Složitějším výpočtem účinnosti ozubení podle programu Mitcalc:

$$\eta_{3,4} = 0,65$$

Výstupní moment:

$$M_{kIV} = M_{kIII} * i_{3,4} * \eta_{3,4} \quad (34.)$$

$$M_{kIV} = 11,31 * 63 * 0,65 = 463,15 \text{ Nm}$$

Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola zubů na dotyk:

Porovnání dotykového napětí:

$$\sigma_H = Z_M * Z_H * \sqrt{\frac{2 * K_H * M_{kIV}}{d_4^2 * b_4}} \leq \sigma_{Hdov} \quad (35.)$$

$$Z_M = 210 \text{ Mpa [3]}$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 * \cos^2 \gamma}{\sin(2\alpha_n)}} \quad (36.)$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 * \cos^2 6,379}{\sin(40)}} = 1,75$$

$$K_H = K_I * K_v * K_{H\alpha} * K_{H\beta} \quad (37.)$$

$$K_H = 1,2 * 1 * 0,8333 * 1 = 0,9999$$

$$K_I = 1,0 \text{ až } 1,3 \rightarrow \text{Zvoleno } 1,2 \text{ [3]}$$

$$K_v = 1,0 \text{ tab IV. str 96 [3]}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,5 \text{ až } 1,8 \rightarrow \text{zvoleno: } 1,6 \text{ [3]}$$

Součinitel rozdělení zatížení

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{0,75 * \varepsilon_{\alpha}} \quad (38.)$$

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{0,75 * 1,6} = 0,8333$$

$$K_{H\beta} = 1 \dots \text{Pro klidné zatížení [3]}$$

Pro cínové a bronz je nebezpečí únavového vydírání (pitting) [3]

σ_{Hdov} vypočteme ze vztahů:

$$\sigma_c = 170 \text{ Mpa} \dots \text{Mez trvalé únavové pevnosti na dotyk [3]}$$

$$S_{Hmin} = 1,1 \text{ až } 1,2 \rightarrow \text{zvoleno } 1,2 \dots \text{Součinitel bezpečnosti [3]}$$

$$N_0 = 25 * 10^7 \dots \text{Základní počet cyklů [3]}$$

$$L_h = 300\,000 \text{ hod} \dots \text{Požadovaná životnost soukolí v hodinách}$$

Ekvivalentní počet provozních cyklů

$$N_E = n_4 * L_h * 60 \quad (39.)$$

$$N_E = 4,857 * 300\,000 * 60 = 87,43 * 10^6$$

$$Z = Z_M * Z_H \quad (40.)$$

$$Z = 210 * 1,75 = 368,13$$

$$\sigma_{Hdov} = \frac{\sigma_c}{S_{Hmin}} * \sqrt[8]{\frac{N_0}{N_E}} \quad (41.)$$

$$\sigma_{Hdov} = \frac{170}{1,2} * \sqrt[8]{\frac{250}{87,43}} = 161,55 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_H = Z * \sqrt{\frac{2 * K_H * M_{kIV}}{d_4^2 * b_4}} \quad (42.)$$

$$\sigma_H = 368,13 * \sqrt{\frac{2 * 0,9999 * 463,15}{316,96 * 41,25}} = 97,99 \leq \sigma_{Hdov} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Bezpečnost:

$$k_d = \frac{\sigma_{Hdov}}{\sigma_H} \quad (43.)$$

$$k_d = \frac{161,55}{97,99} = 1,64$$

Kontrola zubů na ohyb:

$$\sigma_F = \frac{2K_F * M_{kIV} * Y_F * Y_\beta}{d_4 * b_2 * m_{3,4}} \leq \sigma_{Fdov} \quad (44.)$$

$$K_F = K_H = 0,9999 [3]$$

$$z_v = \frac{z_2}{(\cos \gamma)^3} = 64,2 \quad (45.)$$

Tabulka 6 Určení součinitele tvaru zubu, v závislosti na z_v [3]

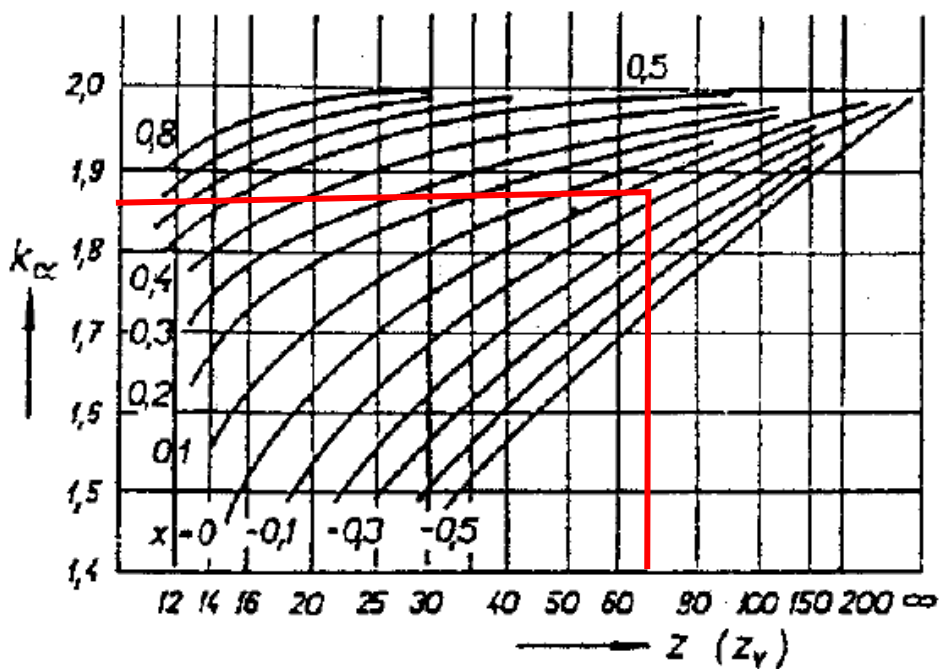
z_v	Y_F	z_v	Y_F
20	1,98	40	1,55
22	1,93	50	1,48
25	1,85	60	1,45
27	1,80	80	1,34
30	1,76	100	1,30
33	1,75	150	1,27
36	1,62	300	1,24

$Y_F = 1,42$... součinitel tvaru zubu tab. 6

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140} \quad (46.)$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{6,379}{140} = 0,95$$

$\sigma_{c(0)} = 130 \text{ MPa}$... Mez trvalé únavové pevnosti [3]



Obrázek 19 Závislost koeficientu K_α na počtu zubů a korekci ozubení. [3]

$k\alpha = 1,85 \cong k\beta$... Součinitel tvaru zubu

$S_{Fmin} = 1,5$ až $2 \rightarrow$ zvoleno $1,75$... Minimální součinitel bezpečnosti [3]

$$N_o = 25 * 10^7 [3]$$

$L_h = 300\ 000$ hod ... Životnost soukolí v hodinách

Ekvivalentní počet provozních cyklů

$$N_E = 60 * n_4 * L_h \quad (47.)$$

$$N_E = 60 * 4,857 * 300\ 000 = 87,43 * 10^6$$

$$\sigma_{Fdov} = \frac{\sigma_c(0)}{k\beta * S_{Fmin}} * \sqrt[9]{\frac{N_o}{N_E}} \quad (48.)$$

$$\sigma_{Fdov} = \frac{130}{1,85 * 1,75} * \sqrt[9]{\frac{25 * 10^7}{87,43 * 10^6}} = 45,13 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_F = \frac{2K_F * M_{kIV} * Y_F * Y_\beta}{d_4 * b_2 * m_{3,4}} \quad (49.)$$

$$\sigma_F = \frac{463150 * 1,42 * 1,9}{316,96 * 41,25 * 5} = 19,12 \text{ Mpa} \leq \sigma_{Fdov} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Bezpečnost:

$$k_o = \frac{\sigma_{Fdov}}{\sigma_F} \quad (50.)$$

$$k_o = \frac{45,13}{19,12} = 2,36$$

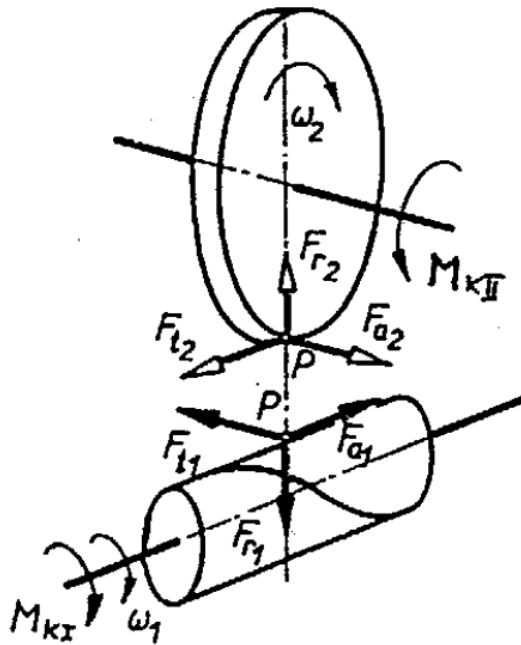
Kontrola šnekového převodu pomocí Mitcalc

Tato kontrola byla provedena pomocí programu Mitcalc. Do programu byly zadány stejné vstupní parametry. Mitcalc je v praxi ověřený a používaný výpočtový program, který používá k návrhu ozubení parametry, které jsou u ručních výpočtů zanedbávány. Ozubení bylo zkontrolováno na bezpečnost proti zadírání, opotřebení, průhybu a únavovému lomu. Koeficienty bezpečnosti jsou v posledních dvou řádcích tabulky č. 7.

Tabulka 7 Výsledky kontroly ozubení pomocí programu mitcalc

		šnek	kolo
Počty zubů šneku / šnekového kola	z_1, z_2	1	63
Normálový úhel záběru	α	20,00	
Součinitel průměru šneku ($q = d_1 / m$)	q	9,00	
Úhel stoupání	γ	6,3402	
Modul ozubení	DP	5,000	
Délka ozubení šneku	L	73,90	
Šířka šnekového kola	b_{2H}	-----	41,50
Průměr roztečné kružnice šneku / šnekového kola	d_3, d_4	45,500	316,938
Přibližná hmotnost kompletní převodovky / soukolí	m	55,000	20,000
Celková účinnost / Maximální teoretická	μ	68,40	81,40
Koeficienty bezpečnosti (opotřebení, zadírání)	SW, SH	2,55	2,33
Koeficienty bezpečnosti (průhyb, únavový lom)	S δ , SF	1,85	11,92

Silové poměry na šnekovém soukolí



Obrázek 20 Působení sil na šnekovém soukolí [3]

Tečné (obvodové) síly:

$$F_{ti} = \frac{2 * M_{ki}}{d_i} \quad (51.)$$

Na šneku:

$$F_{t3} = \frac{2 * M_{kIII}}{d_3} \quad (52.)$$

$$F_{t3} = \frac{2 * 11,31}{0,045} = 502,7 \text{ N}$$

Na šnekovém kole:

$$F_{t4} = \frac{2 * M_{kIV}}{d_4} \quad (53.)$$

$$F_{t4} = \frac{2 * 463,15}{0,317} = 2922,1 \text{ N}$$

Axiální síly:

Na šneku:

$$F_{a3} = \frac{F_{t3}}{\tan(\gamma + \varphi')} \quad (54.)$$

$$F_{a3} = \frac{502,67}{\tan(6,379 + 5,256)} = 2441,3 \text{ N}$$

Na šnekovém kole:

$$F_{a4} = F_{t4} * \tan(\gamma + \varphi') \quad (55.)$$

$$F_{a4} = 2922,1 * \tan(6,379 + 5,256) = 601,7 \text{ N}$$

Radiální síly:

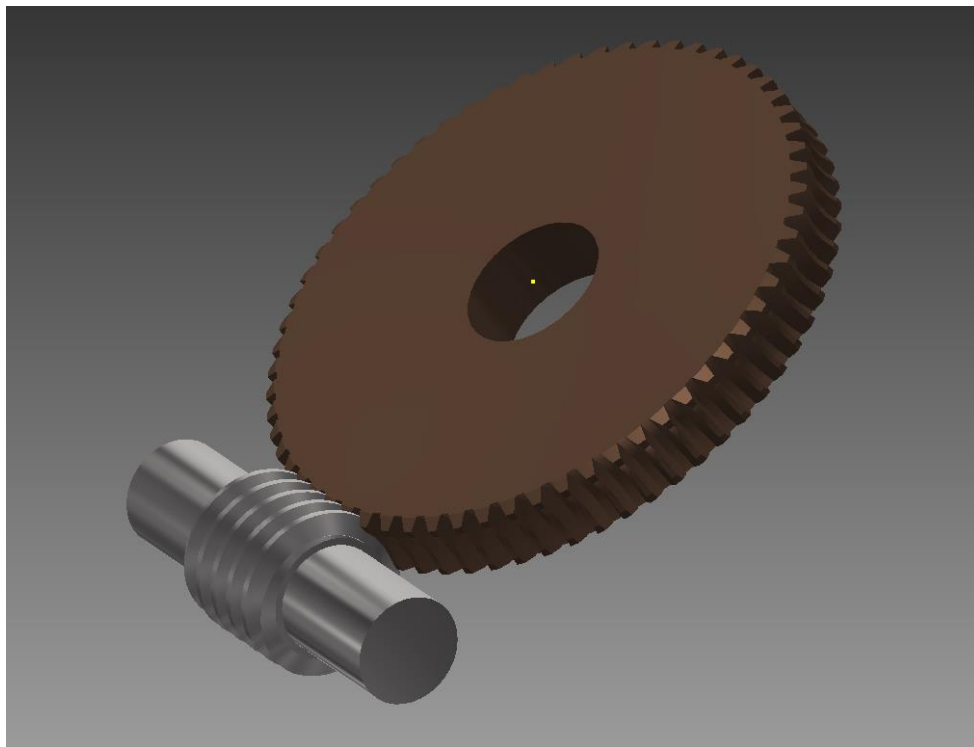
Na šneku i šnekovém kole (opačný směr působení):

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3} * \tan(\alpha_n)}{\sin \gamma + \cos \gamma * \tan \varphi'} \quad (56.)$$

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{502,7 * \tan 20}{\sin 6,379 + \cos 6,379 * \tan 5,256} = 903,42 \text{ N}$$

Proporční vizualizace šnekového soukolí

Model jsem vytvořil pomocí programu Autodesk Inventor 2015. Model je zobrazen na obrázku 3. Další zobrazení je součástí příloh.



Obrázek 21 Model šnekového soukolí

4.1.3. Kontrola na oteplení

Níže uvedený výpočet je pouze přibližný. Je určený k identifikaci správné konstrukční varianty a je nutné jej experimentálně ověřit na modelech šnekových převodovek. [1]

„Obecně platí, že ztracený mechanický výkon – Z [W] – musí být menší než tepelný výkon skříně Q [W].“ [3]

$$Q \geq Z \quad (57.)$$

$$Z = (1 - \eta_{3,4}) * P_m = \quad (58.)$$

$$Z = (1 - 0,65) * 370 = 129,5 \text{ W}$$

$$Q = k * [S_1 * (t_{M1} - t_0) + S_2 * (t_{M2} - t_0)] \quad (59.)$$

$$k = 8 \text{ až } 11 \text{ W} * \text{m}^{-2} * \text{°C} \rightarrow \text{zvoleno: } 10 \text{ [3]}$$

$S_1 = \dots$ Vnější povrch skříně ležící pod úrovní hladiny oleje [3]

$S_2 = \dots$ vnější povrch skříně ležící nad hladinou oleje [3]

$t_{M1} = 100\text{°C}$... Nejvyšší provozní teplota oleje

$t_{M2} = 90\text{°C}$ teplota stékajícího oleje po vnitřním povrchu skříně volí se

o $(10 - 20)\text{°C}$ nižší než t_{M1} (určeno experimentálně)[3]

$t_0 = 35\text{°C}$... teplota okolí, zvoleno pro nejhorší podmínky, které nastanou

$$Q = 14 * [0,0764 * (100 - 35) + 0,221 * (85 - 35)] = 220 \text{ W}$$

Tepelný výkon skříně vyšel přibližně 1,7krát větší než ztracený mechanický výkon. Proto můžeme skříně použít i bez dodatečných chladících prvků.

4.1.4. Výpočet minimálních průměrů hřídelů

Krouticí moment na hřídeli elektromotoru

$$M_{k-m} = \frac{P_m}{2\pi * n_m} \quad (60.)$$
$$M_{k-m} = \frac{370}{2\pi * \frac{1385}{60}} = 2,551 \text{ Nm}$$
$$M_{kl} = M_{k-m}$$

Krouticí momenty na dílčích hřídelích

$$M_{kII} = M_{kl} * i_{1,2} * \eta_{1,2} \quad (61.)$$

$$M_{kII} = 2,551 * 4,526 * 0,98 = 11,31 \text{ Nm}$$

$$M_{kIII} = M_{kII}$$

$$M_{kIV} = M_{kIII} * i_{3,4} * \eta_{3,4} \quad (62.)$$

$$M_{kIV} = 11,31 * 63 * 0,54 = 384,77 \text{ Nm}$$

$$\tau_{Dkl} = 20 \text{ N} * \text{mm}^{-2}; \tau_{DkII} = 30 \text{ N} * \text{mm}^{-2}; \tau_{DkIV} = 25 \text{ N} * \text{mm}^{-2} [3]$$

$$d_I' = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{kl}}{\pi * \tau_{kdl}}} \quad (63.)$$

$$d_I' = \sqrt[3]{\frac{16 * 2\,550}{\pi * 20}} = 8,3 \text{ mm}$$

→ $d_I' = 12 \text{ mm}$ (s ohledem na drážku pro pero a drážkování)

$$d_{II}' = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{kII}}{\pi * \tau_{kdII}}} \quad (64.)$$

$$d_{II}' = \sqrt[3]{\frac{16 * 11\,310}{\pi * 30}} = 12,4 \text{ mm}$$

→ $d_{II}' = 17 \text{ mm}$ (s ohledem na drážku pro pero a drážkování)

$$d_{IV}' = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{kIV}}{\pi * \tau_{kdIV}}} \quad (65.)$$

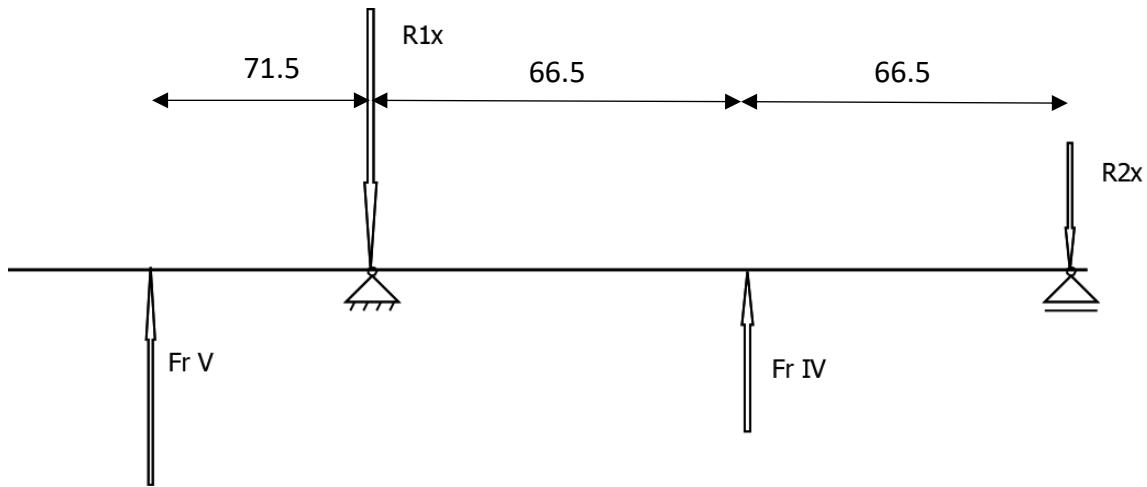
$$d_{IV}' = \sqrt[3]{\frac{16 * 384\,770}{\pi * 25}} = 42,8 \text{ mm}$$

→ $d_{III}' = 55 \text{ mm}$ (s ohledem na drážku pro pero a drážkování)

4.1.5. Výpočet reakcí v ložiskách

Reakce na výstupní hřídeli:

Statické rovnice x-z



Obrázek 23 diagram výstupní hřídele rovina x-z

$$Fr V - R1x + Fr IV - R2x = 0$$

$$R2x = Fr V + Fr IV - R1x$$

Momentová rovnice k ložisku 2:

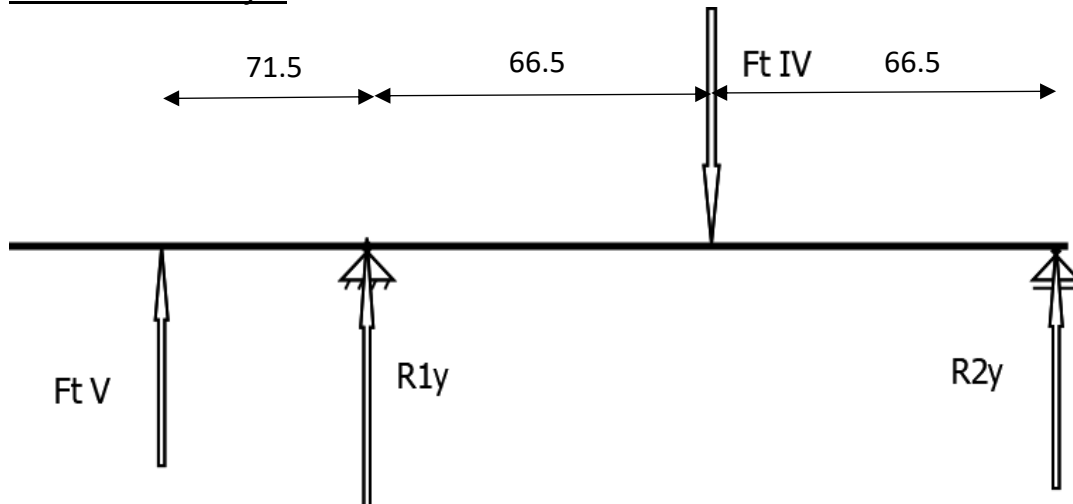
$$Fr V * 204,5 - R1x * 133 + Fr IV * 66,5 + M_{a4} = 0$$

$$R1x = \frac{Fr V * 204,5 + Fr IV * 66,5 + F_{a4} * r_4}{133} =$$

$$R1x = \frac{1983,2 * 204,5 + 903,4 * 66,5 + 500 * 158,5}{133} = 4185,8 N$$

$$R2x = Fr V + Fr IV - R1x = 2041 + 903,4 - 4185,8 = -1241,4 N$$

Statická rovnice y-z



Obrázek 24 diagram výstupní hřídele rovina y-z

$$Ft V + R1y - Ft IV + R2y = 0$$

$$R2y = -Ft V - R1y + Ft IV$$

Momentová rovnice k ložisku 2:

$$Ft V * 204,5 + R1y * 133 - Ft IV * 66,5 = 0$$

$$R1y = \frac{Ft IV * 66,5 - Ft V * 204,5}{133} = \frac{2922,1 * 66,5 - 5448,8 * 204,5}{133} = -7161,2 \text{ N}$$

$$R2y = -5607,6 - (-7161,2) + 2922,1 = 4475,7 \text{ N}$$

Reakce:

$$R1 = \sqrt{R1x^2 + R1y^2}$$

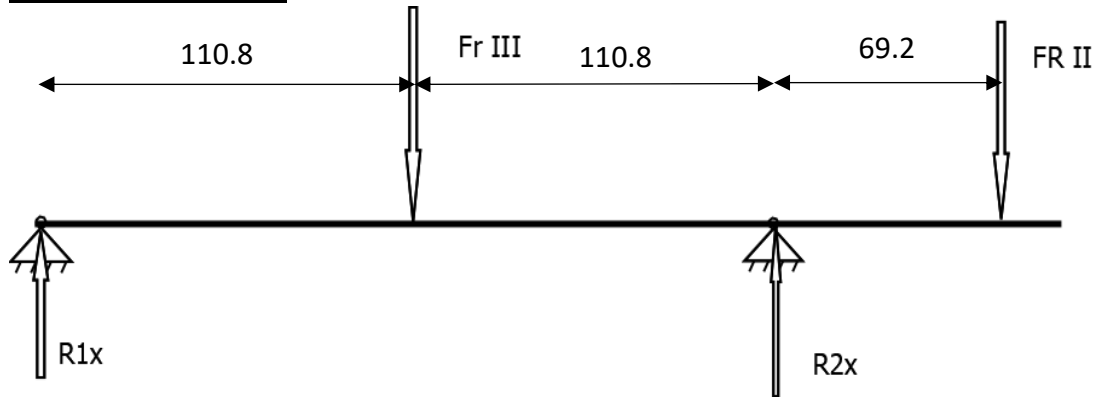
$$R1 = \sqrt{4185,8^2 + (-7161,2)^2} = 8294,8 \doteq 8500 \text{ N}$$

$$R2 = \sqrt{R2x^2 + R2y^2}$$

$$R2 = \sqrt{(-1241,4)^2 + 4475,7^2} = 4644,7 \doteq 5000 \text{ N}$$

Reakce na předlokové hřídeli:

Statické rovnice x-z



Obrázek 25 diagram předlokové hřídele rovina x-z

$$R1x - Fr III + R2x - Fr II = 0$$

$$R1x = Fr III - R2x + Fr II$$

Momentová rovnice k ložisku 1:

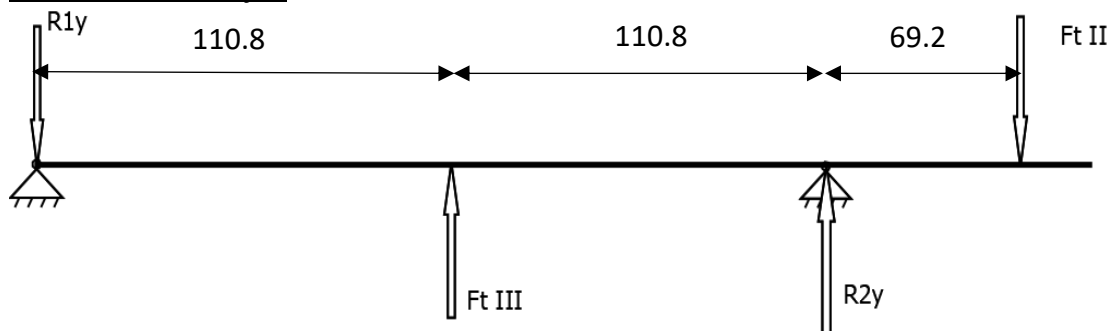
$$-Fr III * 110,8 + R2x * (110,8 * 2) - Fr II * (2 * 110,8 + 69,2) + M_{a3} - M_{a2} = 0$$

$$R2x = \frac{Fr III * 110,8 + Fr II * 290,8 + F_{a3} * r_3 - F_{a2} * r_2}{110,8 * 2} =$$

$$R2x = \frac{903,42 * 110,8 + 97,75 * 290,8 - 3010 * 22,7 + 56,1 * 44}{2 * 110,8} = 282,8 \text{ N}$$

$$R1x = Fr III - R2x + Fr II = 903,42 + 97,75 - 282,8 = 718,37 \text{ N}$$

Statické rovnice y-z



Obrázek 26 diagram předlokové hřídele rovina y-z

$$-R1y + Ft III + R2y - Ft II = 0$$

$$R1y = Ft III + R2y - Ft II$$

Momentová rovnice k ložisku jedna:

$$Ft III * 110,8 + R2y * 2 * 110,8 - Ft II * (2 * 110,8 + 69,2) = 0$$

$$R2y = \frac{Ft II * 290,8 - Ft III * 110,8}{2 * 110,8} =$$

$$R2y = \frac{262,6 * 290,8 - 502,7 * 110,8}{221,6} = 93,25 \text{ N}$$

$$R1y = Ft \text{ III} + R2y - Ft \text{ II} = 502,7 + 93,25 - 262,6 = 333,35 \text{ N}$$

Reakce:

$$R1 = \sqrt{R1x^2 + R1y^2}$$

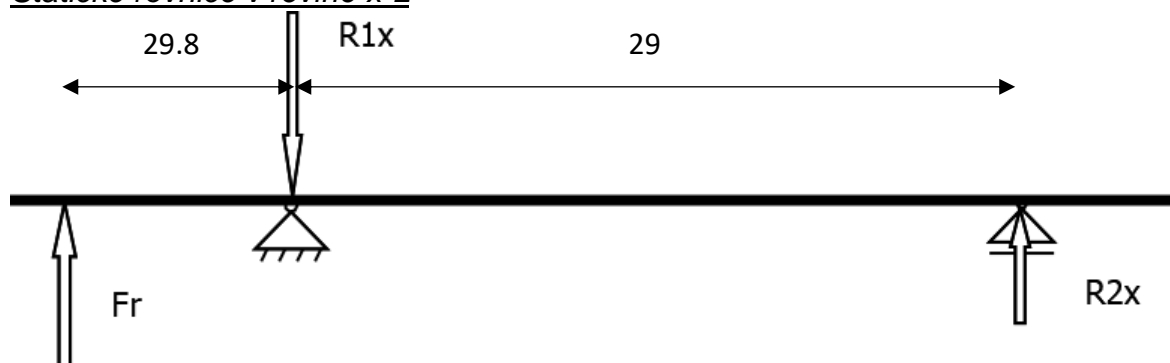
$$R1 = \sqrt{718,37^2 + 333,35^2} = 791,9 \doteq 900 \text{ N}$$

$$R2 = \sqrt{R2x^2 + R2y^2}$$

$$R2 = \sqrt{282,8^2 + 93,25^2} = 297,8 \doteq 400 \text{ N}$$

Reakce na vstupní hřídeli

Statické rovnice v rovině x-z



Obrázek 27 Diagram vstupní hřídele rovina x-z

$$Fr - R1x + R2x = 0$$

$$R2x = R1x - Fr$$

Momentová rovnice podpoře 2

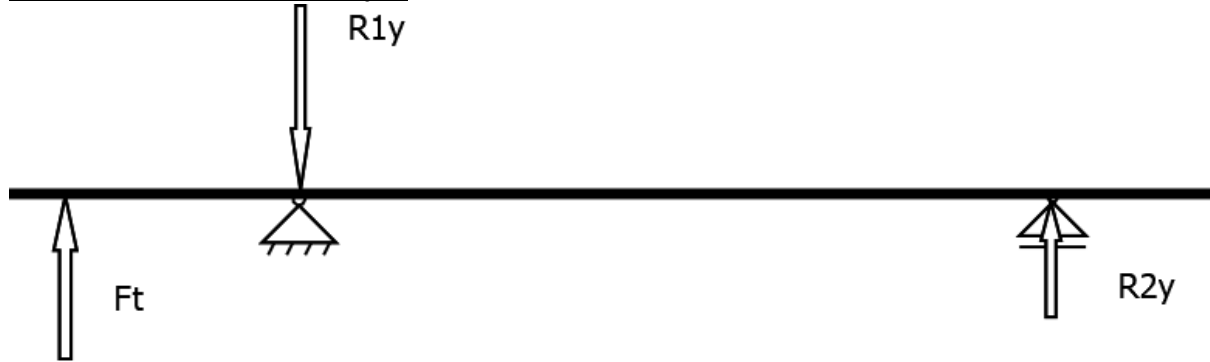
$$Fr * 58,5 - R1x * 29 - M_{a1} = 0$$

$$R1x = \frac{Fr * 58,5 - F_{a1} * r_1}{29} = \frac{97,7 * 58,5 - 56,1 * 9,7}{29} = 178,3 \text{ N}$$

Reakce v posuvné podpoře:

$$R2x = R1x - Fr = 178,3 - 97,7 = 80,6 \text{ N}$$

Statické rovnice v rovině y-z



Obrázek 28 Diagram vstupní hřídele rovina y-z

$$Ft - R1y + R2y = 0$$

$$R2y = R1y - Ft$$

Momentová rovnice k podpoře 2:

$$Ft * 58,5 - R1y * 29 = 0$$

$$R1y = \frac{Ft * 58,5}{29} = \frac{263,6 * 58,5}{29} = 531,7 \text{ N}$$

$$R2y = R1y - Ft = 531,7 - 263,6 = 268,2 \text{ N}$$

Reakce:

$$R1 = \sqrt{R1x^2 + R1y^2}$$

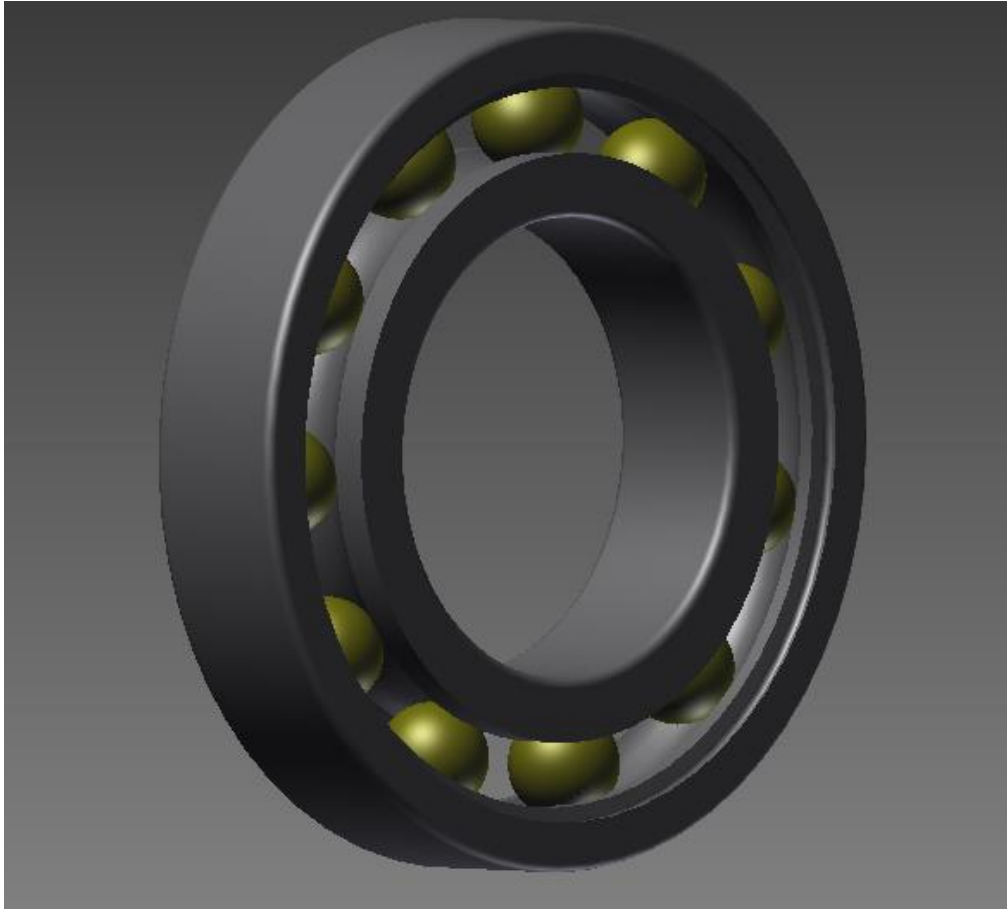
$$R1 = \sqrt{178,3^2 + 531,7^2} = 560,8 \doteq 561 \text{ N}$$

$$R2 = \sqrt{R2x^2 + R2y^2}$$

$$R2 = \sqrt{80,6^2 + 268,2^2} = 280,1 \doteq 300 \text{ N}$$

4.1.6. Kontrola ložisek

Kontrola zvolených ložisek pro výstupní hřídel:



Obrázek 29 Kuličkové ložisko 6213 z katalogu SKF

Zvolena jednořadá kuličková ložiska 6213 katalogu SKF.

Základní dynamická únosnost: $C = 58,5 \text{ KN}$

Základní statická únosnost: $C_0 = 40,5 \text{ KN}$

Reakce na ložisku 1 (bez axiálního zatížení): $R1 = 8500 \text{ N}$

Reakce na ložisku 2 (s axiálním zatížením): $R2 = 5000 \text{ N}$; $R2_a = 500 \text{ N}$

Exponent trvanlivosti pro kuličková ložiska: $p = 3$

Požadovaná životnost: $L_h > 200\,000 \text{ hod}$

Statická bezpečnost $k > 2$

Ložisko 1

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P = R1 = 8500 \text{ N} = 8,5 \text{ KN}$$

Trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n_4} \quad (66.)$$

$$L_h = \left(\frac{58,5}{8,500}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 4,857} = 1\,118\,642 \text{ hod}$$

Statická kontrola ložiska

$$k = \frac{C_0}{P} \quad (67.)$$

$$k = \frac{40,5}{8,5} = 4,76$$

Ložisko 2

$$\frac{R2_a}{C_0} = \frac{500}{40500} = 0,0111$$

Tabulka 8 Výpočtový součinitelé e pro jednořadá ložiska [1]

Fa/C0	Normální vůle			Vůle C3			Vůle C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2	0,31	0,46	1,75	0,4	0,44	1,42
0,04	0,24	0,56	1,8	0,33	0,46	1,62	0,42	0,44	1,36
0,07	0,27	0,56	1,6	0,36	0,46	1,46	0,44	0,44	1,27
0,13	0,13	0,56	1,4	0,41	0,46	1,3	0,48	0,44	1,16
0,25	0,37	0,56	1,2	0,46	0,46	1,14	0,53	0,44	1,05
0,5	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1

Z tabulky 8 odečteno: e=0,22; X=0,56; Y=2

$$\frac{R2_a}{R2} = \frac{500}{5000} = 0,1 < e \Rightarrow P = F_r$$

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P = R2 = 5\,000 \text{ N} = 5 \text{ KN}$$

Trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n_4}$$

$$L_h = \left(\frac{58,5}{5,0}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 4,857} = 5\,495\,000 \text{ hod}$$

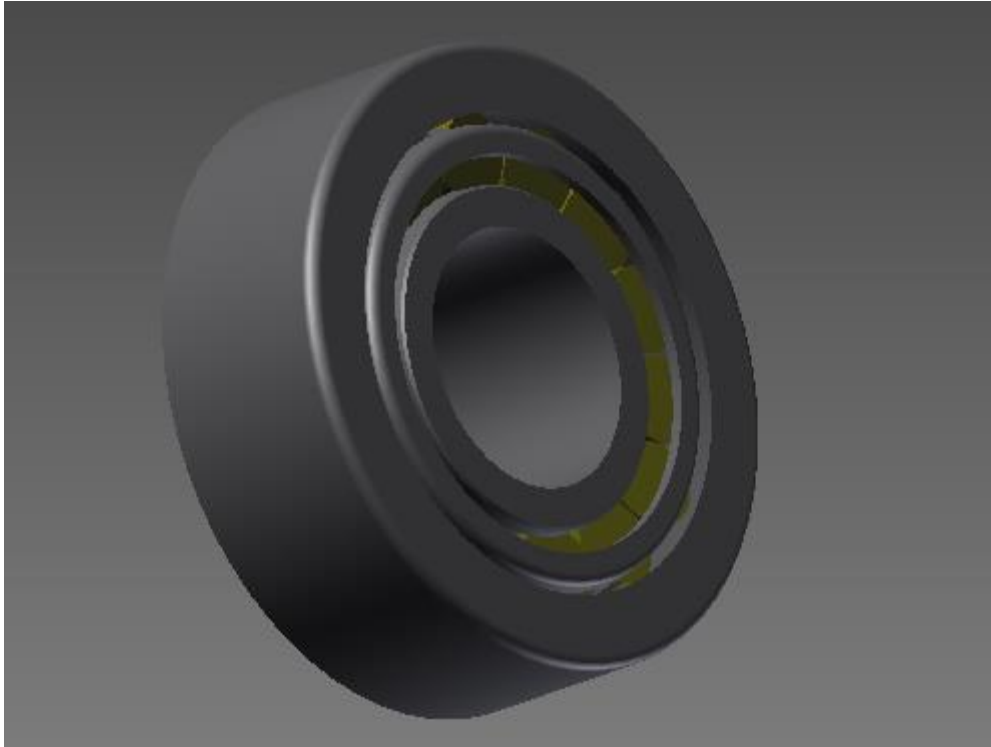
Statická kontrola ložiska

$$k = \frac{C_0}{P}$$

$$k = \frac{40,5}{5} = 8,1$$

Obě ložiska vyhovují požadavkům. Vypočtená trvanlivosti ložisek vychází v milionech hodin což překračuje požadovanou životnost minimálně pětkrát. Ložiska nižší třídy (LOŽISKO 6013) nebyla použita, protože nesplňovala požadovanou životnost u ložiska 1.

Kontrola ložisek pro předlohovou hřídel:



Obrázek 30 Kuželíkové ložisko 32306 z katalogu SKF

Počítáno podle podkladů a katalogu SKF.

Zvolena kuželíková ložiska 32306 z katalogu SKF.

Základní dynamická únosnost: $C = 95 \text{ KN}$

Základní statická únosnost: $C_0 = 85 \text{ KN}$

Konstanta e : $e = 0,39$

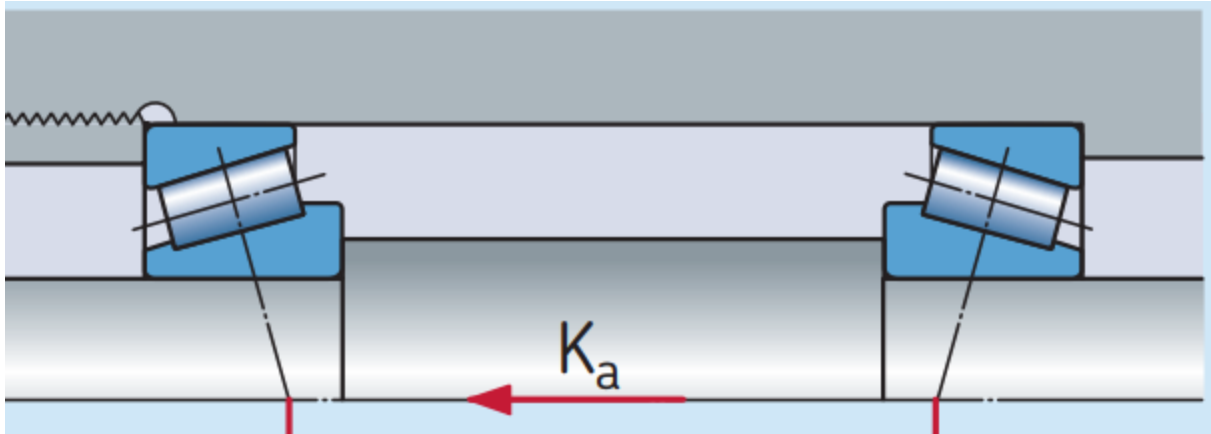
Konstanta Y : $Y = 1,9$

Konstanta Y_0 : $Y_0 = 1,1$

Požadovaná životnost: $L_h > 175 \text{ 000 hod}$

Statická bezpečnost $k > 2$

Exponent trvanlivosti pro kuličková ložiska: $p = \frac{10}{3}$



Obrázek 31 Schéma uložení kuželíkových ložisek čely k sobě (do "X") [13]

$R1 = 900 \text{ N}, R2 = 400 \text{ N}, Ka = 3000 \text{ N}$ (Ka je axiální síla vznikající na šneku)

$$R1 > R2$$

$$Fa2 = \frac{0,5 * R2}{Y} \quad (68.)$$

$$Fa2 = \frac{0,5 * 400}{1,9} = 105,3 \text{ N}$$

$$Fa1 = Fa2 + Ka \quad (69.)$$

$$Fa1 = 105,3 + 3000 = 3105,3 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska + trvanlivost v hodinách

Ložisko 1

$$\frac{Fa1}{R1} = \frac{3105,3}{900} = 3,45 > e$$

$$\Rightarrow P = 0,4 * R1 + Y * Fa1 \quad (70.)$$

$$P_2 = 0,4 * 900 + 1,9 * 3105,3 = 6260 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n_3} \quad (71.)$$

$$L_h = \left(\frac{95}{6,26}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 306,01} = 471278 \text{ hod}$$

Ložisko 2

$$\frac{Fa2}{R2} = \frac{105,3}{400} = 0,26 < e \Rightarrow P_2 = R2$$

Trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n_3}$$

$$L_h = \left(\frac{95}{0,4}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 306,01} = 700\,000\,000 \text{ hod}$$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska + statická bezpečnost

Ložisko 1

$$P_{01} = 0,5 * R_1 + Y_0 * Fa_1 \quad (72.)$$

$$P_{01} = 0,5 * 900 + 1,1 * 3\,105,3 = 3\,865,8 \text{ N}$$

Statická kontrola ložiska

$$k = \frac{C_0}{P_{01}} \quad (73.)$$

$$k = \frac{85}{3,9} = 21$$

Ložisko 2

$$P_{02} = 0,5 * R_2 + Y_0 * Fa_2 \quad (74.)$$

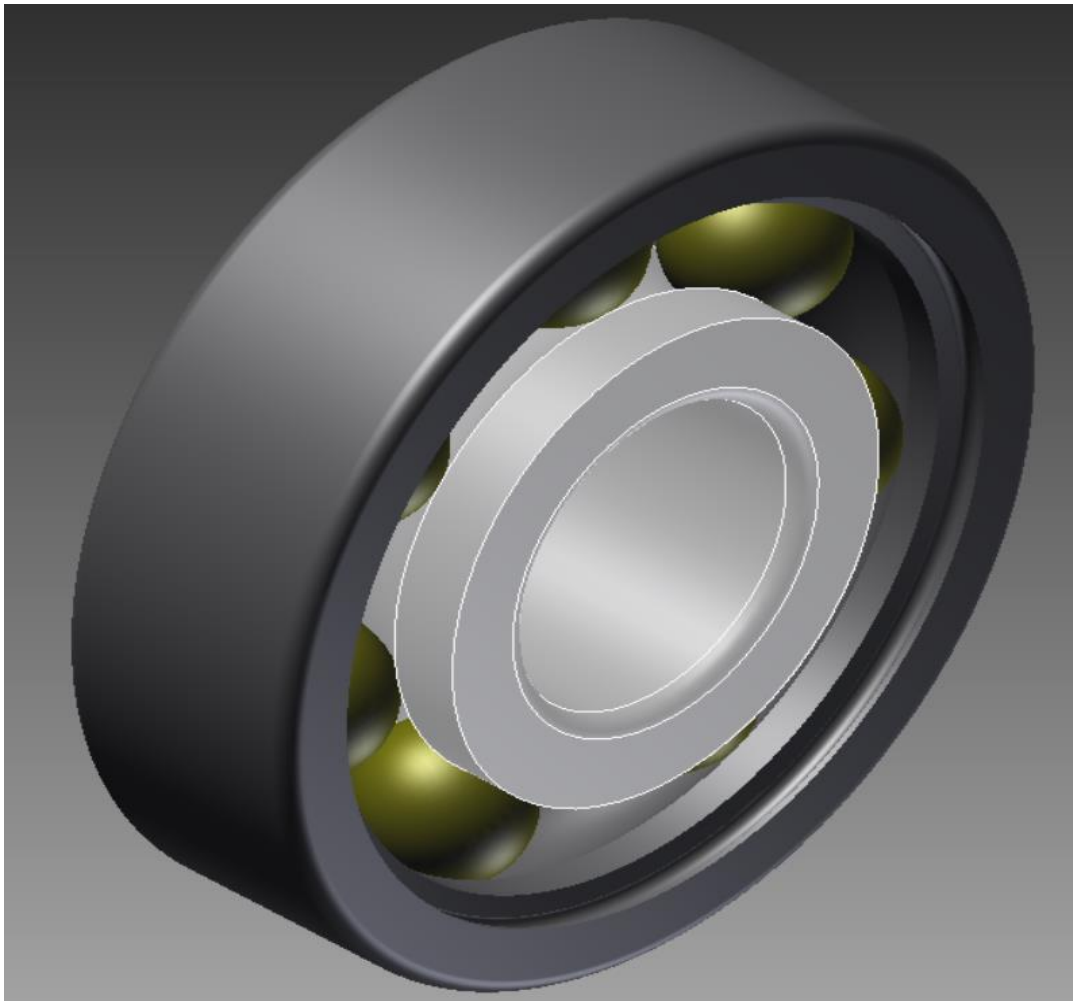
$$P_{02} = 0,5 * 400 + 1,1 * 105,3 = 315,83 < R_2 \Rightarrow P_{02} = R_2$$

Statická kontrola ložiska

$$k = \frac{C_0}{P_{02}} \quad (75.)$$

$$k = \frac{85}{0,4} = 210$$

Kontrola ložisek na vstupní hřídeli



Obrázek 32 Kuličkové ložisko 6303 z katalogu SKF

Zvolena jednořadá kuličková ložiska 6303 katalogu SKF.

Základní dynamická únosnost: $C = 14,3 \text{ KN}$

Základní statická únosnost: $C_0 = 6,55 \text{ KN}$

Reakce na ložisku 1 (bez axiálního zatížení): $R1 = 458,3 \text{ N}$

Reakce na ložisku 2: $R2 = 300 \text{ N}$; $R2a = 600 \text{ N}$

Exponent trvanlivosti pro kuličková ložiska: $p = 3$

Požadovaná životnost: $L_h > 175 \text{ 000 hod}$

Statická bezpečnost $k > 2$

Ložisko 1

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P = R1 = 600 \text{ N} \doteq 0,561 \text{ kN}$$

Trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n_1} \quad (76.)$$

$$L_h = \left(\frac{14,3}{0,561}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 1385} = 199\,305 \text{ hod}$$

Statická kontrola ložiska

$$k = \frac{C_0}{P}$$

$$k = \frac{6,55}{0,5} = 13,1$$

Ložisko 2

$$\frac{R2_a}{C_0} = \frac{55,8}{6550} = 0,00852$$

Z tabulky 8 odečteno: $e=0,22$; $X=0,56$; $Y=2$

$$\frac{R2_a}{R2} = \frac{56,1}{300} = 0,187 < e \Rightarrow P = R1$$

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P = 300 \text{ N} = 0,3 \text{ kN}$$

Trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n_1}$$

$$L_h = \left(\frac{14,3}{0,3}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 1385} = 1\,303\,296 \text{ hod}$$

Statická kontrola ložiska

$$k = \frac{C_0}{P}$$

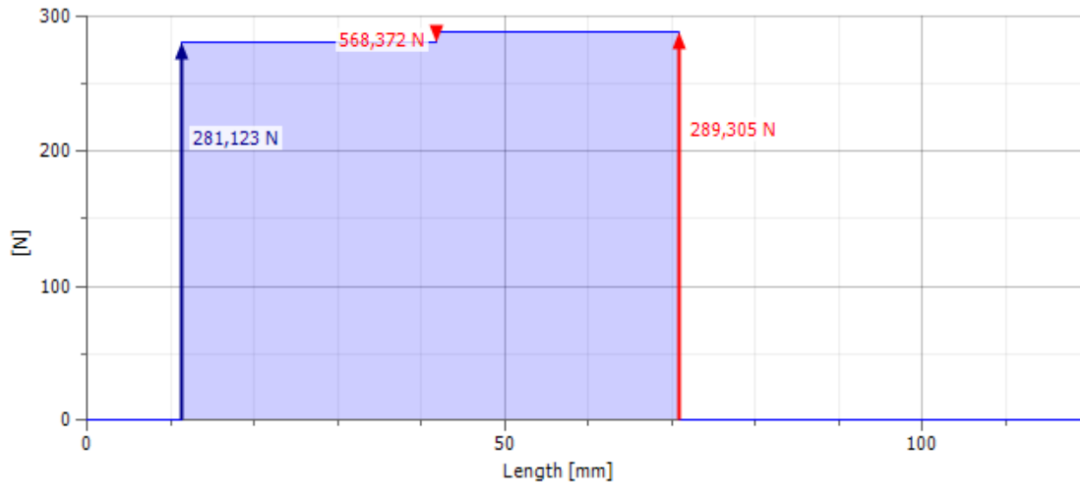
$$k = \frac{6,55}{0,22} = 29,8$$

4.1.7. Kontrola hřídelů na průhyb

Vstupní hřídel:

Průběh posouvající síly:

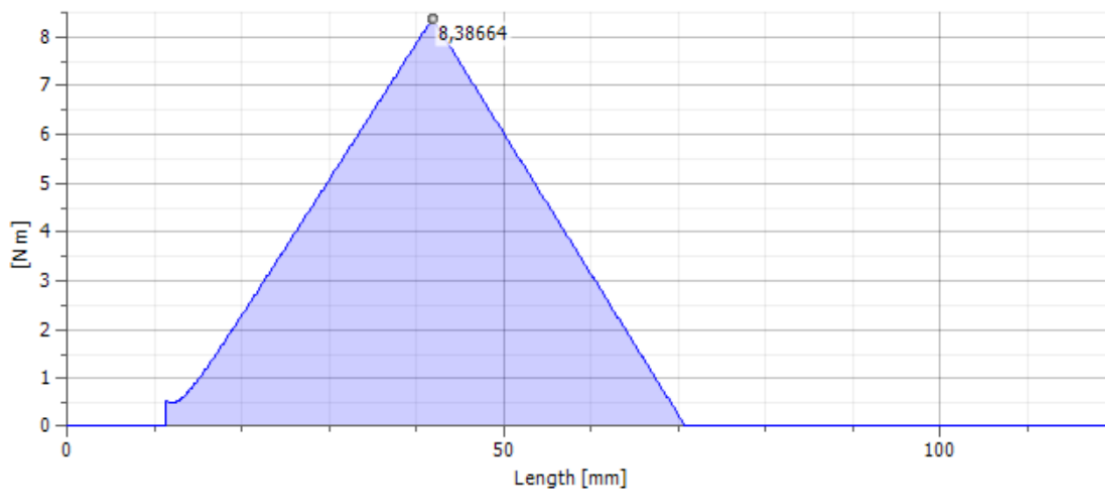
☐ Shear Force



Obrázek 33 Graf průběhu posouvající síly vstupní hřídele

Průběh Ohybového momentu:

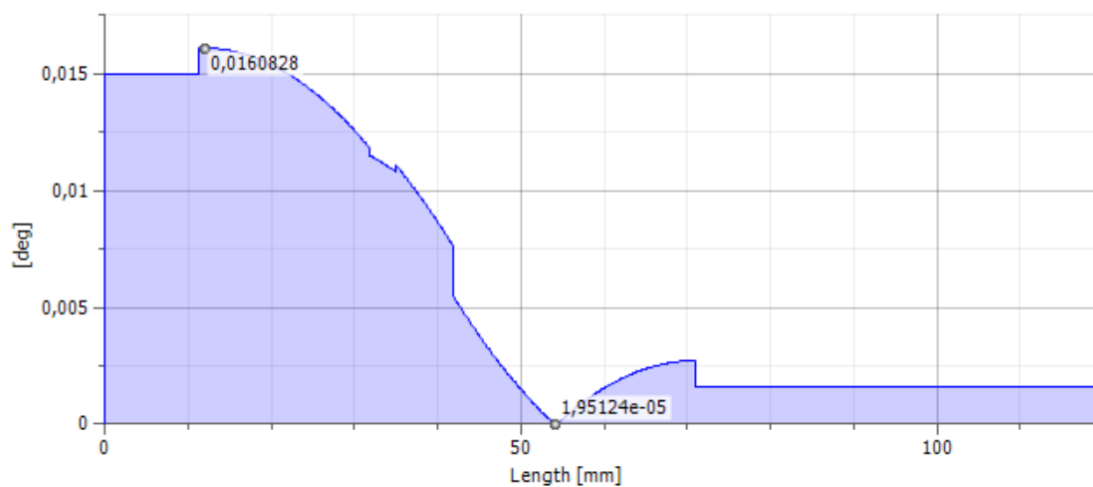
☐ Bending Moment



Obrázek 34 Graf průběhu ohybového momentu vstupní hřídele

Průběh úhlu natočení:

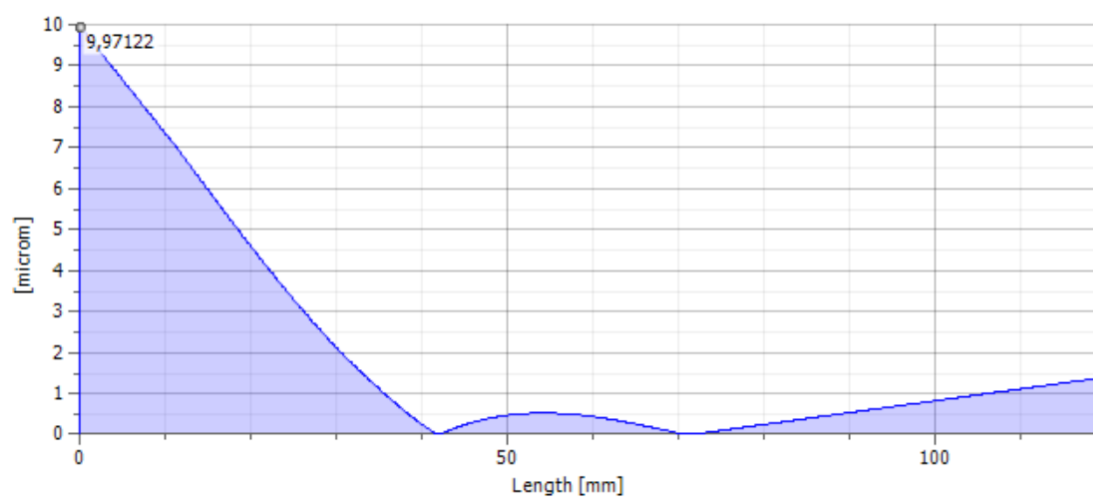
☐ Deflection Angle



Obrázek 35 Graf průběhu úhlu natočení vstupní hřídele

Průběh velikosti průhybu:

☐ Deflection

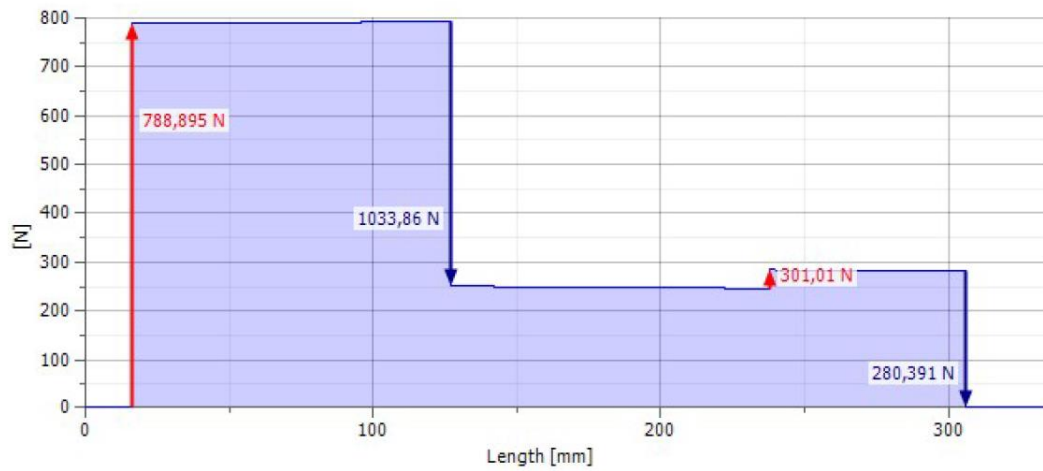


Obrázek 36 Graf průběhu velikosti průhybu vstupní hřídele

Předlohový hřídel:

Průběh posouvající síly:

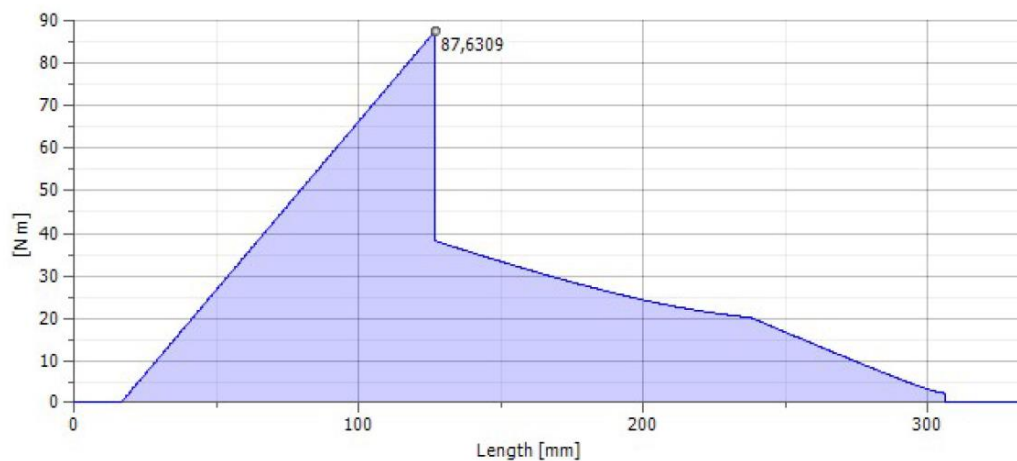
☐ Shear Force



Obrázek 37 Graf průběhu posouvající síly výstupní hřídele

Průběh Ohybového momentu:

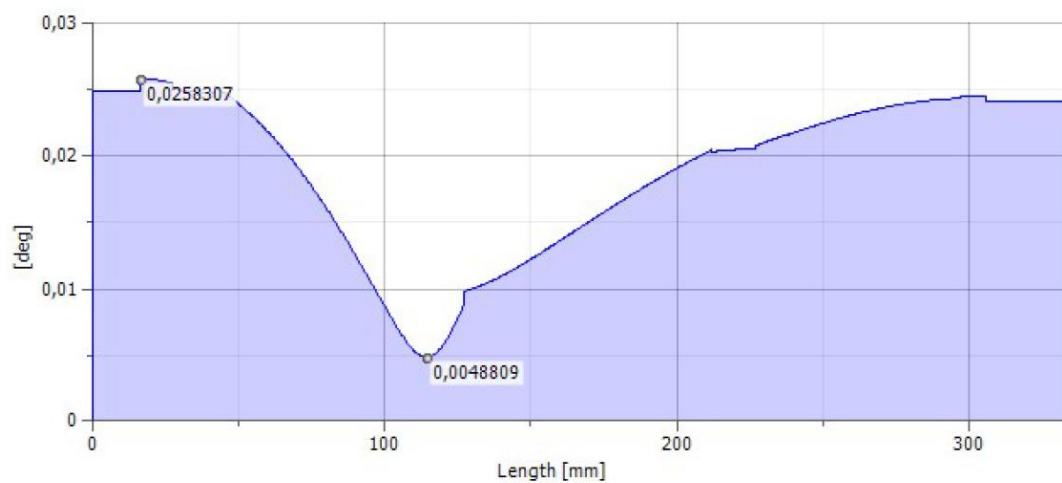
☐ Bending Moment



Obrázek 38 Graf průběhu ohybového momentu výstupní hřídele

Průběh úhlu natočení:

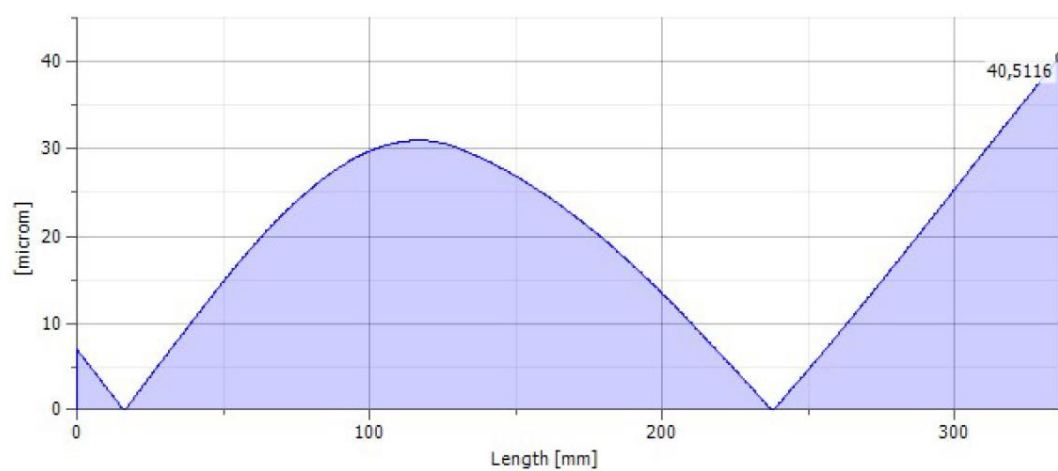
Deflection Angle



Obrázek 39 Graf průběhu úhlu natočení výstupní hřídele

Průběh velikosti průhybu:

Deflection

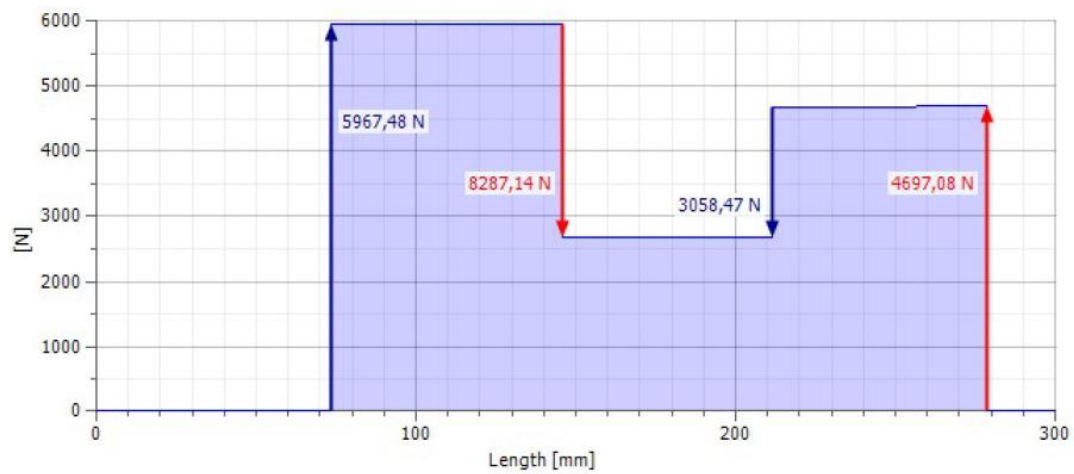


Obrázek 40 Graf průběhu velikosti průhybu výstupní hřídele

Výstupní hřídel:

Průběh posouvající síly:

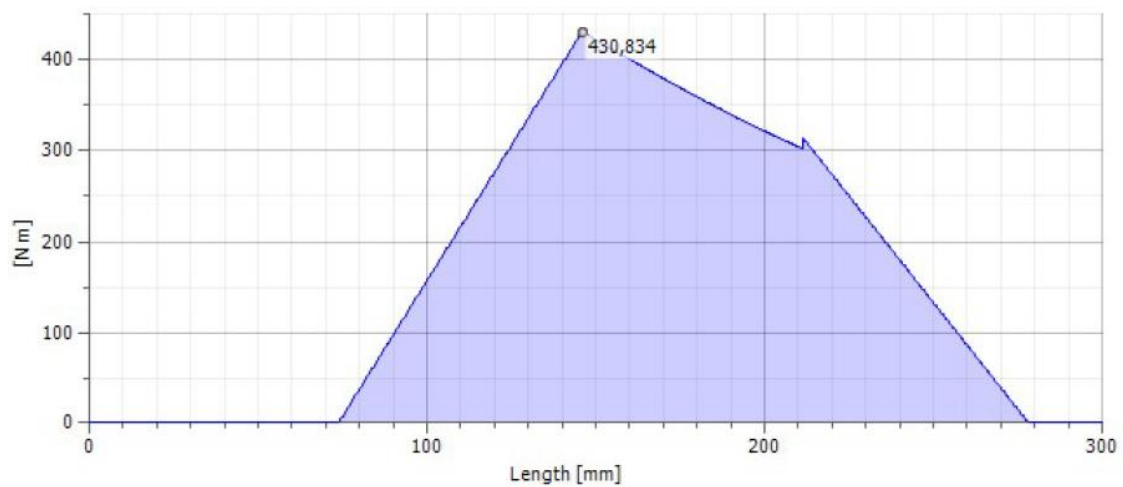
☐ Shear Force



Obrázek 41 Graf průběhu posouvající síly výstupní hřídele

Průběh Ohybového momentu:

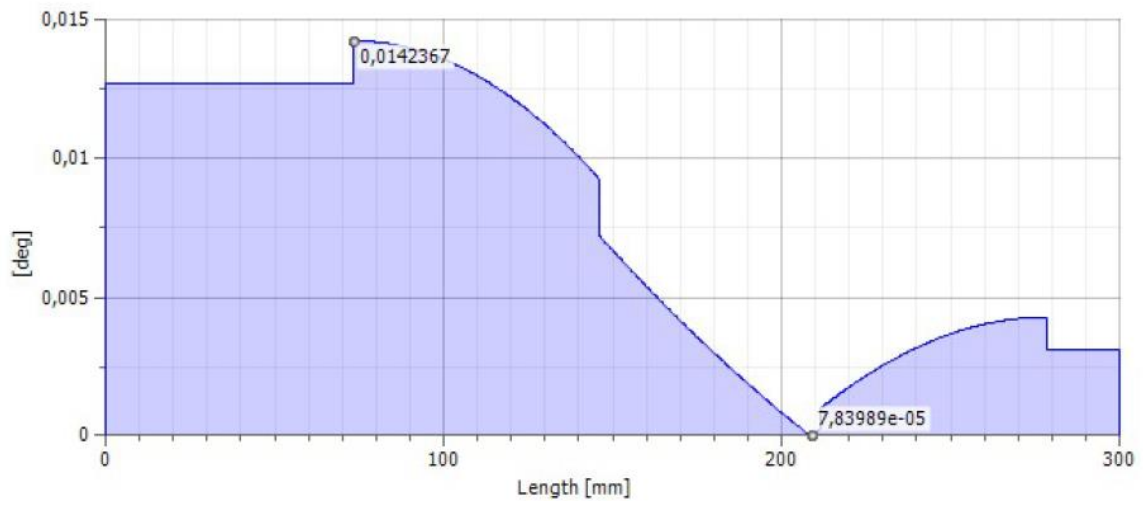
☐ Bending Moment



Obrázek 42 Graf průběhu ohybového momentu výstupní hřídele

Průběh úhlu natočení:

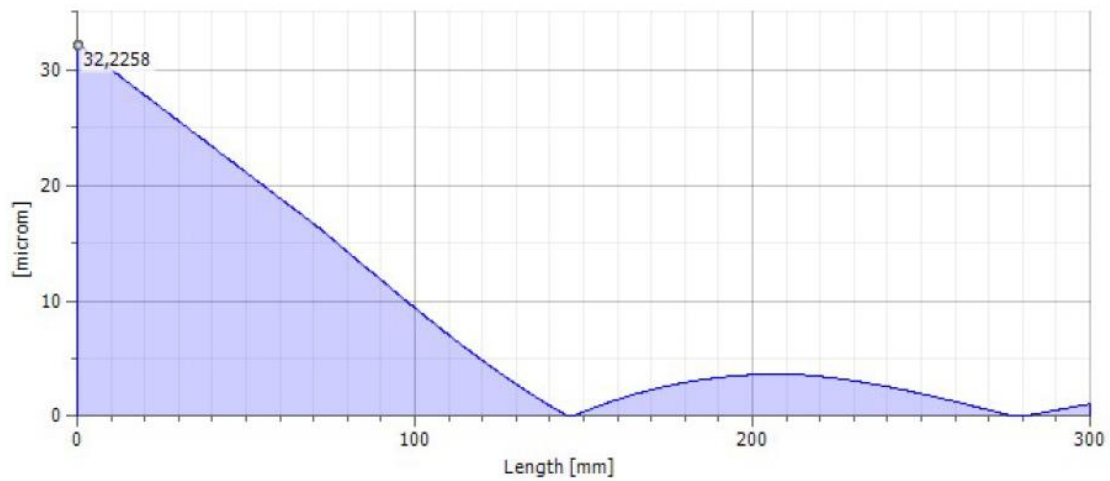
Deflection Angle



Obrázek 43 Graf průběhu úhlu natočení výstupní hřídele

Průběh velikosti průhybu

Deflection



Obrázek 44 Graf průběhu velikosti průhybu výstupní hřídele

4.2. Návrh ozubeného hřebenu

4.2.1. Vstupní parametry

Vstup: 4,857 ot/min, $M_k=463,15$ Nm

Požadovaný převodový poměr: $i'=97,71$

Materiál pastorku zvolen: Konstrukční ocel ušlechtilá, 42CrV6, $R_m=980$ MPa, Povrchově kalená po boku.

Materiál hřebenu zvolen: Konstrukční ocel ušlechtilá, 42CrV6, $R_m=980$ MPa, zušlechtěná

Požadovaná životnost: $L_h=300000$ hod

Úhel sklonu zubů volím: $\beta = 0^\circ$

Počet zubů pastorku volím: $z_1 = 17$

Normálový úhel záběru volím: $\alpha = 20^\circ$

Střední průměr hřebenu: $d_6 = 11770$ mm

Poměr šířky pastorku k jeho průměru byl zvolen: $\psi_d = 0,36$

Maximální odchylka převodového poměru: $\delta = 2,5\%$

Minimální hodnoty součinitelů bezpečnosti: $S_H(\text{dotyk})=1,3$ a $S_F(\text{ohyb})=1,6$

4.2.2. Návrhový výpočet

Předběžný modul ozubení:

Pro kalená ozubená kola: $f_p = 18$ [3]

K_A ... Součinitel vnějších dynamických sil. Vyhledá se v ČSN 01 4686 část 2. Ekvivalentní a směrodatné zatížení. Závisí na zatěžování převodovky hnacím a hnaným strojem. [3]

Pro převodovku hnanou elektromotorem, která pohání otáčivý most dosazovací nádrže ČOV je:

$$K_A = 1,25 \text{ [3]}$$

K_{HB} ... Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (ČSN 01 4686 část 4. Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol.) Vyhledá se v diagramu obr. II – 10 b) str. 24 [3]

$$K_{HB} = 1,5$$

$$K_F = K_A * K_{HB}$$

$$K_F = 1,25 * 1,5 = 1,875$$

$$M_{kV} = 463,15 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 * \sigma_{Flimb}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 * 390 = 316 \text{ MPa}$$

σ_{Flimb} : Mez únavy v ohybu materiálu pastorku, vyhledá se v tabulce IV., str. 25, [3]

$$m_{5,6}' = f_p * \sqrt[3]{\frac{K_F * M_{kV}}{(b_{wF}/m) * z_5 * \sigma_{FP}}} \quad (77.)$$

$$m_{5,6}'_{18} * \sqrt[3]{\frac{1,875 * 463,15}{35 * 17 * 316}} = 2,99 \rightarrow 3,5 \text{ mm}$$

Modul zaokrouhlen podle normy ČSN 01 4608

Modul byl z důvodu venkovního použití (možnost vnesení nečistot, tvorba koroze atd.), požadovaného průměru hřebenu a problematického mazání zvolen:

$$m_{5,6} = 10 \text{ mm}$$

Šířky pastorku, kola a konečný převod hřebenu:

Pastorek:

$$b_5 = \frac{b_{wF}}{m} * m + m \quad (78.)$$

$$b_5 = b_{wF} + m = 35 + 10 = 45 \text{ mm}$$

Hřeben:

$$b_6 = \frac{b_{wF}}{m} * m \quad (79.)$$

$$b_6 = b_{wF} = 35 \text{ mm}$$

Obvod hřebenu:

$$O = d_6 * \pi \quad (80.)$$

$$O = 11770 * \pi = 36976,55 \text{ mm}$$

Šířka zubu:

$$S = 31,416 \text{ mm}$$

Počet zubů kola:

$$z_6 = \frac{O}{S} \quad (81.)$$

$$z_6 = \frac{36976,55}{31,416} = 1177,00025$$

Převod:

$$i_{5,6} = \frac{z_6}{z_5} \quad (82.)$$

$$i_{5,6} = \frac{1177}{17} = 69,24$$

Výstupní otáčky:

$$n_6 = \frac{n_5}{i_{5,6}} \quad (83.)$$
$$n_6 = \frac{4,857}{69,24} = 0,069 \text{ ot/min}$$

Výstupní moment:

$$M_{kVI} = i_{1,2} * M_{kV} * \eta_{5,6} \quad (84.)$$
$$M_{kVI} = 69,24 * 463,15 * 0,97 = 31\,106,5 \text{ Nm}$$

4.2.3. Kontrola ozubení

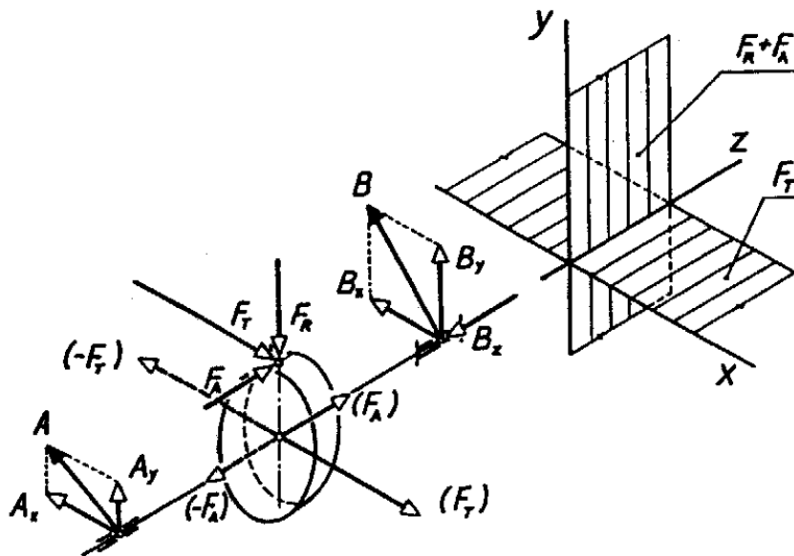
Kontrola ozubených kol proběhla pomocí programu Mitcalc (tab. 1), který byl použit jako další kontrola ozubení.

Mitcalc

Tabulka 9 Výsledky kontroly ozubení pomocí programu mitcalc

Počty zubů pastorku / kola	z	17	1177
Normálový úhel záběru	α	20	
Základní úhel sklonu zubů	β	0	
Modul ozubení / normalizovaná hodnota	m_n [mm]	10	
Průměr roztečné kružnice pastorku / hřebenu	d1/d2	170	11770
Šířka pastorku / kola	b1/b2	45	35
Pracovní šířka ozubení	bw	35	
Pracovní vzdálenost os	aw	85	
Přibližná hmotnost pastorku	m	10,725	
Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	2,1	8,1

4.2.4. Silové poměry na čelním soukolí



Obrázek 45 Zobrazení tečných, radiálních a axiálních sil, jejich působiště a reakce v podporách [3]

Tečná síla:

$$F_{t5} = \frac{2 * M_{kV}}{d_5} \quad (85.)$$

$$F_{t5} = \frac{2 * 463,15}{0,17} = 5\,448,8 \text{ N}$$

$$F_{t5} \approx -F_{t6}$$

Radiální síla:

$$F_{r5} = F_{t5} * \tan \alpha \quad (86.)$$

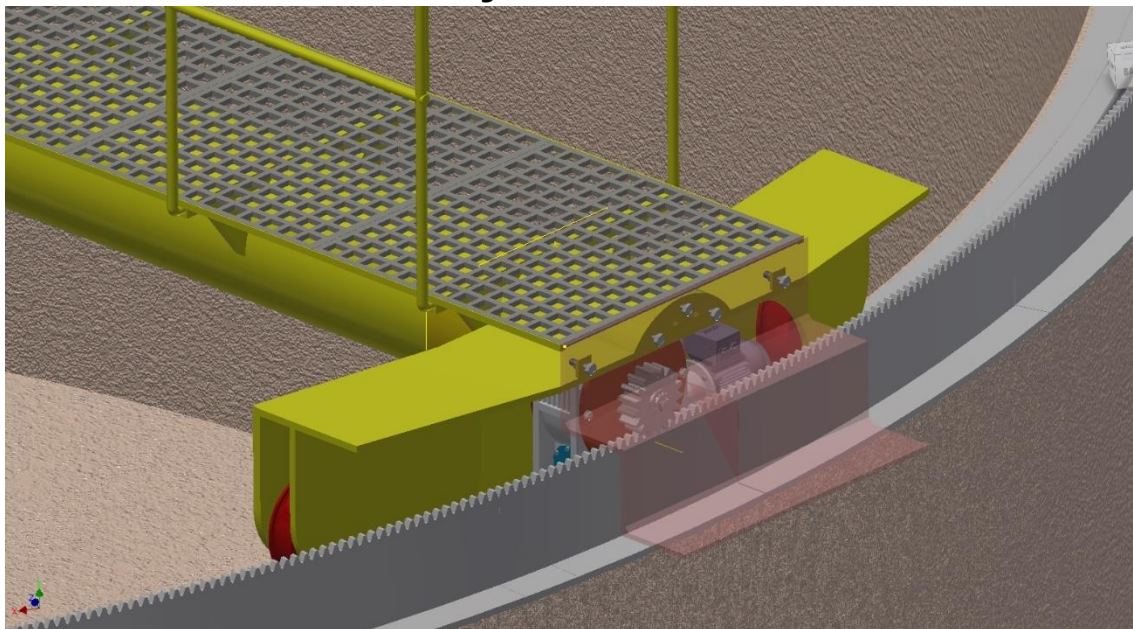
$$F_{r5} = 5\,448,8 * \tan 20^\circ = 1\,983,2 \text{ N}$$

$$F_{r5} \approx -F_{r6}$$

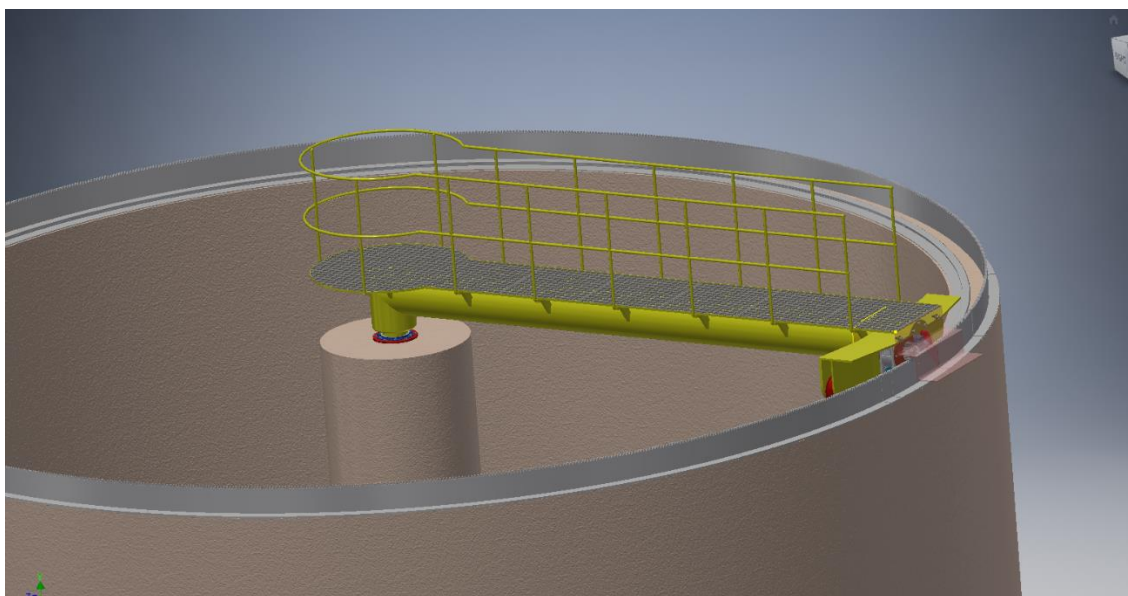
5. 3D model

3D model pohonu byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2017-18. Model sestavy a modely komponentů jsou součástí přílohy bakalářské práce

5.1. 3D model sestavy nádrže

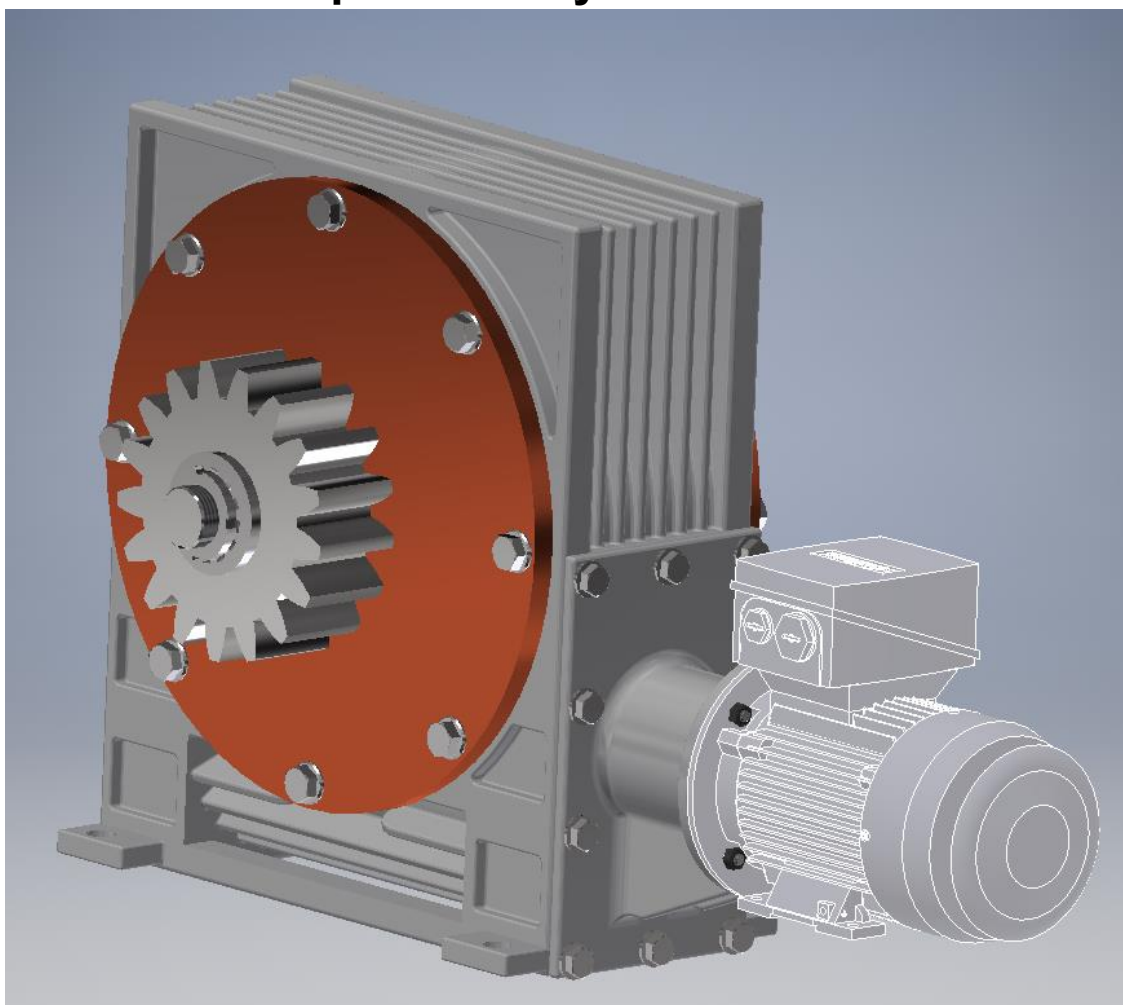


Obrázek 46 Model pohonu nádrže



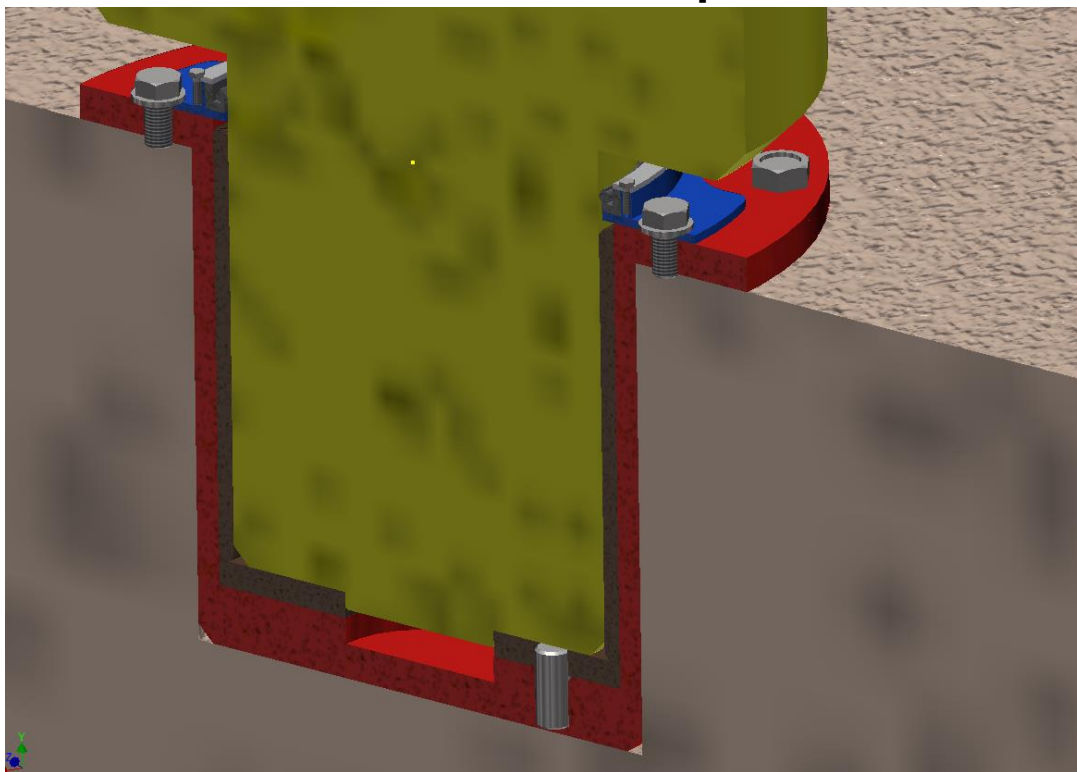
Obrázek 47 Model nádrže

5.2. 3D model převodovky



Obrázek 48 Model převodovky

5.3. 3D model uložení mostu uprostřed



Obrázek 49 Model uložení mostu v bronzovém pouzdru a na axiální kluzné podložce

6. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout konstrukční řešení pohonu otáčivé lávky usazovací nádrže s ohledem na počáteční podmínky a její usazení ve středu nádrže. V teoretické části práce byly rozebrány základní informace o usazovacích nádržích a jednotlivé možnosti motorů, převodovek a pohonů.

V návrhové části bylo k pohonu navrženo použití čtyřpólového asynchronního motoru a dvoustupňové převodovky, která kombinuje čelní a šnekové ozubení pro dosažení požadovaného převodového poměru. K přenosu točivého momentu mezi převodovkou a nádrží bude sloužit hřebenový převod, který zajistí spolehlivost chodu. Usazení lávky uprostřed nádrže bylo vyřešeno pomocí kombinace bronzového pouzdra z katalogu SKF a na zakázku vyrobeného kompozitního axiálního kluzného kroužku. Pro spojení převodovky a elektromotoru byla zvolena pružná spojka od výrobce TSCHAN.

Ve výpočtové části byla navržena dvoustupňová převodovka a hřebenový převod. Pro obojí byly provedené kontrolní výpočty, jako například kontrola ozubení, kontrola hřidelů na průhyb, dimenzování ložisek a kontrola na oteplení. Celý pohon byl navržen s důrazem na vysokou spolehlivost a co nejdelší životnost s minimální základní údržbou.

V poslední části byl na základě návrhových výpočtů vytvořen 3D model sestavy převodovky a sestavy nádrže s pohonem. Modely sestav byly také zpracované formou 2D výkresu sestavy s kusovníkem.

7. Seznam použitých zdrojů

- [1] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky pro školu a praxi. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [2] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 1999. ISBN 9788001019344.
- [3] KUGL, Otmar. Projekt: III. ročník. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [4] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [5] SKF. Wwww.skf.com [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/index.html>
- [6] TISEN: Plain bearings. <Http://www.cz.oilesbushing.com> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://www.cz.oilesbushing.com/thrust-washers/dry-washers/ptfe-coated-thrust-washers-tsb-1w.html>
- [7] BERG, Rostislav. Elektromotory-siemens.cz: prodej a servis elektromotorů [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: https://www.google.cz/search?biw=1858&bih=1014&tbm=isch&sa=1&ei=S5UyW9i4Jq-JmwWCgrP4Aw&q=elektromotor+siemens&oq=elektromotor+siemens&gs_l=img.3..35i39k1l2j0j0i24k1l2.1129.5849.0.6084.12.10.2.0.0.0.135.1057.1j9.10.0....0...1c.1.64.img..0.9.860...0i67k1j0i30k1j0i8i30k1.0.aabYFh9-fsU#imgsrc=rs7OAF__-fHHwM
- [8] MANGA, Martin. <Http://www.fsiforum.cz> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/_cv/cvika_komplet_podklady%2009-10.pdf
- [9] <Http://d2.tos-znojmo.cz> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/prevodovky/snekove-prevodovky/>
- [10] UHLÍŘ, Ivan. Elektrické stroje a pohony. Vyd. 2., přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03730-0.
- [11] VANĚK, Vlastimil. Vodovody a kanalizace Vsetín. Vakvs [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: https://www.vakvs.cz/userfiles/admin/files/pro_skoly/jak_se_cisti_odpadni_voda.pdf
- [12] INKOS.cz [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://www.inkos.cz/vyrobniprogram/chci-hledat-podle-zarizeni/dosazovaci-a-usazovaci-nadrze-s-pojezdovym-mostem>
- [13] SKF. Wwww.skf.com [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/index.html>
- [14] LEBEDOVÁ, Veronika. Svoboda.info. <Http://www.svoboda.info> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://www.svoboda.info/zpravy/kutna-hora/v-nejblizsi-dobe-zahajistavbu-kanalizace-v-policanech-projekt-skonci-v-pristim-roce/>

- [15] Veterinární farmaceutická univerzita Brno. <https://www.vfu.cz/> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: https://www.vfu.cz/vyzkum-vyvoj/strategie-a-rozvoj/iva-vfu-brno/5_odpadni-vody-cov.pdf
- [16] HOFFMAN, Pavel. ČOV TROJA. <http://fsinet.fsid.cvut.cz> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://fsinet.fsid.cvut.cz/cz/U218/peoples/hoffman/PREDMETY/COVP/COV/COV%20Troja/covtroja2.htm>
- [17] Azep: elektroprodejce. <http://azep.cz/> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://azep.cz/cz/reference/ucov-praha.html>
- [18] Evimarket: výrobky pro životní prostředí a ekologii. <http://www.envimarket.cz> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: http://www.envimarket.cz/?env=zbozi__baef/Pohony_pro_pojezdov%E9_mosty.html
- [19] MABARA: Barbora a Martin Procházka. <http://www.mabara.cz> [online]. [cit. 2018-06-26]. Dostupné z: <http://www.mabara.cz/reference/cov-kyjov-dosazovaci-nadrz/>
- [20] Ing. SPILKA, Vladimír. EKOPROGRES HRANICE, a.s. <https://www.vystava-vodka.cz> [online]. [cit. 2018-06-27]. Dostupné z: https://www.vystava-vodka.cz/prezentace/zakaznici/vystavavodka/dokumenty/pdf/f236_09-spilka.pdf

Seznam obrázků

Obrázek 1 Řez dosazovací nádrží [12]	2
Obrázek 2 Pohon otáčivé lávky pomocí vícešupňové převodovky s čelním ozubením [14]	3
Obrázek 3 Pohon otáčivé lávky pomocí šnekové převodovky [15].....	3
Obrázek 4 Pohon otáčivé lávky pomocí planetové převodovky [16].....	4
Obrázek 5 Realizace pohonu pomocí zubačky a kolejnice [18]	5
Obrázek 6 Příklad použití gumového kola pro pohon lávky [17]	5
Obrázek 7 Pohon lávky pomocí zubačky a gumového kola [19]	6
Obrázek 8 Konstrukční řešení motoru s vinutou kotvou [10]	8
Obrázek 9 Příklad pohonu usazovací nádrže ČOV Praha Ruzyně [20]	9
Obrázek 10 příklad pohonu usazovací nádrže ČOV Litovel [20]	9
Obrázek 11 Elektromotor Siemens 1LA9073-4KA [7]	10
Obrázek 12 Spojka od výrobce TSCHAN WS0105-L	11
Obrázek 13 Šneková převodovka s čelním předstupněm [8]	12
Obrázek 14 Schéma šnekové převodovky s čelním předstupněm [9]	12
Obrázek 15 Kluzné pouzdro z masivního bronzu z katalogu SKF (ilustrační obrázek) [5].....	14
Obrázek 16 Axiální kluzný kroužek s povrchem z PTFE (ilustrační obrázek) [6]	15
Obrázek 17 Zobrazení tečných, radiálních a axiálních sil, jejich působiště a reakce v podporách [3]	19
Obrázek 18 Model čelního soukolí.....	20
Obrázek 19 Závislost koeficientu $K\alpha$ na počtu zubů a korekci ozubení. [3]	26
Obrázek 20 Působení sil na šnekovém soukolí [3]	29
Obrázek 21 Model šnekového soukolí	30
Obrázek 22 diagram výstupní hřídele x-z.....	33
Obrázek 23 diagram výstupní hřídele rovina y-z.....	33
Obrázek 24 diagram výstupní hřídele rovina y-z.....	34
Obrázek 25 diagram předlokové hřídele rovina x-z.....	35
Obrázek 26 diagram předlokové hřídele rovina y-z.....	35
Obrázek 27 Diagram vstupní hřídele rovina x-z	36
Obrázek 28 Diagram vstupní hřídele rovina y-z	37
Obrázek 29 Kuličkové ložisko 6213 z katalogu SKF	38
Obrázek 30 Kuželíkové ložisko 32306 z katalogu SKF	40
Obrázek 31 Schéma uložení kuželíkových ložisek čely k sobě (do "X") [13]	41
Obrázek 32 Kuličkové ložisko 6303 z katalogu SKF	43
Obrázek 33 Graf průběhu posouvající síly vstupní hřídele	45
Obrázek 34 Graf průběhu ohybového momentu vstupní hřídele	45
Obrázek 35 Graf průběhu úhlu natočení vstupní hřídele	46
Obrázek 36 Graf průběhu velikosti průhybu vstupní hřídele.....	46
Obrázek 37 Graf průběhu posouvající síly výstupní hřídele.....	47
Obrázek 38 Graf průběhu ohybového momentu výstupní hřídele.....	47
Obrázek 39 Graf průběhu úhlu natočení výstupní hřídele.....	48
Obrázek 40 Graf průběhu velikosti průhybu výstupní hřídele.....	48
Obrázek 41 Graf průběhu posouvající síly výstupní hřídele.....	49

Obrázek 42 Graf průběhu ohybového momentu výstupní hřídele.....	49
Obrázek 43 Graf průběhu úhlu natočení výstupní hřídele.....	50
Obrázek 44 Graf průběhu velikosti průhybu výstupní hřídele.....	50
Obrázek 45 Zobrazení tečných, radiálních a axiálních sil, jejich působiště a reakce v podporách [3]	54
Obrázek 46 Model pohonu nádrže	55
Obrázek 47 Model nádrže	55
Obrázek 48 Model převodovky	56
Obrázek 49 Model uložení mostu v bronzovém pouzdru a na axiální kluzné podložce	57

Seznam tabulek

Tabulka 1 Výsledky kontroly ozubení pomocí programu Excel programu ISO 6336	18
Tabulka 2 Výsledky kontroly ozubení pomocí programu mitcalc	19
Tabulka 3 Porovnání výsledků kontroly	19
Tabulka 4 Volba předběžné účinnosti a předběžného úhlu stoupání pro počet zubů $z_1=1$ [3]	21
Tabulka 5 Volba součinitele q podle modulu ozubení [3].....	22
Tabulka 6 Určení součinitele tvaru zubu, v závislosti na zv [3]	26
Tabulka 7 Výsledky kontroly ozubení pomocí programu mitcalc	28
Tabulka 8 Výpočtový součinitelé e pro jednořadá ložiska [1].....	39
Tabulka 9 Výsledky kontroly ozubení pomocí programu mitcalc	53