



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu výsuvných zahradních vrat

**Design of a Drive Unit for Garden Sliding
Gate**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Ivo MERUNA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu výsuvných zahradních vrat“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze

.....

Ivo Meruna

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat panu Ing. Romanovi Uhlířovi, Ph.D., vedoucímu této bakalářské práce, za všechny poskytnuté rady a informace. Také bych rád poděkoval rodině za veškerou podporu během mého bakalářského studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Ivo Meruna
Název BP: Návrh pohonu výsuvných zahradních vrat
Anglický název: Design of a Drive Unit for Garden Sliding Gate
Rok: 2017
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
Konzultant:
Bibliografické údaje: počet stran: 53
počet obrázků: 38
počet tabulek: 10
počet příloh: 4
Klíčová slova: výsuvná zahradní vrata, pohon, šnekový převod
Keywords: garden sliding gate, drive unit, worm drive

Anotace:

Tato bakalářská práce obsahuje přehled v současnosti používaných řešení výsuvných vrat včetně vlastního koncepčního návrhu konstrukce, vedení a uložení vrat. Hlavní částí práce je návrh šnekové převodovky, který se skládá převážně z návrhových a kontrolních výpočtů šneku a šnekového kola a jejich hřídelí.

Abstract:

This bachelor thesis includes an overview of currently used solutions of sliding gates as well as a concept solution of design, guiding and positioning of a gate. The main part of the thesis is a design of a worm gearbox consisting mainly of dimensional and control calculations for the worm, the worm wheel and both shafts.

OBSAH

1. Úvod	1
2. Možná řešení výsuvných vrat, jejich uložení a vedení	2
2.1. Svisle posuvná vrata	2
2.2. Posuvná skládací vrata	3
2.3. Posuvná vrata	4
2.3.1. Jednokřídlová posuvná vrata	5
2.3.2. Protiběžná posuvná vrata	5
2.3.3. Teleskopická posuvná vrata	6
2.3.4. Posuvná a otočná vrata	6
2.3.5. Obloukově vodorovně posuvná vrata	7
3. Koncepční návrh vrat, jejich uložení a vedení	8
3.1. Vlastní koncepční návrh	8
3.2. Konstrukční rozbor a popis součástí koncepčního návrhu	9
3.2.1. Vrata	9
3.2.2. Vodící hřeben.....	10
3.2.3. Vodící profil – kolejnice	10
3.2.4. Podsestava kol	11
3.2.5. Sloupky.....	11
3.2.6. Vodící rolny.....	12
3.2.7. Dojezdová kapsa	12
3.2.8. Pohon	13
3.2.9. Posuvná deska	13
3.3. Možnosti řízení pohybu vrat.....	14
4. Návrh pohonu	15
4.1. Volba elektromotoru	15
4.2. Návrh šnekové převodovky	16
4.2.1. Požadované parametry šnekové převodovky	17
4.2.2. Volba soukolí a druhu ozubení.....	17
4.2.3. Volba počtu zubů šneku a šnekového kola	17
4.2.4. Parametry pohonu	18
4.2.5. Krouticí momenty na vstupním a výstupním hřídeli.....	18
4.2.6. Volba materiálů šneku a šnekového kola	18
4.2.7. Předběžný výpočet průměru šnekového kola	20
4.2.8. Modul ozubení a skutečné rozměry šneku a šnekového kola	20
4.3. Kontrolní výpočty navržené šnekové převodovky	22
4.3.1. Kontrola zubů šnekového kola na dotyk.....	23
4.3.2. Kontrola zubů šnekového kola na ohyb.....	24
4.3.3. Silové poměry na šnekovém soukolí	25
4.3.4. Kontrola navržených ložisek	31
4.3.5. Návrh a kontrola těsných per.....	34
4.3.6. Kontrola nalisování věnce šnekového kola na jeho disk	35
4.3.7. Kontrola závitu.....	36
4.3.8. Statická kontrola hřídelů	38

4.3.9. Dynamická bezpečnost výstupního hřídele.....	46
5. Závěr.....	50

1. Úvod

Hlavním cílem této bakalářské práce je návrh pohonného mechanismu pro výsuvná zahradní vrata, který je tvořen elektromotorem a šnekovou převodovkou. Návrh této sestavy a jejích součástí je založen na koncepčním návrhu vrat, jejich uložení a vedení.

Šneková převodovka je používána za účelem zmenšení rozměrů převodové skříně. Vzhledem k tomu, že proti pohybu vrat působí pouze malé odporové síly, používají se elektromotory s malými výkony. Ze stejného důvodu se nehledí na nižší účinnost šnekového převodu oproti převodu s čelními soukolími.

Pro přenesení pohybových účinků z konce výstupního hřídele na vrata se používá buď kombinace pastorku s hřeben, nebo kombinace řetězového kola a řetězu. Pohon je většinou navržen tak, aby jeho největší rozměr byl výškový. Tím zabírá pohon vrat méně místa v okolí vjezdu. Toto navržení znamená umístění elektromotoru ve svislé poloze.

2. Možná řešení výsuvných vrat, jejich uložení a vedení

Technologie vrat je spolu s technologií závor součástí normy ČSN EN 12433-1. Tato norma definuje několik pojmů týkajících se dané problematiky. Vrata jsou definována jako zařízení, které slouží k uzavírání otvorů určených k průjezdu vozidel i k průchodu osob. Dále jsou zde vrata rozdělena na průmyslová, komerční a garážová. Průmyslová vrata jsou taková vrata, která jsou používána na pozemcích průmyslových objektů. Komerční vrata jsou obdobně definována jako vrata u komerčních objektů, například obchodů nebo nemocnic. Garážová vrata jsou vrata používaná všude tam, kde jsou jimi uzavírané prostory určené k parkování vozidel. [1]

Dále jsou vrata dělena na několik typů.

- Vrata s otočným křídlem
- Kývavá vrata
- Skládací kloubová vrata
- Skládací vrata
- Posuvná skládací vrata
- Posuvná vrata
- Svisle posuvná vrata
- Dělená vrata
- Svinovací vrata

Toto rozdělení vrat vychází z pohybů křídel vrat. Křídlo vrat je jejich pohyblivá část uzavírající otvor. Předmětem této bakalářské práce jsou vrata výsuvná, za která je možno považovat posuvná skládací vrata, posuvná vrata a svisle posuvná vrata. [1]

2.1. Svisle posuvná vrata

Svisle posuvná vrata (Obr. 1) jsou taková vrata, jejichž křídla se pohybují ve svislém směru [1]. Provedení může být jednokřídlové i teleskopické s více křídly. Jejich použití znamená omezenou výšku vjezdu v případě, kdy se otevírají směrem nahoru. Pro otevírání vrat směrem dolů je naopak pro zahradní vrata, jejichž výška musí bránit i vstupu osob, velmi nevhodná hloubka, do které by vrata musela zajíždět. Proto většinou není tento typ vrat pro danou aplikaci používán. Je vhodný pro použití u velkých hal a skladů s omezeným prostorem pro výsuv v horizontálním směru.



Obr. 1: Svisle posuvná vrata [2]

2.2. Posuvná skládací vrata

Jedná se o vrata na pomezí skládacích vrat a posuvných vrat. Zatímco u vrat skládacích je první křídlo spojeno kloubově s rámem v pevném bodě, u posuvných skládacích vrat (Obr. 2) je tento bod pohyblivý. Provedení je vždy pro křídla z více částí. [1] Pro zahradní vrata se tento typ vrat nepoužívá, jelikož je vzhledem k silovému působení větru na vrata nutné vedení nejen dolní, ale i horní v celé délce vrat. Používají se hlavně u velkých vjezdů a výjezdů budov, jako jsou například hangáry nebo požární stanice.



Obr. 2: Posuvná skládací vrata [3]

2.3. Posuvná vrata

Z typů výsuvných vrat je pro venkovní vjezdy běžných rozměrů všech druhů objektů typ označený normou jako posuvná vrata. Tento typ je charakterizován vodorovným pohybem jednoho nebo více křídel a má několik podtypů. [1]

Posuvná vrata se běžně vyrábějí pojezdová, někdy označována jako kolečková nebo kolejnicová, a samonosná. Výhodou pojezdových vrat (Obr. 3), která jsou vedena profilem, je konstrukční jednoduchost, menší potřebný výkon pohonu, a hlavně příznivější cena. Navíc tento druh nezatěžuje oplocení a v porovnání s bránou samonosnou zabírá méně místa. Nevýhodou je přerušování vjezdu kolejnicí, které může znamenat zásahy do již dokončeného povrchu vjezdu [4] nebo znemožnění vjezdu těžké technice.



Obr. 3: Kolejnicová teleskopická posuvná vrata [4]

Výhodou samonosných posuvných vrat (Obr. 4) je, že nedochází k přerušování vjezdu vodícím profilem. Zatímco u pojezdových posuvných vrat může dojít k zabránění pohybu kol po vodícím profilu jeho zasněžením nebo zanesením nečistotami, samonosná brána není těmito jevy ovlivněna. To znamená i menší údržbu. Nevýhodou je vyšší cena a vyšší výkony používaných pohonů, znamenající vyšší energetickou náročnost. Navíc je toto řešení prostorově náročnější. [4]



Obr. 4: Samonosná jednokřídlová posuvná vrata [5]

2.3.1. Jednokřídlová posuvná vrata

Jak je z názvu zřejmé, jedná se o posuvná vrata s jedním křídlem, které se skládá pouze z jedné pevné části (Obr. 5). [1] Tento podtyp je konstrukčně nejjednodušší a spolu s podtypem teleskopických posuvných vrat nejčastěji používaný. Nevýhodou je potřeba dostatečného prostoru pro otevření vrat a nutnost betonového podkladu pod kolejnici. [4]



Obr. 5: Kolejnicová jednokřídlová posuvná vrata [4]

2.3.2. Protiběžná posuvná vrata

Protiběžná posuvná vrata (Obr. 6) jsou tvořena dvěma křídly, která se pohybují vodorovně od sebe při otevírání a proti sobě při zavírání. [1] Používána jsou hlavně u velmi širokých venkovních vjezdů, kde se oproti použití jednokřídlových posuvných vrat zkrátí čas potřebný pro otevírání a zavírání. Další výhodou je menší prostorová náročnost po stranách vjezdu při otevření. Nevýhodou je nutnost druhého pohonu. Jedná se prakticky o dvě jednokřídlová posuvná vrata s koordinovaným posuvem.



Obr. 6: Protiběžná posuvná vrata [5]

2.3.3. Teleskopická posuvná vrata

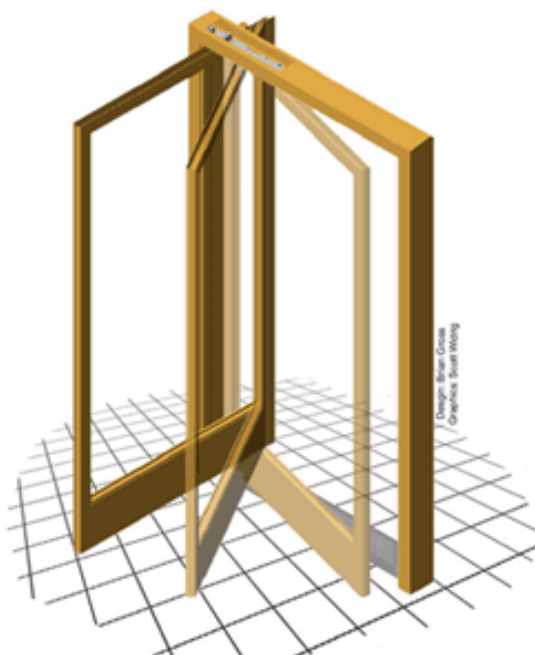
Od předchozích dvou podtypů se tento liší v tom, že se křídlo skládá ze dvou nebo více částí (Obr. 7). Tyto části se pak během otevírání a zavírání brány pohybují vůči sobě. [1] Velkou výhodou tohoto řešení je prostorová nenáročnost po stranách průjezdu.



Obr. 7: Samonosná teleskopická posuvná vrata [6]

2.3.4. Posuvná a otočná vrata

Tento způsob pohybu vrat vzniká složením otočného pohybu křídel vrat a jejich posuvného pohybu v uložení (Obr. 8). Na rozdíl od posuvných skládacích vrat jsou křídla tvořena jednou pevnou částí. [1] Výhodou je opět prostorová nenáročnost po stranách vjezdu, jelikož křídla plně otevřených vrat jsou v poloze rovnoběžné se směrem vjezdu. Toto řešení je používáno spíše u dveří než u vrat.



Obr. 8: Princip posuvných otočných vrat [7]

2.3.5. Obloukově vodorovně posuvná vrata

Jedná se o vrata s křídlem z více částí, které se vodorovně posouvají vedením, jehož tvar je složen ze dvou na sebe kolmých úseček spojených obloukem (Obr. 9). V otevřené poloze je křídlo vrat rovnoběžně se směrem vjezdu. [1] Toto řešení se používá v případech minimálního prostoru po stranách vjezdu, kde by z prostorových důvodů nebylo možné použít teleskopická posuvná vrata, jako například pro garáže.



Obr. 9: Obloukově vodorovně posuvná vrata [8]

3. Koncepční návrh vrat, jejich uložení a vedení

3.1. Vlastní koncepční návrh

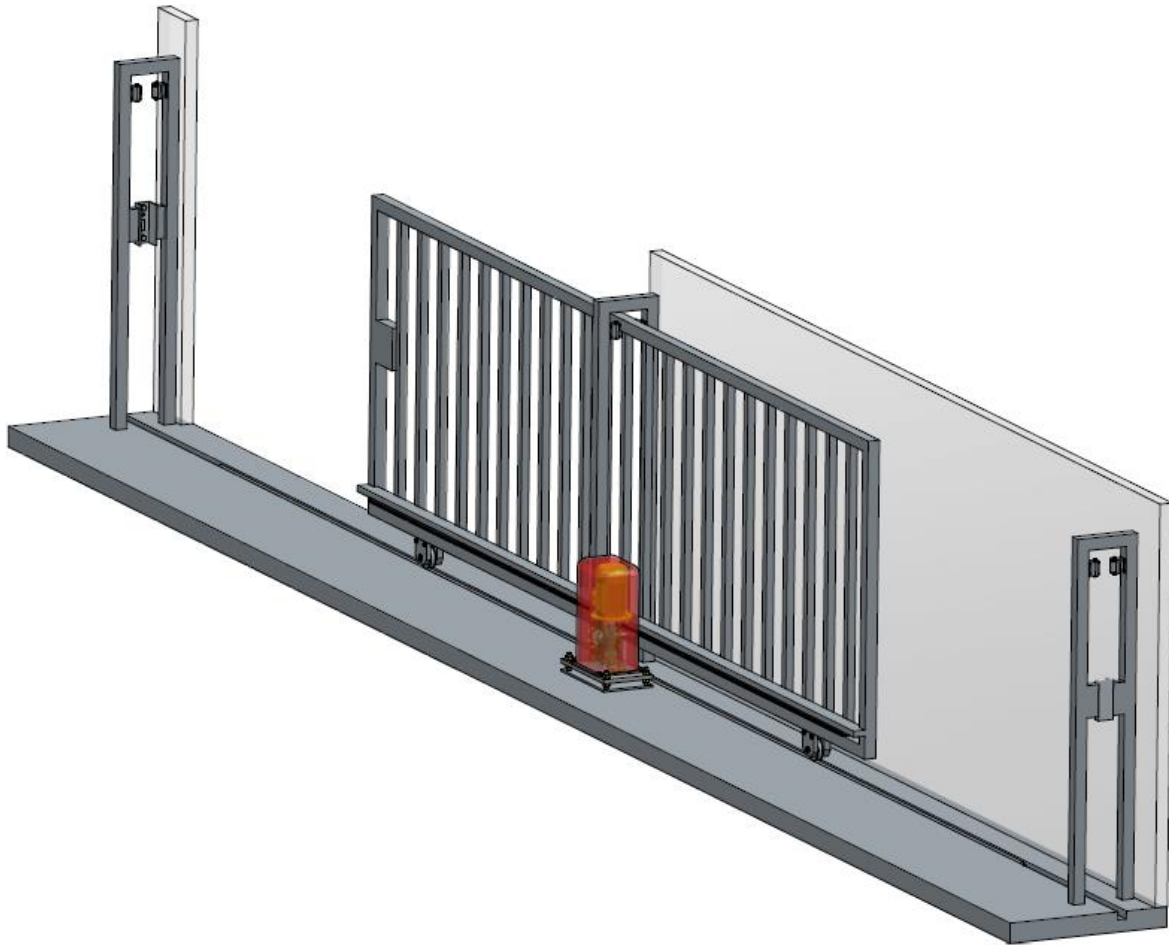
Jelikož zadání nijak neomezuje prostory pro otevírání vrat, rozhodl jsem se při návrhu koncepčního řešení (Obr. 10) pro konstrukčně nejjednodušší a cenově příznivé řešení vrat s jedním pevným křídlem bez možnosti teleskopického vysouvání. Při maximální délce vrat znamená tato konstrukční varianta nevýhodu z hlediska prostorové náročnosti, ale na druhou stranu je výhodná ve smyslu symetrie. Znamená tedy jednu vyráběnou variantu kompletní sestavy vrat včetně uložení, vedení a pohonu jak pro umístění středního sloupku a pohonu nalevo od vjezdu, tak pro jejich umístění napravo. Dojde pouze k formální záměně polohy „otevřeno“ na polohu „zavřeno“ a obráceně a k instalaci zámku na druhé straně vrat.

U zahradních vjezdů nijak nepřekáží přerušení vjezdu kolejnicí, která je pro vedení vrat levným řešením a v kombinaci s použitím rolen je toto vedení jen málo ovlivnitelné větrem a počasím. Pro možnost použití vrat nejen u vjezdů s ploty pevné konstrukce nebo zděnými ploty jsem pro uložení rolen volil sloupky, které jsou ale spíše volitelné příslušenství a v případě zděného plotu plně nahraditelné rameny a samostatnými dojezdovými kapsami.

Jako způsob převodu rotačního pohybu výstupního hřídele na posuvný pohyb vrat jsem volil kombinaci pastorku a hřebene, která není komplikovaná napínáním řetězu. Dalším důvodem k použití hřebenu bylo jeho mnohem častější používání pro danou aplikaci, které znamená snadnou nahraditelnost při poškození. Na rozdíl od řetězu, jehož použití je komplikováno volbou správné délky, je u hřebenu jednodušší montáž, spočívající v zakoupení určitého počtu kratších hřebenů, zkrácení jednoho z nich tak, aby celková délka hřebenů odpovídala rozsahu pohybu vrat s dostatečnou rezervou, a jejich spojení s konstrukcí vrat.

Pro nastavení správné polohy pohonu vrat vůči jejich rámu a zajištění správného záběru pastorku a hřebene dodržením vzdálenosti osy pastorku od hřebene jsem volil uložení sestavy pohonu na posuvnou desku, jejíž vertikální poloha je díky závitovým tyčím nastavitelná.

Vrata by měla z bezpečnostních důvodů být opatřena výstražnou lampou na vyvýšeném místě tak, aby byla vidět ze všech stran. Je možné ji umístit jak nad sloupek u pohonu, tak nad protilehlý sloupek.



Obr. 10: Koncepční návrh

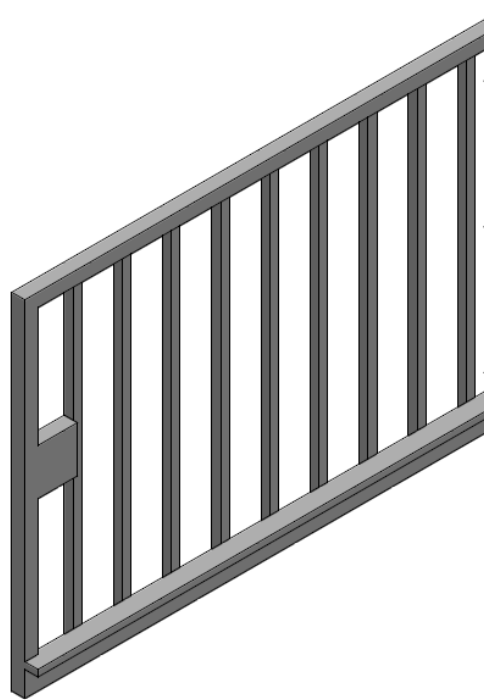
3.2. Konstrukční rozbor a popis součástí koncepčního návrhu

Následuje bližší popis jednotlivých podsestav a součástí sestavy koncepčního návrhu.

3.2.1. Vrata

Celková hmotnost vrat by neměla překročit 800 kg, což je váha, pro kterou byl navržen výkon motoru a otáčky na výstupním hřídeli šnekové převodovky. Pro správné uložení vrat v sestavě je důležitá konstrukce rámu křídla vrat. Jeho tloušťka ovlivňuje použité uložení rolen a jejich rozteč, připevnění kol k rámu i volbu dojezdových kapes. Výška rámu udává spolu s jeho tloušťkou rozměry použitých sloupků. Délka rámu ovlivňuje nejen dobu otevírání a zavírání vrat, ale především jejich hmotnost. Součástí rámu je i lišta pro připevnění a oporu vodícího hřebenu, která musí vzhledem k malé možnosti posuvu posuvné desky a tím i podsestavy pohonu ležet v určité výšce od povrchu, aby nebylo nutné zbytečné použití výrazně delších závitových tyčí v případě umístění lišty příliš vysoko nebo aby nedošlo k zabránění správné montáži při příliš nízké poloze lišty.

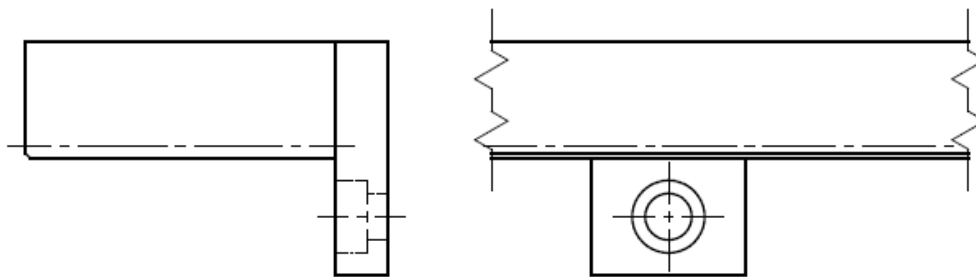
Aby vrata plnila svou základní funkci a bránila nedovolenému vjezdu a vstupu, musí být křídlo doplněno kovovými nebo dřevěnými příčkami, pletivem nebo plechem tak, aby nebyl překryt vlastní rám v oblasti horního vedení. Důležitá je také instalace zámkové krabice a zámku. Zámková krabice je naznačena v obrázku přibližného návrhu křídla vrat (Obr. 11).



Obr. 11: Přibližný návrh křídla vrat

3.2.2. Vodící hřeben

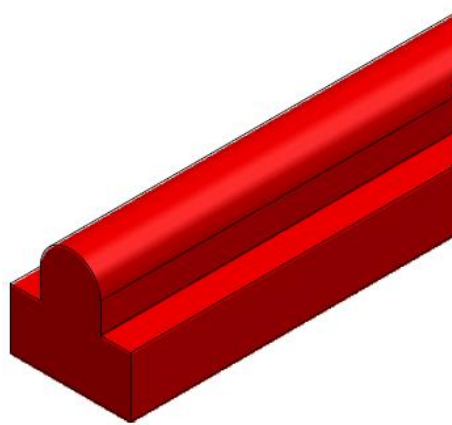
Důležitou součástí sestavy je vodící hřeben (Obr. 12), který slouží k přenosu rotačního pohybu výstupního hřídele převodovky na posuvný pohyb vrat. Hřeben je upevněn na rám vrat pomocí šroubů v rovině kolmé na osu výstupního hřídele. Poté jsou do hřebenu skrz lištu vrat vyvrtány závitové díry a hřeben je přišroubován k liště. Běžně jsou hřebeny dodávány v malých délkách okolo 50cm, kterých je zakoupeno potřebné množství.



Obr. 12: Navržený vodící hřeben

3.2.3. Vodící profil – kolejnice

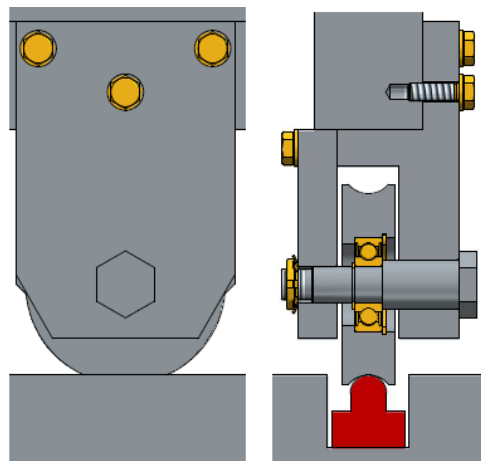
Dolní vedení vrat je řešeno pomocí vodícího profilu (Obr. 13). Ten může být v závislosti na váze vrat dutý. Jeho délkový rozměr je určen délkou pohybu vrat a roztečí jejich kol. Poloměr a tvar zaoblení ovlivňují tvar volených kol, šířka dolní části kolejnice je určující pro šířku kol, která částečně zasahují do drážky pro kolejnici. Samotná poloha drážky ve vjezdu je určujícím faktorem pro celkovou polohu vrat, a nesmí proto být příliš blízko plotu, aby nebránila umístění sloupků.



Obr. 13: Navržený vodící profil

3.2.4. Podsestava kol

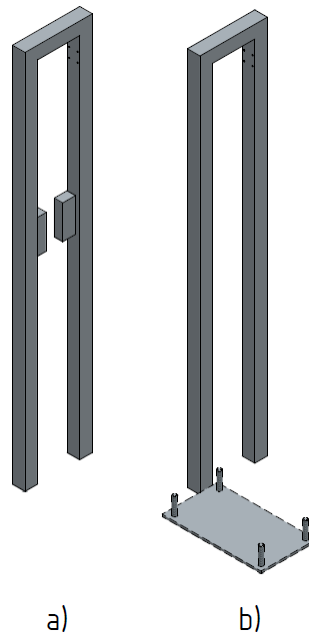
Tvar a velikost kol jsou určeny tvarem a velikostí vodícího profilu a částečně polohou lišty vrat vůči podstavě pohonu. Jejich průměr nesmí překročit určitou hodnotu, při které by došlo k posunutí horní části rámu nad rolky horního vedení. V obrázku podsestavy kol (Obr. 14) je vidět možný způsob připevnění kol k rámu vrat.



Obr. 14: Možné řešení uložení kol

3.2.5. Sloupky

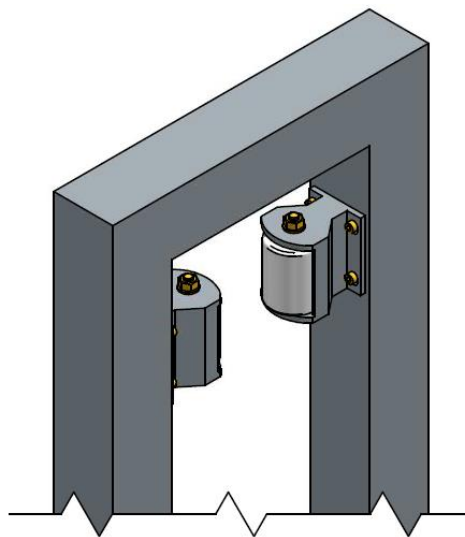
Pro uložení horního vedení a zajištění stability vrat ve vertikální poloze jsem volil sloupky (Obr. 15). Jejich výška je dána výškou rámu křídla vrat a velikostí kol, šířka jejich mezery je dána šířkou rámu a rozměrem rolen. Krajní sloupky slouží k uložení dojezdových kapes. Střední sloupek (Obr. 15 b)) má v obrázku naznačenou polohu podsestavy pohonu čtyřmi závitovými tyčemi, které slouží k uložení posuvné desky. Samotné uložení sloupků k podkladu může být řešeno přišroubováním nebo zabetonováním.



Obr. 15: Návrhy sloupků

3.2.6. Vodící rolny

Jako horní vedení vrat slouží vodící rolny, někdy nazývané rolky (Obr. 16). Ty jsou přišroubovány k sloupkům a vzdálenost od povrchu jedné rolny k povrchu protější rolny musí odpovídat šířce rámu vrat v horní části zvětšené o dostačující vůli.



Obr. 16: Navržené rolny

3.2.7. Dojezdová kapsa

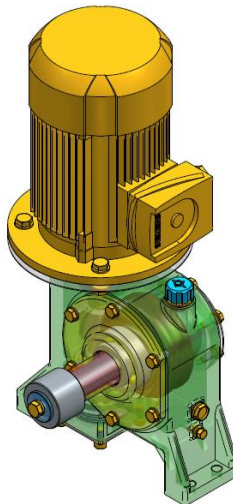
K utlumení nárazu vrat při dojezdu slouží kromě různých dorazů i dojezdové kapsy. Zobrazená dojezdová kapsa (Obr. 17) umožňuje v kombinaci s hákovým zámkem zamykání brány. Tato dojezdová kapsa je tedy vhodná pouze na straně vrat s naznačenou zámkovou krabicí. Na opačné straně je možné použít obdobnou dojezdovou kapsu bez děr pro zámek.



Obr. 17: Možné řešení dojezdové kapsy

3.2.8. Pohon

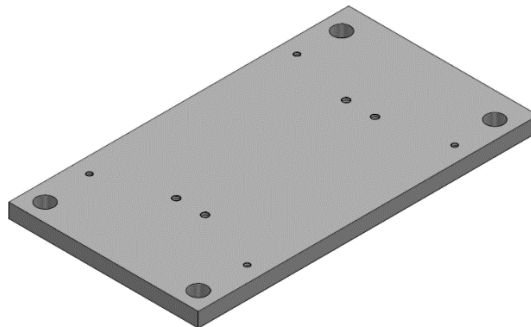
Aby pohon (Obr. 18) nezabíral u vjezdu příliš místa, je vhodné zvolit šnekovou převodovku se svislou polohou šnekového hřídele. Podrobnější informace o podstavě pohonu následují v dalších kapitolách práce.



Obr. 18: Pohon

3.2.9. Posuvná deska

Tato součást slouží k uložení podstavy pohonu a součásti krytu pohonu. Její polohování, které je umožněné uložáním desky (Obr. 19) na závitových tyčích, zaručuje nastavení správné polohy výstupního pastorku vůči vodícímu hřebenu.



Obr. 19: Posuvná deska

3.3. Možnosti řízení pohybu vrat

Okamžité otáčky výstupního hřídele a jim odpovídající okamžitá rychlost posuvu vrat závisí na skutečném převodovém čísle šnekové převodovky a okamžitých otáčkách elektromotoru. Šneková převodovka je navržena jako jednostupňová, a tudíž je skutečné převodové číslo konstantní. Jediným způsobem změny rychlosti posuvu brány je tedy změna okamžitých otáček elektromotoru.

Rychlost posuvu vrat je vhodné snižovat při dojezdu vrat do krajních poloh rozsahu jejich pohybu nebo hrozí-li srážka vrat s objektem. Z toho vyplývá, že elektromotor v těchto okamžicích potřebujeme brzdít, pokud možno plynule na nulové otáčky. Při změně směru pohybu vrat, například spuštění otevírání brány po jejím zavření, je nutné změnit směr otáčení elektromotoru. Spouští-li se asynchronní motor, je možné pro motory o jmenovitém výkonu do 5 kW spuštění přímým připojením na síť. [9] Jelikož se pro pohon posuvných bran běžných rozměrů používají elektromotory o malých výkonech, je tato podmínka splněna.

Pro reverzaci chodu asynchronního motoru s kotvou nakrátko je nutná změna sledu fází. Ta je realizovatelná použitím stykačové automatiky. Pro změnu otáček asynchronního motoru je možné použít frekvenční řízení nebo speciální motor s proměnným počtem pólůvých dvojic. Obě tyto varianty by ale znamenaly při snížení otáček zvýšení krouticího momentu a podle tohoto momentu by musela být šneková převodovka navržena. Proto je za účelem snížení otáček vhodnější použít například protiproudé brzdění. To je u asynchronních motorů s kotvou nakrátko použitelné jen pro malé výkony a funguje na základě prohození dvou fází statoru, které musí být každopádně zajištěno kvůli reverzaci chodu motoru. [9]

Zjištění cizího objektu v dráze pohybu vrat, stejně jako jejich dosažení polohy blízké ke krajní poloze, je v dnešní době snadno realizovatelné prostřednictvím různých čidel. Optická čidla mají oproti jiným čidlům výhodnou vlastnost v tom, že jejich zjištění objektu nezáleží na materiálu, kterým je objekt tvořen. Reagují tedy i na nekovové materiály, a proto jsou vhodná pro zjištění přítomnosti cizího objektu v dráze pohybu vrat.

Pro daný koncepční návrh je díky kolejnici možné určovat dosažení dané polohy vrat pomocí kontaktních čidel. Ta mohou být umístěna i přímo na kolejnici a pro duté profily mohou být vývody čidel vedeny vnitřkem profilu. Pohyb vrat pak může být řízen jednoduchým logickým řízením.

4. Návrh pohonu

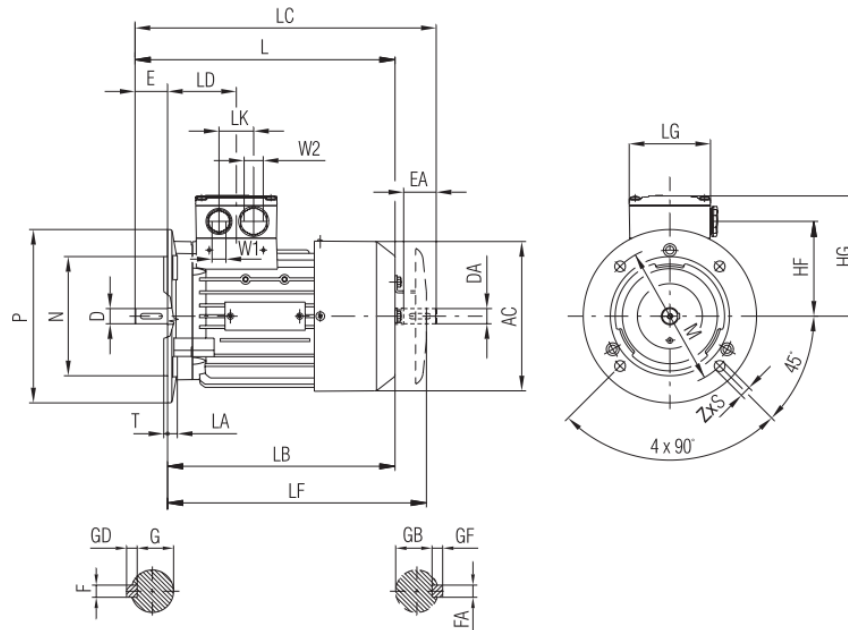
Tato část obsahuje volbu komponent sestavy pohonu a jejich návrhové a kontrolní výpočty, včetně návrhových i kontrolních výpočtů šnekové převodovky jakožto podsestavy v sestavě pohonu.

4.1. Volba elektromotoru

Při volbě elektromotoru jsem vycházel z koncepčního návrhu uložení a vedení vrat. U vrat vedených kolejnici a rolnami je jedinou odporovou silou, působící proti pohybu vrat, valivý odpor. K jeho překonání nejsou nutné velké síly, a proto může být výkon voleného motoru relativně malý. Při odhadu rozměrů běžných zahradních vjezdů, výšek plotů a konstrukčních materiálů a polotovarů, ze kterých se zahradní vrata běžně vyrábí, jsem určil jako maximální délkový rozměr křídla vrat 6,6m, maximální výšku 2m a těmto rozměrům odpovídající maximální váhu do 800kg. Pro tuto váhu z porovnání s vyráběnými pohony vrat vyplývá postačující výstupní výkon pohonu 550W [10]. Vzhledem k účinnosti šnekové převodovky, která je v porovnání s účinností převodovky s čelními soukolími relativně malá, jsem zvolil motor o výkonu 750W podle katalogu [11]. Za účelem zmenšení šnekového kola a tím i celkových rozměrů sestavy pohonu jsem volil elektromotor se dvěma pólovými dvojicemi (Tab. 1), který má nižší otáčky a znamená tedy menší převodové číslo a z něj vyplývající menší rozměry šnekového kola. Volený tvar motoru (Obr. 20) je dán svislou polohou šnekového hřídele, rozměry motoru (Tab. 2) jsou dány voleným jmenovitým výkonem.

Tab. 1: Vyráběné 4-pólové elektromotory a jejich vlastnosti [11]

Jmen. výkon	Velikost	Objednací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment Mz/Mn	Poměrný záběrný proud Ik/In	Poměrný moment zvratu Mmax/Mn	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č.	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost	
				Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže	Účinnost η	Účinník cos Φ	Jmenovitý proud při 400 V								Jmenovitý moment
4-pól, 1500 min ⁻¹ , 50Hz															
kW			min ⁻¹	%	%	A	N m	-	-	-	KL	(str. 15)	kg m ²	kg	
0,06	56	1LA7 050-4AB..	1350	56	55	0,77	0,20	0,42	1,9	2,6	1,9	13	12	0,00027	3,0
0,09	56	1LA7 053-4AB..	1350	58	57	0,77	0,29	0,63	1,9	2,6	1,9	13	12	0,00027	3,0
0,12	63	1LA7 060-4AB..	1350	55	54	0,75	0,42	0,84	1,9	2,8	2,0	13	12	0,0003	3,5
0,18	63	1LA7 063-4AB..	1350	60	60	0,77	0,56	1,3	1,9	3,0	1,9	13	12	0,0004	4,1
0,25	71	1LA7 070-4AB..	1350	60	60	0,79	0,76	1,8	1,9	3,0	1,9	13	12	0,0006	4,8
0,37	71	1LA7 073-4AB..	1370	65	65	0,80	1,03	2,5	1,9	3,3	2,1	13	12	0,0008	6,0
0,55	80	1LA7 080-4AA..	1395	67	67	0,82	1,45	3,7	2,2	3,9	2,2	16	3	0,0015	8,0
0,75	80	1LA7 083-4AA..	1395	72	72	0,81	1,86	5,1	2,3	4,2	2,3	16	3	0,0018	9,4
1,1	90S	1LA7 090-4AA..	1415	77	77	0,81	2,55	7,4	2,3	4,6	2,4	16	2	0,0028	12,3
1,5	90L	1LA7 096-4AA..	1420	79	79	0,81	3,4	10,1	2,4	5,3	2,6	16	3	0,0035	15,6
2,2	100L	1LA7 106-4AA..	1420	82	82,5	0,82	4,7	14,8	2,5	5,6	2,8	16	3	0,0048	21,5
3	100L	1LA7 107-4AA..	1420	83	83,5	0,82	6,4	20,2	2,7	5,6	3,0	16	3	0,0058	24,5
4	112M	1LA7 113-4AA..	1440	85	85,5	0,83	8,2	26,5	2,7	6	3,0	16	2	0,011	31,0
5,5	132S	1LA7 130-4AA..	1455	86	86	0,81	11,4	36,1	2,5	6,3	3,1	16	3	0,018	42,5
7,5	132M	1LA7 133-4AA..	1455	87	87,5	0,82	15,2	49,2	2,7	6,7	3,2	16	3	0,024	49,0
11	160M	1LA7 163-4AA..	1460	88,5	89	0,84	21,5	72	2,2	6,2	2,7	16	3	0,040	68,0
15	160L	1LA7 166-4AA..	1460	90	90,2	0,84	28,5	98,1	2,6	6,5	3,0	16	3	0,052	93,5



Obr. 20: Tvar zvoleného elektromotoru [11]

Tab. 2: Rozměry zvoleného elektromotoru [11]

Velikost	Velikost příruby	AC	HF	HG	L ^{*)}	LA	LB ^{*)}	LC	LD	LF	LG	LK	M	N
56	FF100	116	77,5	101	169	8	149	200	69,5	-	75	32	100	80
63	FF115	118	77,5	101	202	8	179	232	69,5	208,5	75	32	115	95
71	FF130	139	87,5	111	240	9	210	278	63,5	239	75	32	130	110
80	FF165	156,5	95,5	120	272,5	10	232,5	324	63,5	262,5	75	32	165	130
90	FF165	173,6	104,5	128	331	10	281	389	79	333	75	32	165	130

Velikost	P	S	T	W1	W2	D	DA	E	EA	F	FA	G	GB	GD	GF	Z
56	120	7	3	M16×1,5	M25×1,5	9	9	20	20	3	3	7,2	7,2	3	3	4
63	140	10	3	M16×1,5	M25×1,5	11	11	23	23	4	4	8,5	8,5	4	4	4
71	160	10	3,5	M16×1,5	M25×1,5	14	14	30	30	5	5	11	11	5	5	4
80	200	12	3,5	M16×1,5	M25×1,5	19	19	40	40	6	6	15,5	15,5	6	6	4
90	200	12	3,5	M16×1,5	M25×1,5	24	19	50	40	8	6	20	15,5	7	6	4

Mezní úchytky tolerovaných rozměrů: H=-0,5; D-DA=j6; F-FA=h9.

Volný konec hřídele je opatřen závitem dle EN 50 347.

Ostatní mezní úchytky dle ČSN 35 0049, ČSN IEC 72-1, neuvedené v 2 IT 15.

*) motory velikostí 56 jsou bez ventilátoru a bez krytu ventilátoru

Vybraný elektromotor má označení 1LA7 083-4AA11, to je třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko, výškou osy 80 mm, střední velikostí kostry, čtyřpólový, v základním provedení s hliníkovou kotrrou, třídou rotoru 16, pro síť 230/400 V 50 Hz, tvar IM V1 - přírubový bez stříšky (odpovídá tvaru IM B5), bez zvláštního provedení. [11] Z volby elektromotoru vyplývají pro další výpočty tyto hodnoty:

$$P_m = 0,75 \text{ kW}$$

$$n_m = 1395 \text{ min}^{-1}$$

4.2. Návrh šnekové převodovky

Jednou z hlavních částí této práce jsou následující návrhové výpočty šnekové převodovky. Výpočty byly provedeny podle [12].

4.2.1. Požadované parametry šnekové převodovky

Postačující hodnota výkonu na výstupu šnekové převodovky byla stanovena na 550W. Z maximální délky křídla vrat 6 m, času otevírání brány, který jsem stanovil na 30 s a předpokládaného průměru valivé kružnice výstupního pastorku 50 mm lze předběžně vypočítat požadované výstupní otáčky z následující rovnice.

$$n'_{II} = \frac{60 \cdot l_{vrat\ max}}{\pi \cdot t_{otevírání} \cdot d_{w\ výstup}} = \frac{60 \cdot 6600}{\pi \cdot 30 \cdot 50} \doteq 84\ min^{-1}$$

Tato předběžná hodnota není pevně dána a během následujících výpočtů se změní tak, aby bylo dodrženo doporučené převodové číslo podle ČSN 03 1013. [12]

Požadované převodové číslo vychází z požadovaných výstupních otáček a jmenovitých otáček motoru.

$$i_C = \frac{n_m}{n'_{II}} = \frac{1395}{84} = 16,61$$

Ze zjištěného požadovaného převodového čísla vyplývají maximální a minimální hodnoty voleného převodového čísla.

$$u_{12\ max} = (1 + 0,05) \cdot i_C = 1,05 \cdot 16,61 = 17,44$$

$$u_{12\ min} = (1 - 0,05) \cdot i_C = 0,95 \cdot 16,61 = 15,78$$

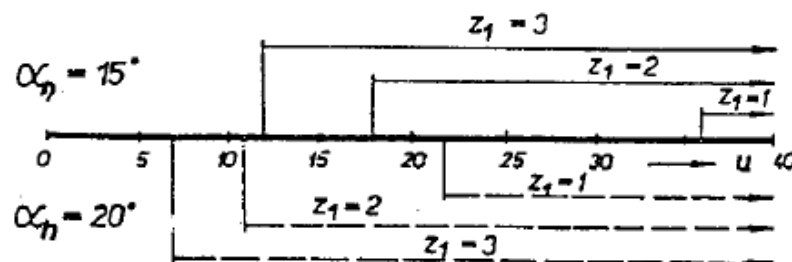
V rozmezí těchto dvou hodnot leží doporučená hodnota převodového čísla $u_{12} = 16$, což je skutečné převodové číslo šnekové převodovky. [12]

4.2.2. Volba soukolí a druhu ozubení

Pro danou aplikaci je nejvhodnější volbou smíšené soukolí válcového šneku a globoidního šnekového kola. Ozubení šneku bylo zvoleno obecné ZN1.

4.2.3. Volba počtu zubů šneku a šnekového kola

Pro zvolený úhel profilu $\alpha_n = 20^\circ$ jsem z diagramu (Obr. 21) odečetl pro převodové číslo $u = u_{12} = 16$ počet zubů šneku $z_1 = 2$.



Obr. 21: Určení počtu zubů šneku [12]

Počet zubů šnekového kola z_2 je vypočten z počtu zubů šneku a převodového čísla.

$$z_2 = u_{12} \cdot z_1 = 16 \cdot 2 = 32 \geq z_{2\ min} = 22$$

4.2.4. Parametry pohonu

Na základě počtu zubů šneku určím předběžnou účinnost šnekové převodovky $\overline{\eta}_{12} = 0,75$ a předběžný volený úhel stoupání $\overline{\gamma} = 11^\circ$ (Tab. 3). [12]

Tab. 3: Předběžná účinnost převodovky, předběžný volený úhel stoupání [12]

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

Následuje odhad potřebného výkonu elektromotoru výpočtem s použitím předběžné účinnosti převodovky a stanoveného minimálního výkonu na výstupu. [12]

$$\overline{P}_m = \frac{\overline{P}_{II}}{\overline{\eta}_{12}} = \frac{0,550}{0,75} = 0,733 \text{ kW} \leq 0,750 \text{ kW}$$

→ Navržený elektromotor předběžně vyhovuje.

Nyní můžeme z otáček navrženého elektromotoru, který při volbě nejnižší předběžné účinnosti šnekové převodovky pro daný počet zubů šneku poskytuje dostatečný výkon, a tudíž s velkou pravděpodobností bude jeho výkon postačující i při skutečné účinnosti šnekové převodovky, určit pomocí skutečného převodového čísla skutečné otáčky výstupního hřídele. [12]

$$n_{II} = \frac{n_m}{u_{12}} = \frac{1395}{16} = 87,19 \text{ min}^{-1}$$

4.2.5. Krouticí momenty na vstupním a výstupním hřídeli

Z hodnot jmenovitého výkonu a jmenovitých otáček motoru lze určit krouticí moment na vstupním hřídeli. Pomocí předběžné účinnosti pak lze předběžně stanovit i krouticí moment na výstupním hřídeli. [12]

$$M_{kl} = 9550 \cdot \frac{P_m}{n_m} = 9550 \cdot \frac{0,75}{1395} = 5,13 \text{ Nm}$$

$$\overline{M}_{kII} = M_{kl} \cdot \overline{\eta}_{12} \cdot u_{12} = 5,13 \cdot 0,75 \cdot 16 = 61,56 \text{ Nm}$$

4.2.6. Volba materiálů šneku a šnekového kola

Pro další výpočty je nutné zvolit materiály šnekového kola a šneku. (Tab. 4)

Tab. 4: Tabulka materiálů šnekových kol a šneků [13]

Provozní poměry		Šnekové kolo (MPa)										Šnek				
		Materiál	Třída odpadu	ρ	R_m	$R_{p0,2}$	V_{HV} min	$E \cdot 10^5$	$Z_E^{(3)}$ (MPa ^{1/2})	$\sigma_{Hlim}^{(1)}$	$\sigma_{Plim}^{(2)}$	ocel	Třída odpadu	V_{HV}		
Střední a velké výkony, zatížení klidné a míjivé	$v_k > 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	cínový bronz	CuSn10P1 42 3120	324	P K	220 250	150 150	80 90	1,187	163	130 180	80 120	12 050.4 ^{aj} 12 020.9 ^{aj}	003 003		
			CuSn12 42 3123	314	P K O	240 260 240	160 170 170	80 85 85	1,039	156	170 180 200	110 120 130	14 140.4 ^{aj} 14 220.9 ^{aj} 14 331.7	021 021 021	550 až 720	
			CuSn10Ni1P1	325	O	300	180	100	1,039	156	300	130	16 240.7	071		
			CuSn5Zn5Pb5 42 3135	333	P K O	150 180 180	120 130 130	60 65 65	1,01	154	100 125 150	70 85 95				470 až 650
			CuSn8Zn6Pb3 42 3137	333	P K O	170 190 190	100 110 110	65 70 70	1,039	156	110 130 160	70 90 100	12 050.4 ^{aj} 16 240.7 aj.	003 071		
	$v_k < 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	hliníkový bronz	CuAl9Fe3 42 3145	342	P K	450 500	130 180	100 110	1,216	164	150 170	14 140.7 14 331.7	021 021	450 až 530		
			CuAl10Fe4Ni 42 3147	342	P K	500 500	200 220	130 150	1,275	167	200 220	aj.				
		mosaz	CuZn35AlFe3 42 3311	354	P K O	600 650 700	350 350 400	140 145 150	1,03	156	240 255 270	14 331.7	021	450 až 530		
			CuZn35Pb1 42 3313	371	P	150	80	45	0,785	141	100	aj.				
Malé výkony, klidné zatížení	$v_k < 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	šedá litina ^{aj})	42 2415	213	P	150		140 až 200	0,973	149	70	12 050.6 aj.	003	350 až 380		
			42 2420	213		200	160 až 220	1,099	159	90						
			42 2425	213		250	180 až 240	1,259	166	110						
			42 2430	213		300	200 až 260	1,444	173	130						

Jako materiál věnce šnekového kola volím hliníkový bronz 42 3147 s technologií odlití do písku. Tomuto materiálu šnekového kola odpovídá materiál šneku 14 140.7. Pro danou dvojici materiálů plyne z tabulky hodnota součinitele materiálů.

$$Z_E = 167 \text{ MPa}^{1/2}$$

Únavová pevnost v dotyku je kvůli zadírání závislá na kluzné rychlosti šneku (Tab. 5), jejíž hodnota bude v pozdějších výpočtech stanovena na $v_K = 2,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \doteq 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Tab. 5: Únavová pevnost v dotyku s ohledem na zadírání [13]

Materiál šnekového kola		Kluzná rychlost v_k (m · s ⁻¹)				
		0,5	1	2	3	4
hliníkové bronzы	42 3145	200	197	190	184	176
	42 3147	215	211	206	199	193
mosaz	42 3311	198	186	170	164	155
	42 3313	132	130	123	117	110
šedá litina	42 2415, 42 2420	143	127	93	—	—
	42 2425, 42 2430	165	143	110	—	—

Z tabulek vyplývají pro volený materiál šnekového kola následující materiálové vlastnosti:

$$\sigma_{Pt} = 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_K = 200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_C = 199 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{C(0)} = 200 \text{ MPa}$$

4.2.7. Předběžný výpočet průměru šnekového kola

K pozdějšímu předběžnému výpočtu modulu ozubení je použit předběžně vypočtený průměr šnekového kola. K tomuto výpočtu je nutné vhodně zvolit součinitel zatížení, předběžnou poměrnou šířku věnce kola a součinitel materiálů. Zvolené hodnoty:

$$K_H = 1$$

$$\overline{\Psi}_d = 0,9$$

$$Z_M = Z_E = 167 \text{ MPa}^{1/2}$$

Následuje výpočet upraveného součinitele tvaru zubu kola z dříve zvolené hodnoty α_n a odečtené hodnoty $\bar{\gamma}$.

$$Z'_H = \sqrt{\frac{\sin 2\bar{\gamma}}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{\sin(2 \cdot 11^\circ)}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 0,7634$$

Nyní jsou již známy všechny hodnoty potřebné pro předběžný výpočet průměru šnekového kola. Pro dovolené dotykové napětí platí $\sigma_{H \text{ Dov}} = \sigma_C$. [12]

$$\overline{d}_2 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M \cdot Z'_H}{\sigma_{H \text{ Dov}}}\right)^2 \cdot \frac{2K_H \cdot \overline{M}_{kII} \cdot u_{12}}{\overline{\Psi}_d}} = \sqrt[3]{\left(\frac{167 \cdot 0,7634}{199}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 61,56 \cdot 16}{0,9}}$$

$$\overline{d}_2 \geq 96,52 \text{ mm}$$

4.2.8. Modul ozubení a skutečné rozměry šneku a šnekového kola

Výpočtem se stanoví předběžný modul ozubení. [12]

$$\overline{m}_n = \frac{\overline{d}_2}{z_2} \cdot \cos \bar{\gamma} = \frac{96,52}{32} \cdot \cos 11^\circ = 2,96 \text{ mm}$$

Následuje stanovení normalizované hodnoty modulu, která bude použita v dalších výpočtech. S ohledem na kontrolní výpočty volím následující hodnotu.

$$m_n = 3,15 \text{ mm}$$

K dalším výpočtům geometrie soukolí je zapotřebí zvolit součinitel průměru šneku (Tab. 6).

Tab. 6: Volba součinitele průměru šneku q [12]

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			

Z tabulky jsem zvolil následující hodnotu součinitele průměru šneku.

$$q = 12,5$$

Voleným hodnotám odpovídá označení ŠNEK ZN 1-2-12,5-3,15 ČSN 01 4755. Nyní je již možné vypočítat geometrii soukolí. Následují výpočty geometrie šneku pro $h_a^x = 1$ a $c^x = 0,25$.

$$d_1 = q \cdot m_n = 12,5 \cdot 3,15 = 39,375 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^x \cdot m_n = 39,375 + 2 \cdot 1 \cdot 3,15 = 45,675 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^x + c^x)m_n = 39,375 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 3,15 = 31,5 \text{ mm}$$

$$l_1 = (11 + 0,06z_2)m_n = (11 + 0,06 \cdot 32) \cdot 3,15 \approx 41 \text{ mm}$$

Pro výpočty geometrie šnekového kola musí být známý skutečný úhel stoupání šroubovice.

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q} \rightarrow \gamma = \arcsin \frac{z_1}{q} = \arcsin \frac{2}{12,5} = 9,21^\circ$$

Určí se geometrie šnekového kola a vzdálenost os.

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = \frac{3,15}{\cos 9,21^\circ} \cdot 32 = 102,116 \text{ mm}$$

$$\psi_d = 0,75 \left(1 + \frac{2}{q}\right) = 0,75 \left(1 + \frac{2}{12,5}\right) = 0,87$$

$$b_2 = \psi_d d_1 = 0,87 \cdot 39,375 \doteq 34 \text{ mm}$$

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{39,375 + 102,116}{2} = 70,75 \text{ mm}$$

Pro vypočtenou vzdálenost os volím normalizovanou valivou osovou vzdálenost. Jednotkové hlavové převýšení pro $z_1 = 2$ má hodnotu $v^* = 0,75$. [12]

$$a_{w12} = 71 \text{ mm}$$

$$x = \frac{a_{w12}}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{71}{3,15} - \frac{12,5}{2} - \frac{32}{2 \cdot \cos 9,21^\circ} = 0,081$$

$$d_{w2} = d_2 = 102,116 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = d_1 + 2xm_n = 39,375 + 2 \cdot 0,081 \cdot 3,15 = 39,884 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^x + x)m_n = 102,116 + 2 \cdot (1 + 0,081) \cdot 3,15 = 108,93 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^x + c^x - x)m_n = 102,116 - 2 \cdot (1 + 0,25 - 0,081) \cdot 3,15$$

$$d_{f2} = 94,75 \text{ mm}$$

$$d_{aM2} = d_{a2} + 2v^*m_n = 108,93 + 2 \cdot 0,75 \cdot 3,15 \doteq 114 \text{ mm}$$

Na geometrii soukolí závisí kluzná rychlost šneku, účinnost šnekového soukolí a z ní vycházející skutečná účinnost šnekové převodovky a krouticí moment na výstupním hřídeli.

Volené hodnoty účinností ložisek na hřídeli šneku a ložisek na hřídeli šnekového kola jsou $\eta_{LŠ} = \eta_{LK} = 0,99$.

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{d_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \gamma \rightarrow \gamma_w = \operatorname{arctg} \left(\frac{d_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \gamma \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{39,375}{39,884} \operatorname{tg} 9,21^\circ \right) = 9,09^\circ$$

$$v_K = \frac{\pi d_{w1} n_m}{60 \cos \gamma_w} = \frac{\pi \cdot 39,884 \cdot 1395}{60 \cdot \cos 9,09^\circ} = 2950 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 2,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = 1,5 \left(0,02 + \frac{0,03}{v_K} \right) \rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg} \left[1,5 \left(0,02 + \frac{0,03}{2,95} \right) \right] = \operatorname{arctg} \left[1,5 \left(0,02 + \frac{0,03}{2,95} \right) \right]$$

$$\varphi' = 2,59^\circ$$

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 9,09^\circ}{\operatorname{tg}(9,09^\circ + 2,59^\circ)} = 0,78$$

$$\eta_{12} = \eta_z \eta_{LŠ} \eta_{LK} = 0,78 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,761$$

$$P_{II} = P_m \eta_{12} = 0,75 \cdot 0,761 = 0,57 \text{ kW} \geq 0,55 \text{ kW} \rightarrow \text{zvolený motor vyhovuje}$$

$$M_{kII} = M_{kI} u_{12} \eta_{12} = 5,13 \cdot 16 \cdot 0,761 = 62,48 \text{ Nm}$$

Z vypočtených krouticích momentů zjistím přibližné průměry hřídelů pro $\tau_d = 25 \text{ MPa}$. [12]

$$\bar{d}_I \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{kI}}{\pi\tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5,13 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 10,2 \text{ mm}$$

$$\bar{d}_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{kII}}{\pi\tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 62,48 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 23,3 \text{ mm}$$

4.3. Kontrolní výpočty navržené šnekové převodovky

Důležitou součástí návrhu pohonu je i kontrola navrženého převodu a součástí převodovky. Kontrolují se zuby šnekového kola na dotyk a na ohyb. K těmto kontrolám je nutné nejdříve určit trvanlivost šnekové převodovky. Ta byla volena na základě výpočtu, ve kterém byla předpokládána životnost pohonu v letech volena jako $L_l = 5 \text{ let}$ a maximální čas, po který bude pohon denně pracovat, byl volen na půl hodiny. Pro tyto hodnoty vyplývá z následujícího výpočtu trvanlivost šnekové převodovky v hodinách.

$$L_h = L_l \cdot 365 \cdot t_d = 5 \cdot 365 \cdot 0,5 = 912,5 \text{ hod} \rightarrow L_h = 1000 \text{ hod}$$

Z této volené hodnoty vychází ekvivalentní počet provozních cyklů, který je dán následující rovnicí.

$$N_E = 60 n_{II} L_h = 60 \cdot 87,19 \cdot 1000 = 5,23 \cdot 10^6$$

Tato hodnota leží v intervalu $\langle 0,125 \cdot 10^7; 25 \cdot 10^7 \rangle$ cyklů, a je tedy hodnotou konečnou. [12] Důležitou kontrolou je i kontrola na oteplení, která ale ztrácí na významu v případě, kdy pohon nepracuje déle než půl hodiny denně a maximálně dvě minuty vkuse.

Dále jsou kontrolována volená ložiska a navržené hřídele. Pro spojení věnce z hliníkového bronzu s litinovým diskem šnekového kola bylo voleno nalisování, které je kontrolováno v rámci kontrol šnekové převodovky. Kontrolována jsou i navržená těsná pera a šroub k upevnění axiálního ložiska na hřídeli.

4.3.1. Kontrola zubů šnekového kola na dotyk

Pro kontrolu dotykového napětí je nutné nejdříve určit několik součinitelů. Jako první byl volen součinitel vnějších dynamických sil vzhledem k charakteru zatížení. [12]

$$K_1 = 1,2$$

Na základě kluzné rychlosti šneku a stupně přesnosti byl určen součinitel vnitřních dynamických sil. (Tab. 7)

$$K_V = 1,0$$

Tab. 7: Součinitel vnitřních dynamických sil [12]

Stupeň přesnosti	v_k [ms ⁻¹]					
	÷ 1,5	1,5 ÷ 3,0	3,0 ÷ 7,5	7,5 ÷ 12	12 ÷ 15	16 ÷ 20
6	---	---	1,0	1,1	1,3	1,5
7	1,0	1,0	1,1	1,2	---	---
8	1,15	1,25	1,4	---	---	---
9	1,25	---	---	---	---	---

Součinitel rozdělení zatížení byl vypočten z voleného součinitele trvání záběru. [12]

$$\varepsilon_\alpha = 1,6$$

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{0,75\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,6} = 0,83$$

Pro klidné zatížení je po dobrém záběru dán součinitel koncentrace zatížení. [12]

$$K_{H\beta} = 1$$

Z těchto hodnot lze získat součinitel zatížení na dotyk. [12]

$$K_H = K_1 K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 0,83 \cdot 1 = 1,000$$

Dále je pak vypočten součinitel tvaru zubů a na dosavadně určených a vypočítaných součinitelích závislé dotykové napětí.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \gamma}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 9,21}{\sin(2 \cdot 20)}} = 1,742$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H \sqrt{\frac{2K_H M_{kII}}{d_2^2 b_2}} = 167 \cdot 1,742 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,000 \cdot 62,48 \cdot 10^3}{102,116^2 \cdot 34}} = 172,04 \text{ MPa}$$

Pro hliníkový bronz, který byl volen jako materiál šnekového kola, platí stejně jako pro mosazi a litiny s lupínkovým grafitem, že dovolené napětí v dotyku závisí kvůli zadírání na kluzné rychlosti šneku a odpovídá hodnotě únavové pevnosti v dotyku s ohledem na zadírání, která byla odečtena při výběru materiálu šnekového kola. [12]

$$\sigma_{H \text{ dov}} = \sigma_C = 199 \text{ MPa}$$

Jako podíl daného dovoleného dotykového napětí a vypočteného dotykového napětí je stanoven součinitel bezpečnosti v dotyku.

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ dov}}}{\sigma_H} = \frac{199}{172,04} = 1,16$$

Tato hodnota je postačující, jelikož pro minimální hodnotu součinitele bezpečnosti v dotyku platí $S_{Hmin} = 1,1$ až $1,2$. [12]

4.3.2. Kontrola zubů šnekového kola na ohyb

Vzhledem k tomu, že je základní a určující kontrolou kontrola na dotyk, je kontrola na ohyb spíše formální. [12] Stejně jako kontrola zubů šnekového kola na dotyk začíná i jejich kontrola na ohyb u volby součinitelů. Jako první je zjištěn součinitel zatížení.

$$K_F = K_H = 1,000$$

Následuje zjištění náhradního počtu zubů šnekového kola a z něj vycházející určení součinitele tvaru zubu (Tab. 8). Výpočtem jsou získány hodnoty součinitele sklonu zubu a ohybového napětí.

Tab. 8: Součinitel tvaru zubu [12]

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

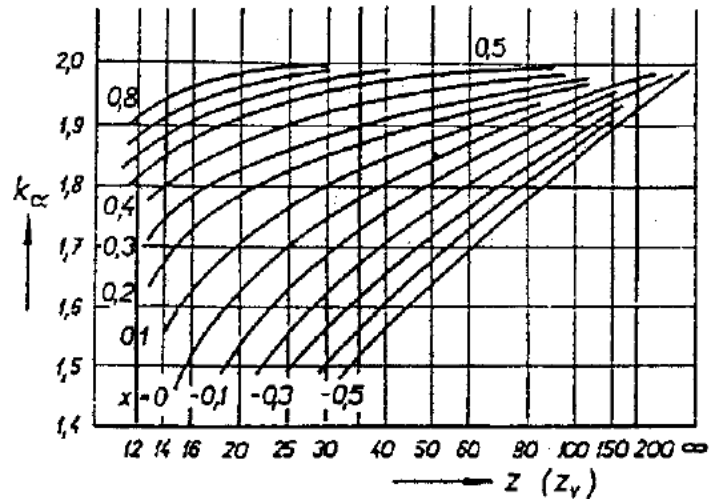
$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 9,21} = 33$$

$$Y_F = 1,75$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - \frac{9,21}{140} = 0,93$$

$$\sigma_F = \frac{2K_F M_{kII} Y_F Y_\beta}{d_2 b_2 m_n} = \frac{2 \cdot 1,000 \cdot 62,48 \cdot 1,75 \cdot 0,93 \cdot 10^3}{102,116 \cdot 34 \cdot 3,15} = 18,54 \text{ MPa}$$

Pro výpočet dovoleného ohybového napětí je napřed z grafu (Obr. 22) odečten součinitel k_β , který je poté použit pro získání hodnoty dovoleného napětí v ohybu. Platí $N_0 = 25 \cdot 10^7$ cyklů. [12]



Obr. 22: Součinitel tvaru zubu [12]

$$k_\beta \cong k_\alpha = 1,81$$

$$\sigma_{F \text{ dov}} = \frac{\sigma_{C(0)}}{k_\beta} \sqrt{\frac{N_0}{N_E}} = \frac{200}{1,81} \sqrt{\frac{25 \cdot 10^7}{5,23 \cdot 10^6}} = 169,80 \text{ MPa}$$

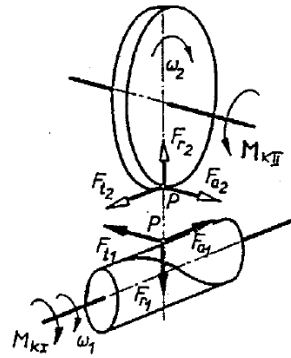
Součinitel bezpečnosti v ohybu je dán podílem dovoleného ohybového napětí a ohybového napětí.

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ dov}}}{\sigma_F} = \frac{169,80}{18,54} = 9,16$$

Tato hodnota je v porovnání s minimální hodnotou součinitele bezpečnosti v ohybu $S_{Fmin} = 1,5$ až 2,0 více než dostačující. [12]

4.3.3. Silové poměry na šnekovém soukolí

Pro kontrolu navržených ložisek i hřídelů musí být známy silové účinky na ložiska a hřídele působící. Ty vychází ze silových poměrů na šnekovém soukolí (Obr. 23) a silového působení vodícího hřebenu na výstupní pastorek.



Obr. 23: Působení sil na šneku a šnekovém kole [12]

Pro velikosti sil na šneku a šnekovém kole platí následující rovnice. [12]

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 5,13 \cdot 10^3}{39,884} = 257,5 \text{ N}$$

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)}{\sin(\gamma_w) + \cos(\gamma_w) \cdot \operatorname{tg}(\varphi')} = \frac{257,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\sin 9,09^\circ + \cos 9,09^\circ \cdot \operatorname{tg} 2,59^\circ} = 462,4 \text{ N}$$

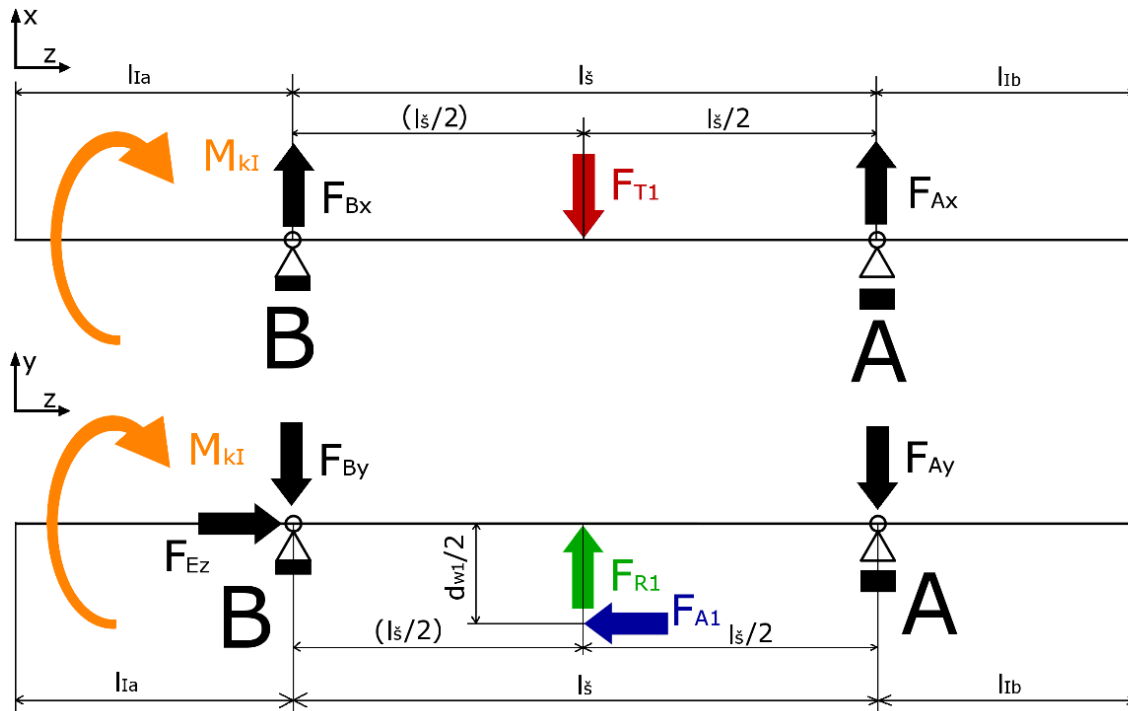
$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi')} = \frac{257,5}{\operatorname{tg}(9,09^\circ + 2,59^\circ)} = 1\,245,5 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 62,48 \cdot 10^3}{102,116} = 1\,223,7 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)}{\sin(\gamma_w) + \cos(\gamma_w) \cdot \operatorname{tg}(\varphi')} = \frac{257,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\sin 9,09^\circ + \cos 9,09^\circ \cdot \operatorname{tg} 2,59^\circ} = 462,4 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi') = 1\,223,7 \cdot \operatorname{tg}(9,09^\circ + 2,59^\circ) = 253,0 \text{ N}$$

Pro silové působení na hřídel šneku (Obr. 24) i pro silové působení na hřídel šnekového kola platí, že je závislé na směru otáčení. Kontrola ložisek i pozdější kontroly hřídelů musí být provedeny vždy pro směr otáčení, při kterém je dané místo více namáháno. To platí hlavně z důvodu, že pohon brány bude měnit směr chodu.



Obr. 24: Silové působení na hřídel šneku

$$l_s = 116 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = 39,884 \text{ mm}$$

$$l_{Ia} = 55 \text{ mm}$$

$$l_{Ib} = 51 \text{ mm}$$

V rovině x-z:

Momentová rovnováha k bodu A

$$F_{Bx}l_s - \frac{F_{t1}l_s}{2} = 0 \rightarrow F_{Bx} = \frac{F_{t1}l_s}{2l_s} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{257,5}{2} = 128,7 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k bodu B

$$F_{Ax}l_s - \frac{F_{t1}l_s}{2} = 0 \rightarrow F_{Ax} = \frac{F_{t1}l_s}{2l_s} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{257,5}{2} = 128,7 \text{ N}$$

Kontrola výsledných reakcí silovou rovnováhou

$$F_{Ax} + F_{Bx} - F_{t1} = \frac{F_{t1}}{2} + \frac{F_{t1}}{2} - F_{t1} = 0$$

V rovině y-z:

Momentová rovnováha k bodu A

$$F_{By}l_{\xi} - \frac{F_{r1}l_{\xi}}{2} - \frac{F_{a1}d_{w1}}{2} = 0 \rightarrow F_{By} = \frac{F_{r1}}{2} + \frac{F_{a1}d_{w1}}{2l_{\xi}} = \frac{462,3}{2} + \frac{1\,245,2 \cdot 39,884}{2 \cdot 116}$$

$$F_{By} = 445,3 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k bodu B

$$F_{Ay}l_{\xi} - \frac{F_{r1}l_{\xi}}{2} + \frac{F_{a1}d_{w1}}{2} = 0 \rightarrow F_{Ay} = \frac{F_{r1}}{2} - \frac{F_{a1}d_{w1}}{2l_{\xi}} = \frac{462,3}{2} - \frac{1\,245,2 \cdot 39,884}{2 \cdot 116}$$

$$F_{Ay} = 17,1 \text{ N}$$

Kontrola výsledných reakcí silovou rovnováhou

$$F_{Ay} + F_{By} - F_{r1} = \frac{F_{r1}}{2} - \frac{F_{a1}d_{w1}}{2l_{\xi}} + \frac{F_{r1}}{2} + \frac{F_{a1}d_{w1}}{2l_{\xi}} - F_{r1} = 0$$

Silová rovnováha ve směru z (ložisko E je uvažováno v bodě B)

$$F_{Ez} - F_{a1} = 0 \rightarrow F_{Ez} = F_{a1} = 1\,245,2 \text{ N}$$

Výsledné reakce v místech uložení

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{128,7^2 + 17,1^2} = 129,8 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{128,7^2 + 445,2^2} = 463,5 \text{ N}$$

$$F_{Ez} = 1\,245,2 \text{ N}$$

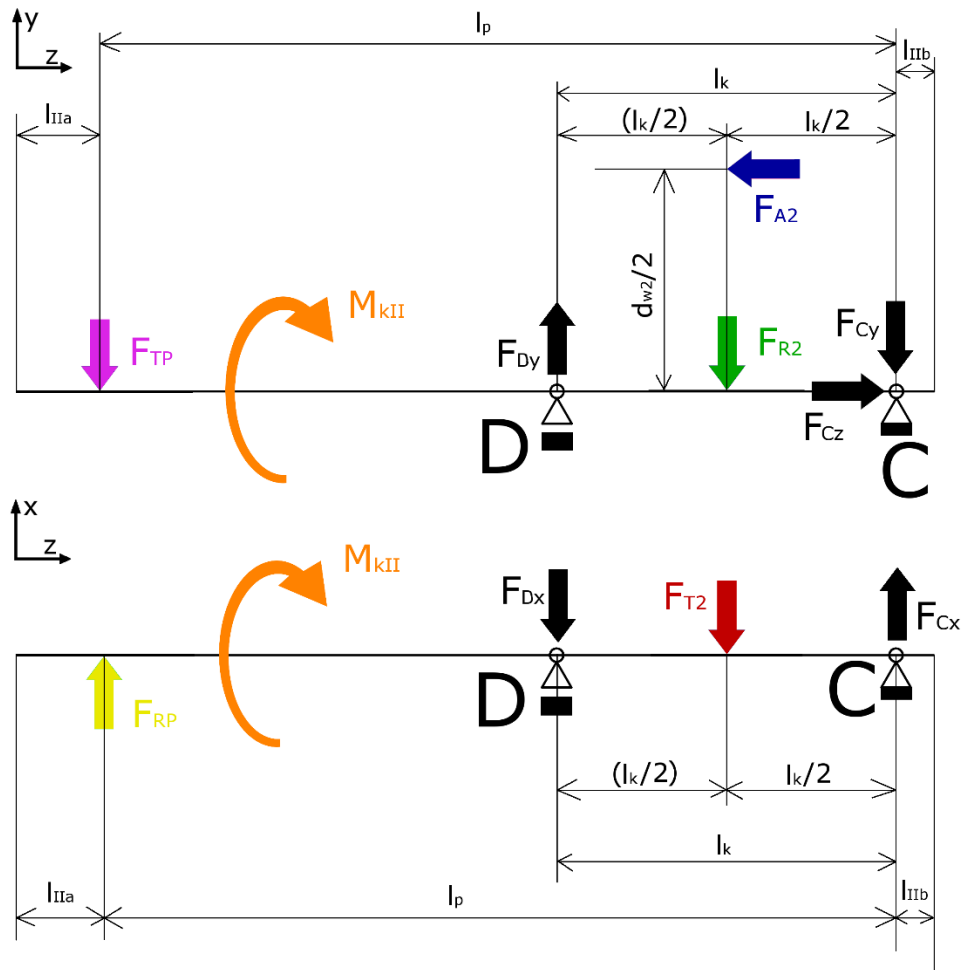
Silové působení na výstupní hřídel (Obr. 25) je poněkud komplikovanější vzhledem k silovému působení na výstupním pastorku. Síly působící na výstupní pastorek jsou dány krouticím momentem na výstupním hřídeli, průměrem valivé kružnice výstupního pastorku a valivým úhlem. Jelikož je ozubení na výstupu čelní s přímými zuby, nepůsobí zde žádné axiální síly. Pro zjištění velikostí tečné a radiální síly platí následující výpočty. [12]

$$d_{wP} = 50 \text{ mm}$$

$$\alpha_{wP} = 20^\circ$$

$$F_{tP} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{wP}} = \frac{2 \cdot 62,48 \cdot 10^3}{50} = 2\,499,2 \text{ N}$$

$$F_{rP} = F_{tP} \operatorname{tg} \alpha_{wP} = 2\,499,2 \operatorname{tg} 20^\circ = 909,6 \text{ N}$$



Obr. 25: Silové působení na výstupní hřídel

$$l_k = 77 \text{ mm}$$

$$l_p = 179,5 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = 102,116 \text{ mm}$$

$$l_{IIa} = 19 \text{ mm}$$

$$l_{IIb} = 8,5 \text{ mm}$$

V rovině x-z:

Momentová rovnováha k bodu C

$$F_{RP}l_p - F_{Dx}l_k - \frac{F_{t2}l_k}{2} = 0 \rightarrow F_{Dx} = \frac{F_{RP}l_p}{l_k} - \frac{F_{t2}}{2} = \frac{909,6 \cdot 179,5}{77} - \frac{1\,223,7}{2} = 1\,508,6 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k bodu D

$$F_{Cx}l_k - \frac{F_{t2}l_k}{2} - \frac{F_{rP}(l_p - l_k)}{l_k} = 0 \rightarrow F_{Cx} = \frac{F_{t2}}{2} + \frac{F_{rP}(l_p - l_k)}{l_k}$$

$$F_{Cx} = \frac{1\,223,7}{2} + \frac{909,6(179,5 - 77)}{77} = 1\,822,7 \text{ N}$$

Kontrola výsledných reakcí silovou rovnováhou

$$F_{Cx} - F_{Dx} + F_{rP} - F_{t2} = \frac{F_{t2}}{2} + \frac{F_{rP}(l_P - l_k)}{l_k} + F_{rP} - \frac{F_{rP}l_P}{l_k} + \frac{F_{t2}}{2} - F_{t2} = 0$$

V rovině y-z:

Momentová rovnováha k bodu C

$$F_{Dy}l_k - F_{tP}l_P - \frac{F_{r2}l_k}{2} - \frac{F_{a2}d_{w2}}{2} = 0 \rightarrow F_{Dy} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{tP}l_P}{l_k} + \frac{F_{r2}}{2}$$

$$F_{Dy} = \frac{253,0 \cdot \frac{102,116}{2} + 2\,499,2 \cdot 179,5}{77} + \frac{462,3}{2} = 6\,225,0 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k bodu D

$$F_{Cy}l_k + \frac{F_{r2}l_k}{2} - \frac{F_{a2}d_{w2}}{2} - F_{tP}(l_P - l_k) = 0 \rightarrow F_{Cy} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{tP}(l_P - l_k)}{l_k} - \frac{F_{r2}}{2}$$

$$F_{Cy} = \frac{253,0 \cdot \frac{102,116}{2} + 2\,499,2(179,5 - 77)}{77} - \frac{462,3}{2} = 3\,263,5 \text{ N}$$

Kontrola výsledných reakcí silovou rovnováhou

$$F_{Dy} - F_{Cy} - F_{r2} - F_{tP} = 0$$

$$\frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{tP}l_P}{l_k} + \frac{F_{r2}}{2} - \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{tP}(l_P - l_k)}{l_k} + \frac{F_{r2}}{2} - F_{r2} - F_{tP} = 0$$

Silová rovnováha ve směru z

$$F_{Cz} - F_{a2} = 0 \rightarrow F_{Cz} = F_{a2} = 253,0 \text{ N}$$

Výsledné reakce v místech uložení

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{1\,822,7^2 + 3\,263,5^2} = 3\,738,0 \text{ N}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{1\,508,6^2 + 6\,225,0^2} = 6\,405,2 \text{ N}$$

$$F_{Cz} = 253,0 \text{ N}$$

REVERZNÍ SMĚR

Při běhu pohonu v opačném směru mění svůj směr tečné a axiální síly na šnekovém kole a na pastorku, zatímco směr radiální síly je pořád stejný. To vede ke změnám velikostí reakcí i jejich směrů. Některá místa na hřídelích jsou při reverzním chodu více namáhána, některá naopak méně. Výsledné reakce pro reverzní směr jsou uvedeny v následující souhrnné tabulce velikostí reakcí (Tab. 9). Ty reakce, jejichž znaménka jsou záporná, mění oproti původnímu chodu pohonu směr.

Tab. 9: Výsledné reakce v uloženíh

SOUHRN REAKCÍ			
Dopředný chod			
Šnekový hřídel		Výstupní hřídel	
F_{Ax} [N]	128,7	F_{Cx} [N]	1822,8
F_{Bx} [N]	128,7	F_{Dx} [N]	1508,7
F_{Ay} [N]	17,1	F_{Cy} [N]	3263,4
F_{By} [N]	445,3	F_{Dy} [N]	6225,1
F_{Ez} [N]	1245,2	F_{Cz} [N]	253,0
F_A [N]	129,9	F_C [N]	3738,0
F_B [N]	463,5	F_D [N]	6405,3
Zpětný chod			
F_{AxR} [N]	-128,7	F_{CxR} [N]	599,0
F_{BxR} [N]	-128,7	F_{DxR} [N]	2732,4
F_{AyR} [N]	445,3	F_{CyR} [N]	-3725,9
F_{ByR} [N]	17,1	F_{DyR} [N]	-5762,7
F_{EzR} [N]	-1245,3	F_{CzR} [N]	-253,0
F_{AR} [N]	463,5	F_{CR} [N]	3773,7
F_{BR} [N]	129,9	F_{DR} [N]	6377,7

Pro kontrolu ložisek jsou jako výsledné radiální zatížení uvažovány největší vypočtené reakce.

4.3.4. Kontrola navržených ložisek

Ložiska byla vybrána podle průměrů navržených hřídelů určených předběžnými výpočty a konstrukčním řešením připojení elektromotoru ke šnekové převodovce. Pro hřídel šneku použita jednořadá kuličková ložiska SKF 61907, označena A a B (Obr. 26), která slouží pouze k přenášení radiálních sil, jsou katalogem výrobce [14] dány následující hodnoty a vztahy.

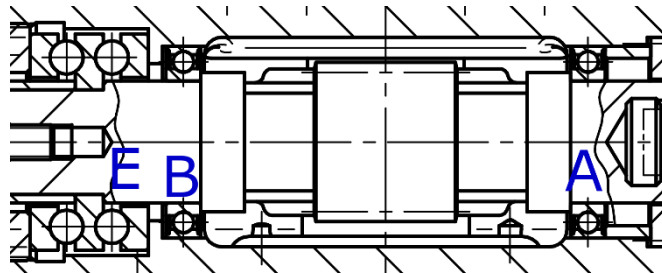
$$f_{0A,B} = 16$$

$$C_{A,B} = 10,8 \text{ kN}$$

$$C_{0A,B} = 7,8 \text{ kN}$$

$$P_{A,B} = F_r = F_B = 0,4635 \text{ kN}$$

$$P_{0A,B} = F_r = F_B = 0,4635 \text{ kN}$$



Obr. 26: Uložení ložisek na šnekovém hřídeli

Z těchto hodnot potom výpočtem určím minimální hodnotu dynamické únosnosti. Vzhledem k symetrické poloze ložisek vůči zatížení je výpočet pro obě axiálně volná ložiska stejný.

$$C_{minA,B} = P_{A,B} \sqrt[3]{\frac{60n_m L_h}{10^6}} = 0,4635 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1395 \cdot 1000}{10^6}} = 2,03 \text{ kN}$$

Pro přenášení axiálních sil působících na hřídel šneku bylo voleno vzhledem k velké axiální síle a časté změně chodu obousměrné axiální kuličkové ložisko SKF 52207, označené E, pro které byly dohledány následující hodnoty a vztahy.

$$C_E = 35,1 \text{ kN}$$

$$C_{0E} = 73,5 \text{ kN}$$

$$A_E = 0,028$$

$$P_E = F_a = F_{Ez} = 1,2452 \text{ kN}$$

$$P_{0E} = F_a = F_{Ez} = 1,2452 \text{ kN}$$

Následuje kontrola voleného ložiska.

$$F_{amE} = A_E \cdot \left(\frac{n_m}{1000}\right)^2 = 0,028 \cdot \left(\frac{1395}{1000}\right)^2 = 0,05449 \text{ kN} < F_a = P_E = 1,2452 \text{ kN}$$

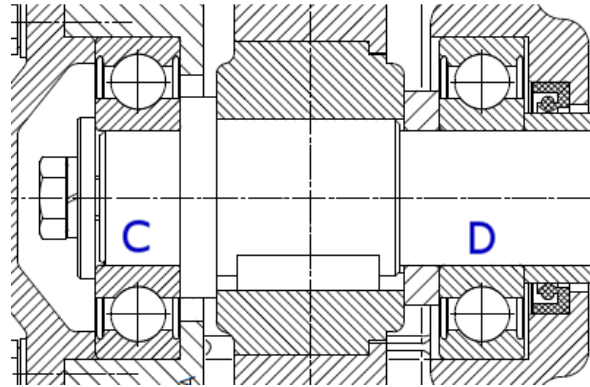
$$C_{minE} = P_E \sqrt[3]{\frac{60n_m L_h}{10^6}} = 1,2452 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1395 \cdot 1000}{10^6}} = 5,45 \text{ kN}$$

Pro výstupní hřídel není řešená úloha symetrická, na rozdíl od případu šnekového hřídele. Navržená ložiska SKF 6306 jsou rozdílně zatížena kvůli poloze výstupního pastorku. Jako axiálně těsné ložisko bylo voleno to, na kterém je radiální zatížení pro danou úlohu menší (Obr. 27). Pro obě ložiska platí následující hodnoty. [14]

$$f_{0C,D} = 13$$

$$C_{C,D} = 29,6 \text{ kN}$$

$$C_{0C,D} = 16 \text{ kN}$$



Obr. 27: Uložení ložisek na výstupním hřídeli

Pro axiálně těsné ložisko platí navíc následující koeficienty získané použitím hodnot z tabulky výpočtových součinitelů pro jednořadá kuličková ložiska (Tab. 10) a jejich lineární interpolací.

$$F_a = F_{Cz} = 0,2530 \text{ kN}$$

$$f_{0c} \frac{F_a}{C_{0c}} = 13 \frac{0,2530}{16} = 0,2056$$

$$e_c = \frac{(0,2056 - 0,172) \cdot (0,22 - 0,19)}{0,345 - 0,172} + 0,19 = 0,196$$

$$X_c = 0,56$$

$$Y_c = \frac{(0,2056 - 0,172) \cdot (1,99 - 2,30)}{0,345 - 0,172} + 2,30 = 2,240$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{Cz}}{F_c} = \frac{0,2530}{3,7736} = 0,067 \leq e_c = 0,196 \rightarrow P_c = F_r$$

Tab. 10: Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska [14]

Calculation factors for deep groove ball bearings										
$f_0 F_a / C_0$	Single row and double row bearings Normal clearance			Single row bearings C3 clearance			C4 clearance			
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y	
0,172	0,19	0,56	2,3	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47	
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,4	0,44	1,4	
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,3	
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23	
1,38	0,3	0,56	1,45	0,4	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19	
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,5	0,44	1,12	
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,1	0,55	0,44	1,02	
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1	
6,89	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1	

Následuje kontrola obou ložisek.

$$P_D = F_r = F_c = 6,4052 \text{ kN}$$

$$P_{0D} = F_r = F_c = 6,4052 \text{ kN}$$

$$C_{minD} = P_D \sqrt[3]{\frac{60n_{II}L_h}{10^6}} = 6,4052 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 87,19 \cdot 1000}{10^6}} = 11,12 \text{ kN}$$

$$P_C = F_r = F_c = 3,7736 \text{ kN}$$

$$P'_{0C} = 0,6F_r + 0,5F_a = 0,6F_c + 0,5F_{cz} = 0,6 \cdot 3,7736 + 0,5 \cdot 0,2530 = 2,39 \text{ kN}$$

$$P_{0C} = 2,39 < F_r = 3,7736 \rightarrow P_{0C} = F_r = 3,7736 \text{ kN}$$

$$C_{minC} = P_C \sqrt[3]{\frac{60n_{II}L_h}{10^6}} = 3,7736 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 87,19 \cdot 1000}{10^6}} = 6,55 \text{ kN}$$

Všechna navržená ložiska vyhovují provedeným výpočetním kontrolám.

4.3.5. Návrh a kontrola těsných per

Obě navržená těsná pera jsou kontrolována na otláčení a na stříh. První těsné pero slouží k přenosu krouticího momentu ze šnekového kola na výstupní hřídel. Pro náboj z litiny s lupínkovým grafitem je dovolený tlak $p_D = 50$ až 60 MPa a dovolené smykové napětí pro materiál pera je $\tau_D = 60$ až 90 MPa . [12]

$$p_{D1} = 50 \text{ MPa}$$

$$\tau_{D1} = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$d_{IIK} = 35 \text{ mm}$$

Pro tento průměr byly podle [15] zjištěny rozměry pera b_1 ; h_1 .

$$b_1 = 10 \text{ mm}$$

$$h_1 = 8 \text{ mm}$$

$$l_{a1} = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{IIK} h_1 p_{D1}} = \frac{4 \cdot 62,48 \cdot 10^3}{35 \cdot 8 \cdot 50} = 17,9 \text{ mm}$$

$$l_{1min} = l_{a1} + b_1 = 17,9 + 10 = 27,9 \text{ mm}$$

$$l_1 = 28 \text{ mm} \leftarrow \text{nejbližší vyšší normalizovaná délka pera}$$

$$\tau_{P1} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{IIK} \cdot b_1 \cdot (l_1 - b_1)} = \frac{2 \cdot 62,48 \cdot 10^3}{35 \cdot 10 \cdot (28 - 10)} = 19,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_D = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Navrženo a kontrolováno bylo PERO ČSN 02 2562 10e7 x 8 x 28.

Druhé pero je použito k přenesení tečné síly z výstupního hřídele na výstupní pastorek, který je ocelový. Dovolený tlak je tedy 110 až 120 MPa a dovolené smykové napětí se nemění. [12]

$$p_{D2} = 110 \text{ MPa}$$

$$\tau_{D2} = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$d_{IIP} = 30 \text{ mm}$$

Pro tento průměr byly podle [15] zjištěny rozměry pera $b_2; h_2$.

$$b_2 = 8 \text{ mm}$$

$$h_2 = 7 \text{ mm}$$

$$l_{a2} = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{IIP} h_2 p_{D2}} = \frac{4 \cdot 62,48 \cdot 10^3}{30 \cdot 7 \cdot 110} = 10,8 \text{ mm}$$

$$l_{2min} = l_{a2} + b_2 = 10,8 + 8 = 18,8 \text{ mm}$$

$$l_2 = 20 \text{ mm} \leftarrow \text{nejbližší vyšší normalizovaná délka pera}$$

$$\tau_{P2} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{IIP} \cdot b_2 \cdot (l_2 - b_2)} = \frac{2 \cdot 62,48 \cdot 10^3}{35 \cdot 10 \cdot (20 - 10)} = 35,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_D = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

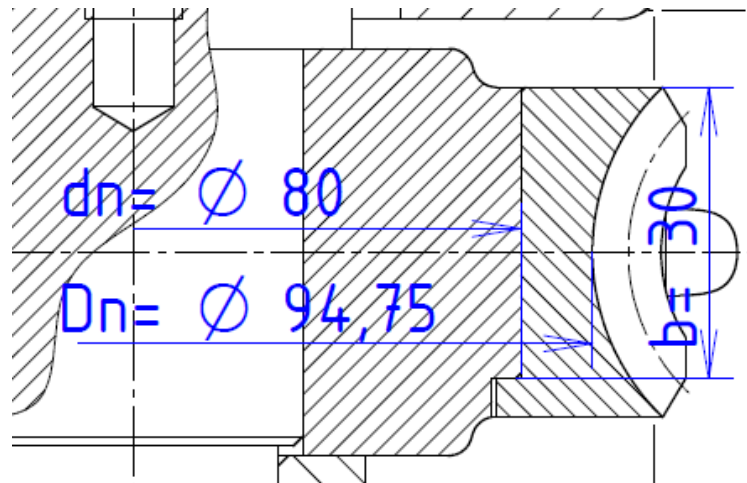
Navrženo a kontrolováno bylo PERO ČSN 02 2562 8e7 x 7 x 20. Obě navržená pera vyhovují provedeným kontrolám.

4.3.6. Kontrola nalisování věnce šnekového kola na jeho disk

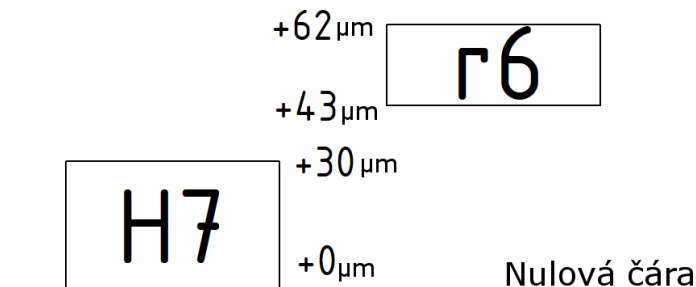
Věnc šnekového kola je uložen na disk z litiny s lupínkovým grafitem na průměru 80 mm (Obr. 28). Voleno bylo doporučené uložení H7/r6 (Obr. 29). Pro toto uložení jsou pro daný průměr zjištěny následující hodnoty. [15]

$$\Delta h_{min} = 43 - 30 = 13 \text{ } \mu\text{m} = 0,013 \text{ mm}$$

$$\Delta h_{max} = 62 - 0 = 62 \text{ } \mu\text{m} = 0,062 \text{ mm}$$



Obr. 28: Rozměry navrženého spojení věnce s diskem šnekového kola



Obr. 29: Uložení H7/r6 pro průměr 80 mm

Pro výpočty minimálních a maximálních přesahů jsou pomocí [15] zjištěny materiálové konstanty, stanoven součinitel tření, vypočteny pomocné hodnoty a z bezpečnosti k mezi kluzu zjištěno maximální přípustné napětí na šnekovém věnci. Poté je vypočteno napětí při maximálním přesahu. [12]

$$E = 10^5 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,3$$

$$f = 0,15$$

$$S = b \frac{D_n - d_n}{2} = 30 \frac{94,75 - 80}{2} = 221,25 \text{ mm}^2$$

$$C = \frac{\left(\frac{D_n}{d_n}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_n}{d_n}\right)^2 - 1} - 1 = \frac{\left(\frac{94,75}{80}\right)^2 + 1}{\left(\frac{94,75}{80}\right)^2 - 1} - 1 = 4,966$$

$$k_k = 2,5$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_k}{k_k} = \frac{200}{2,5} = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\Delta h_{min} = \frac{2\mu M_{kII}(C+1)}{\pi d_n b f E} + \frac{M_{kII}}{ES} = \frac{2 \cdot 0,31 \cdot 62,48 \cdot 10^3 (4,966 + 1)}{\pi \cdot 80 \cdot 30 \cdot 0,15 \cdot 10^5} + \frac{62,48 \cdot 10^3}{10^5 \cdot 221,25} = 0,005 \text{ mm}$$

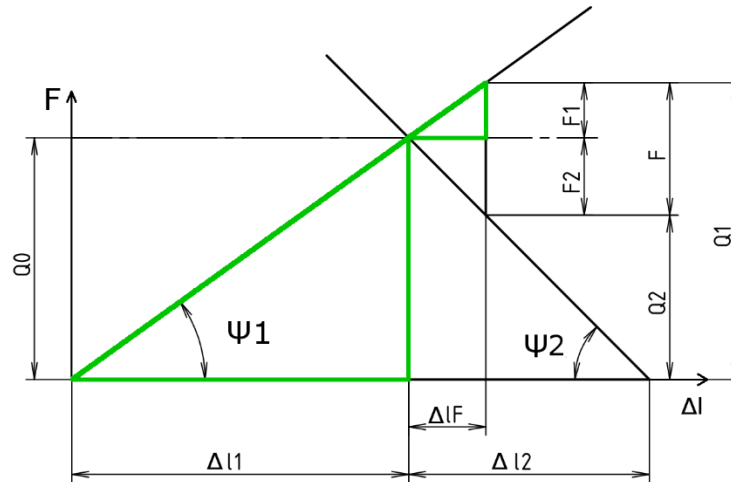
$$\sigma_D \leq \frac{\Delta h_{max} E}{d_n} \rightarrow \Delta h_{max} \leq \frac{d_n \sigma_D}{E} = \frac{80 \cdot 80}{10^5} = 0,064 \text{ mm}$$

$$\sigma_{max} = \frac{\Delta h_{max} E}{d_n} = \frac{0,062 \cdot 10^5}{80} = 77,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Navržené nalisování pro uložení H7/r6 vyhovuje kontrole.

4.3.7. Kontrola závitu

Kontrolováno bude jádro šroubu, kterým je upevněno axiální ložisko na hřídeli. Tento šroub je tedy namáhán na tah (Obr. 31). Maximální dovolené tahové napětí pro šroub pevnostní třídy 8.8 je $\sigma_D = 140 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Pro šroub se závitem M10 je pro volený moment na klíči a průměr jádra závitu platný následující výpočet, vycházející z podobnosti zeleně označených trojúhelníků v grafu (Obr. 30). [16]



Obr. 30: Rötscherův diagram

$$d_2 = 9,026 \text{ mm}$$

$$d_3 = 8,160 \text{ mm}$$

$$l_s = 25 \text{ mm}$$

$$M_{KK} = 3 \text{ Nm}$$

$$M_{KK} = 0,35Q_0 \frac{d_2}{2} \rightarrow Q_0 = \frac{2M_{KK}}{0,35d_2} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 10^3}{0,35 \cdot 9,026} = 1\,899,3 \text{ N}$$

$$\Delta l_1 = \frac{l_s Q_0}{ES} = \frac{4l_s Q_0}{E\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 1\,899,3}{2 \cdot 10^5 \cdot 8,16^2} = 4,540 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\Delta l_F = \frac{l_s F}{ES_3} = \frac{4l_s F_{Ez}}{E\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 1\,245,2}{2 \cdot 10^5 \cdot 8,16^2} = 2,976 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

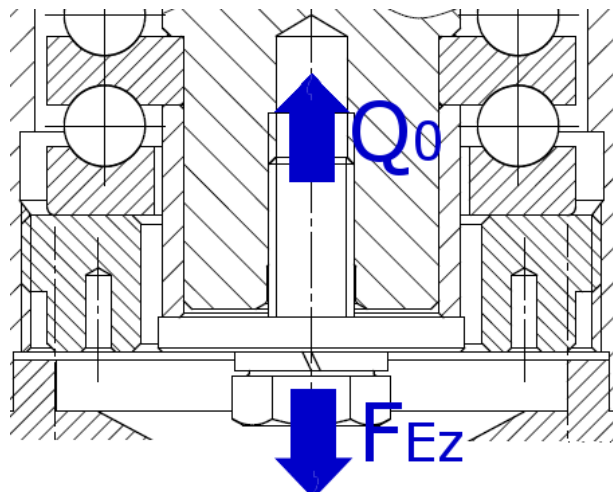
$$\frac{Q_0}{\Delta l_1} = \frac{F_1}{\Delta l_F} \rightarrow F_1 = \Delta l_F \frac{Q_0}{\Delta l_1} = 2,976 \cdot 10^{-3} \frac{1\,899,3}{4,540 \cdot 10^{-3}} = 1\,245,2 \text{ N} \approx F_{Ez}$$

$$Q_1 = Q_0 + F_1 = Q_0 + F_{Ez} = 1\,899,3 + 1\,245,2 = 3\,144,5 \text{ N}$$

$$Q_2 = Q_1 - F = Q_1 - F_{Ez} = 3\,144,5 - 1\,245,2 = 1\,899,3 \text{ N}$$

$$\sigma_t = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{3\,144,5}{\frac{\pi \cdot 8,160^2}{4}} = 60,13 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Šroub tedy kontrole vyhovuje.

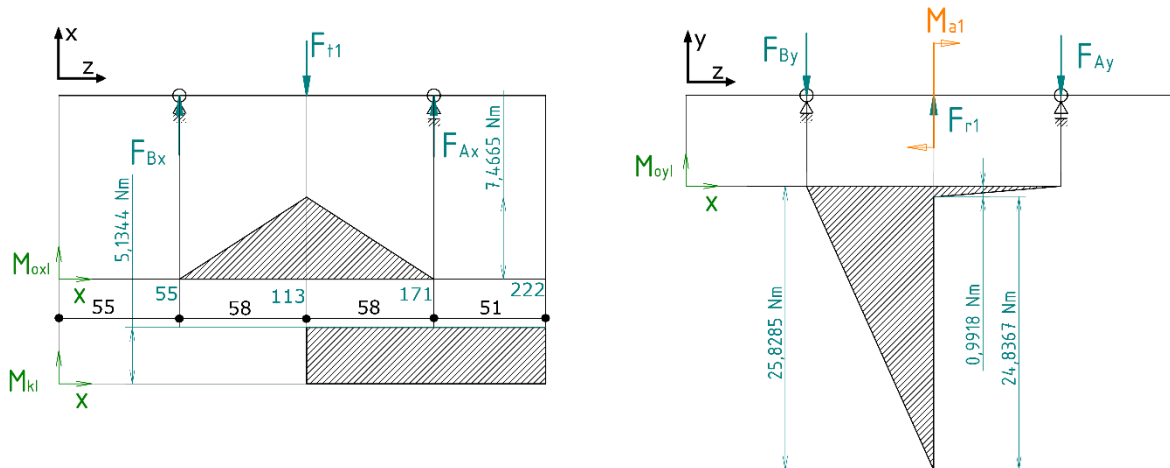


Obr. 31: Uložení axiálního ložiska pomocí šroubu

4.3.8. Statická kontrola hřídelů

Okolní součásti, které by mohly přímo ovlivnit rozměry hřídelů, pevnostním kontrolám vyhovují. Následuje tedy vlastní kontrola hřídelů. K jejímu provedení je nutné znát průběhy ohybových momentů na hřídelích a rozměry hřídelů. Na základě obou těchto charakteristik jsou poté vytipována kritická místa, pro která platí, že v nich je buďto lokální momentové maximum, nebo je zde oproti okolí menší plocha průřezu. S reverzací chodu motoru se mění silové působení na hřídele a tím pádem i průběhy momentů.

Pro šnekový hřídel platí při dopředném chodu průběhy ohybových momentů na obrázku (Obr. 32). Při obráceném chodu motoru dojde v rovině tečných sil pouze ke změně směru všech sil a v rovině radiálních a axiálních sil dojde k záměně velikostí reakcí v ložiskách. Z toho vyplývá pro průběhy ohybových momentů, že zatímco v rovině tečných sil dojde pouze ke změně směru namáhání, v rovině radiálních a axiálních sil dojde s reverzací chodu ke změně průběhu momentu (Obr. 33). Pro dříve zjištěné velikosti reakcí byly pro oba směry otáčení zjištěny průběhy ohybových a krouticích momentů, které jsou uvedeny pod příslušnými obrázky.



Obr. 32: Průběhy ohybových a krouticích momentů šnekovém hřídeli

$$M_{a1} = \frac{F_{a1} d_{w1}}{2} = \frac{1245,4 \cdot 39,884}{2} = 24\,837 \text{ Nmm} = 24,837 \text{ Nm}$$

$$x \in (0 \text{ mm}; 55 \text{ mm}):$$

$$M_{oxl}(x) = 0$$

$$M_{oyl}(x) = 0$$

$$M_{kl}(x) = 0$$

$$x \in (55 \text{ mm}; 113 \text{ mm}):$$

$$M_{oxl}(x) = F_{Bx}(x - 55) = 128,7(x - 55)$$

$$M_{oyl}(x) = -F_{By}(x - 55) = -445,3(x - 55)$$

$$M_{kl}(x) = 0$$

$$x \in (113 \text{ mm}; 171 \text{ mm}):$$

$$M_{oxl}(x) = F_{Bx}(x - 55) - F_{t1}(x - 113) = 128,7(x - 55) - 257,5(x - 113)$$

$$M_{oyl}(x) = -F_{By}(x - 55) + F_{r1}(x - 113) + M_{a1}$$

$$M_{oyl}(x) = -445,3(x - 55) + 462,4(x - 113) + 24\,837$$

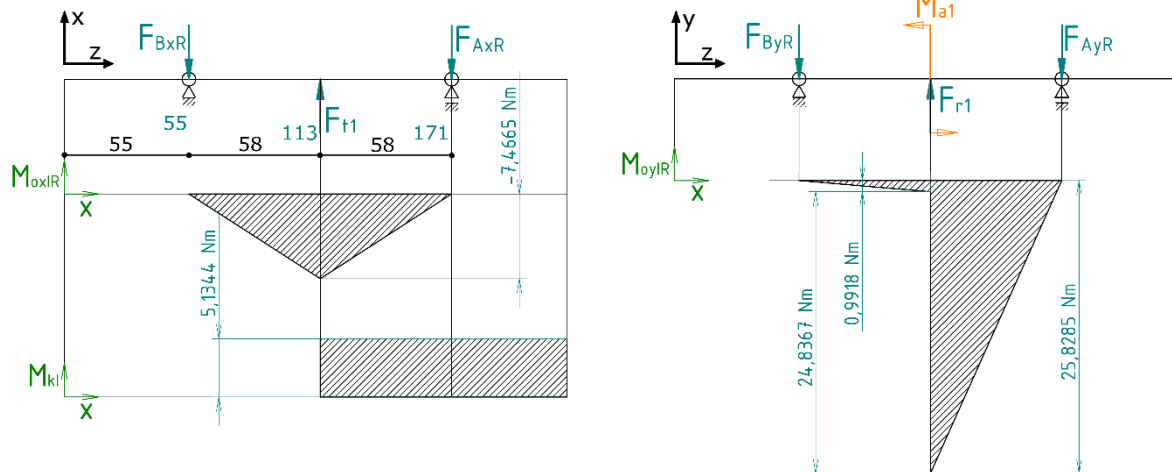
$$M_{kl}(x) = 5\,134\text{ Nmm}$$

$$x \in \langle 171\text{ mm}; 222\text{ mm} \rangle:$$

$$M_{oxl}(x) = 0$$

$$M_{oyl}(x) = 0$$

$$M_{kl}(x) = 5\,134\text{ Nmm}$$



Obr. 33: Průběhy ohybových a kroticích momentů na šnekovém hřídeli při reverzaci chodu

$$x \in \langle 0\text{ mm}; 55\text{ mm} \rangle:$$

$$M_{oxlR}(x) = 0$$

$$M_{oylR}(x) = 0$$

$$M_{kl}(x) = 0$$

$$x \in \langle 55\text{ mm}; 113\text{ mm} \rangle:$$

$$M_{oxlR}(x) = -F_{BxR}(x - 55) = -128,7(x - 55)$$

$$M_{oylR}(x) = -F_{ByR}(x - 55) = -17,1(x - 55)$$

$$M_{kl}(x) = 0$$

$$x \in \langle 113\text{ mm}; 171\text{ mm} \rangle:$$

$$M_{oxlR}(x) = -F_{BxR}(x - 55) + F_{t1}(x - 113) = -128,7(x - 55) + 257,5(x - 113)$$

$$M_{oylR}(x) = -F_{ByR}(x - 55) + F_{r1}(x - 113) - M_{a1}$$

$$M_{oylR}(x) = -17,1(x - 55) + 462,4(x - 113) - 24\,837$$

$$M_{kl}(x) = 5\,134\text{ Nmm}$$

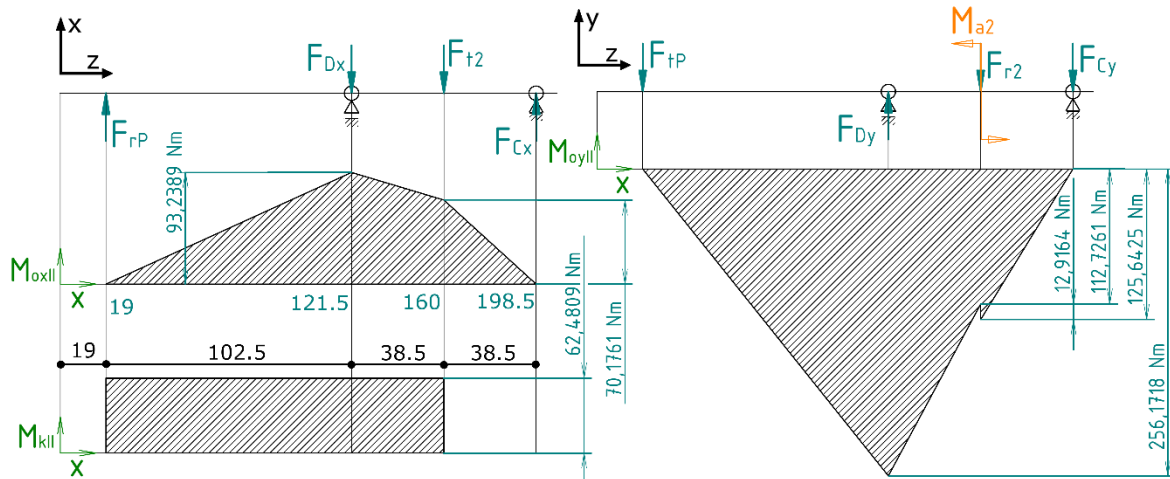
$$x \in \langle 171\text{ mm}; 222\text{ mm} \rangle:$$

$$M_{oxlR}(x) = 0$$

$$M_{oylR}(x) = 0$$

$$M_{kl}(x) = 5\,134\text{ Nmm}$$

Na výstupním hřídeli dojde oproti průběhům ohybových momentů v dopředném chodu (Obr. 34) při změně směru otáčení pohonu ke změnám reakcí v uložení, a tedy i ke změnám průběhů ohybových momentů (Obr. 35). Průběhy ohybových momentů při obou směrech otáčení, vycházející z dříve určených reakcí, jsou uvedeny pod příslušnými obrázky.



Obr. 34: Průběhy ohybových a krouticích momentů na výstupním hřídeli

$$M_{a2} = \frac{F_{a2}d_{w2}}{2} = \frac{253,0 \cdot 102,116}{2} = 12\,916 \text{ Nmm} = 12,916 \text{ Nm}$$

$x \in \langle 0 \text{ mm}; 19 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxII}(x) = 0$$

$$M_{oyII}(x) = 0$$

$$M_{kII}(x) = 0$$

$x \in \langle 19 \text{ mm}; 121,5 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxII}(x) = F_{rP}(x - 19) = 909,6(x - 19)$$

$$M_{oyII}(x) = -F_{tP}(x - 19) = -2\,499,2(x - 19)$$

$$M_{kII}(x) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$x \in \langle 121,5 \text{ mm}; 160 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxII}(x) = F_{rP}(x - 19) - F_{Dx}(x - 121,5) = 909,6(x - 19) - 1\,508,7(x - 121,5)$$

$$M_{oyII}(x) = -F_{tP}(x - 19) + F_{Dy}(x - 121,5) = -2\,499,2(x - 19) - 6\,225,1(x - 121,5)$$

$$M_{kII}(x) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$x \in \langle 160 \text{ mm}; 198,5 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxII}(x) = F_{rP}(x - 19) - F_{Dx}(x - 121,5) - F_{t2}(x - 160)$$

$$M_{oxII}(x) = 909,6(x - 19) - 1\,508,7(x - 121,5) - 1\,223,7(x - 160)$$

$$M_{oyII}(x) = -F_{tP}(x - 19) + F_{Dy}(x - 121,5) - F_{r2}(x - 160) - M_{a2}$$

$$M_{oyII}(x) = -2\,499,2(x - 19) - 6\,225,1(x - 121,5) - 462,4(x - 160) - 12\,916$$

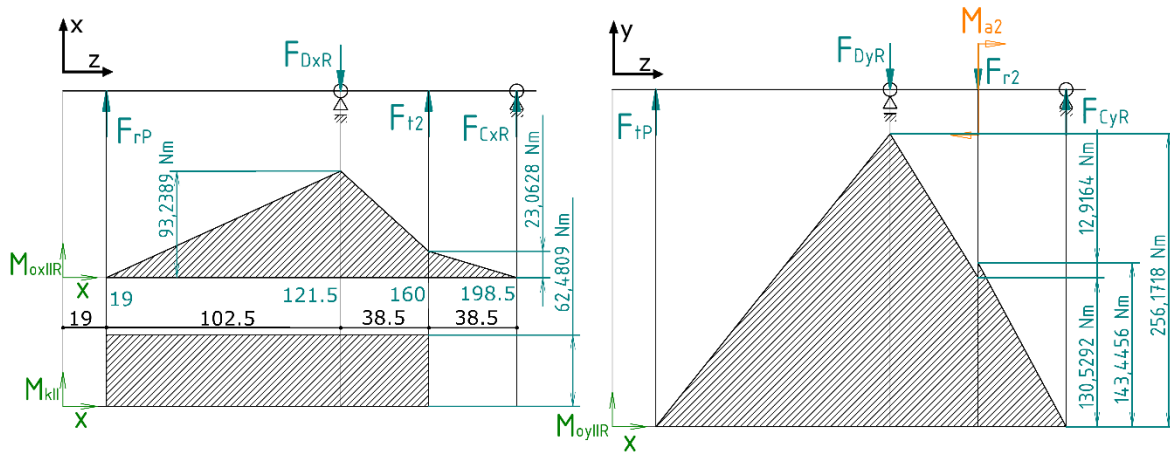
$$M_{kII}(x) = 0$$

$x \in \langle 198,5 \text{ mm}; 207 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxII}(x) = 0$$

$$M_{oyII}(x) = 0$$

$$M_{kII}(x) = 0$$



Obr. 35: Průběhy ohybových a krouticích momentů na výstupním hřídeli při reverzaci chodu

$x \in \langle 0 \text{ mm}; 19 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxIIIR}(x) = 0$$

$$M_{oyIIIR}(x) = 0$$

$$M_{kII}(x) = 0$$

$x \in \langle 19 \text{ mm}; 121,5 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxIIIR}(x) = F_{rP}(x - 19) = 909,6(x - 19)$$

$$M_{oyIIIR}(x) = F_{tP}(x - 19) = 2\,499,2(x - 19)$$

$$M_{kII}(x) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$x \in \langle 121,5 \text{ mm}; 160 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxIIIR}(x) = F_{rP}(x - 19) - F_{DxR}(x - 121,5) = 909,6(x - 19) - 2\,732,4(x - 121,5)$$

$$M_{oyIIIR}(x) = F_{tP}(x - 19) - F_{DyR}(x - 121,5) = 2\,499,2(x - 19) - 5\,762,7(x - 121,5)$$

$$M_{kII}(x) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$x \in \langle 160 \text{ mm}; 198,5 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxIIIR}(x) = F_{rP}(x - 19) - F_{DxR}(x - 121,5) + F_{t2}(x - 160)$$

$$M_{oxIIIR}(x) = 909,6(x - 19) - 2\,732,4(x - 121,5) + 1\,223,7(x - 160)$$

$$M_{oyIIIR}(x) = F_{tP}(x - 19) - F_{DyR}(x - 121,5) - F_{r2}(x - 160) + M_{a2}$$

$$M_{oyIIIR}(x) = 2\,499,2(x - 19) - 5\,762,7(x - 121,5) - 462,4(x - 160) + 12\,916$$

$$M_{kII}(x) = 0$$

$x \in \langle 198,5 \text{ mm}; 207 \text{ mm} \rangle$:

$$M_{oxIIIR}(x) = 0$$

$$M_{oyIIIR}(x) = 0$$

$$M_{kII}(x) = 0$$

Po vyjádření průběhů ohybových i krouticích momentů na obou hřídelích lze dosazováním souřadnice x podle obrázku s vytipovanými kritickými místy z pohledu namáhání hřídelů získat momenty v daných místech při obou směrech chodu pohonu. Z těchto dvou odlišných namáhání je pak pro kontrolu voleno to větší.

Jako první bude provedena statická kontrola šnekového hřídele. Pro materiál 14 140.7, který byl volen s ohledem na materiál věnce šnekového kola, byla vyhledána mez kluzu. Následně byly stanoveny všechny velikosti ohybových a krouticích momentů

v kritických místech (Obr. 36). Pro každý z kontrolovaných průřezů byly na základě geometrie vypočteny moduly průřezu v ohybu a v krutu. Výpočtem zjištěné hodnoty napětí v daných místech byly porovnány s mezí kluzu materiálu, čímž byla zjištěna statická bezpečnost.

$$R_{eI} = 630 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

V prvním kritickém místě jsou při obráceném chodu pohonu co do hodnoty stejné ohybové momenty jak v rovině tečných sil, tak v rovině radiálních a axiálních sil. Proto postačí řešení pouze pro jeden ze směrů chodu.

$$x_1 = 113 \text{ mm}$$

$$d_{I1} = 31,5 \text{ mm}$$

$$M_{oxI}(x_1) = 128,7(x_1 - 55) - 257,5(x_1 - 113)$$

$$M_{oxI}(x_1) = 128,7(113 - 55) - 257,5(113 - 113) = 7\,467 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyI}(x_1) = -445,3(x_1 - 55) + 462,4(x_1 - 113)$$

$$M_{oyI}(x_1) = -445,3(113 - 55) + 462,4(113 - 113) = -25\,829 \text{ Nmm}$$

$$M_{oI}(x_1) = \sqrt{M_{oxI}^2(x_1) + M_{oyI}^2(x_1)} = \sqrt{7\,467^2 + (-25\,829)^2} = 26\,886 \text{ Nmm}$$

$$M_{kI}(x_1) = 5\,134 \text{ Nmm}$$

$$W_{oI1} = \pi \frac{d_{I1}^3}{32} = \pi \frac{31,5^3}{32} = 3\,069 \text{ mm}^3$$

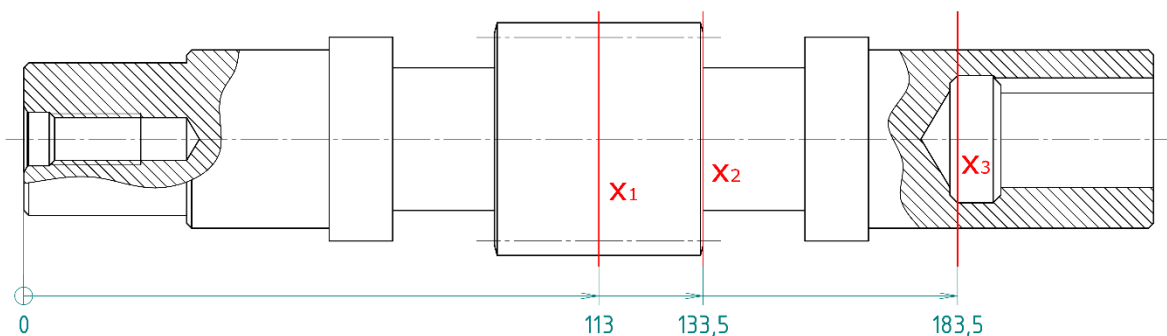
$$W_{kI1} = \pi \frac{d_{I1}^3}{16} = \pi \frac{31,5^3}{16} = 6\,137 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oI1} = \frac{M_{oI}(x_1)}{W_{oI1}} = \frac{26\,886}{3\,069} = 8,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{kI1} = \frac{M_{kI}(x_1)}{W_{kI1}} = \frac{5\,134}{6\,137} = 0,84 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{oREDI1} = \sqrt{\sigma_{oI1}^2 + (\alpha \tau_{kI1})^2} = \sqrt{8,8^2 + (2 \cdot 0,84)^2} = 8,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{SI1} = \frac{R_{eI}}{\sigma_{oREDI1}} = \frac{630}{8,9} = 71$$



Obr. 36: Kritická místa z pohledu statické bezpečnosti – šnekový hřídel

Ve druhém kritickém místě je namáhání hřídele větší při reverzním chodu pohonu. Velikosti ohybových momentů i průřezové moduly jsou v tomto místě při reverzním chodu stejné, jako pro $x = 92,5 \text{ mm}$, což je místo ležící symetricky vzhledem k rovině průřezu ve středu šneku.

$$x_2 = 133,5 \text{ mm}$$

$$d_{I2} = 28 \text{ mm}$$

$$M_{OxIR}(x_2) = -128,7(x_2 - 55) + 257,5(x_2 - 113)$$

$$M_{OxIR}(x_2) = -128,7(133,5 - 55) + 257,5(133,5 - 113) = -4\,828 \text{ Nmm}$$

$$M_{OyIR}(x_2) = -17,1(x - 55) + 462,4(x - 113) - 24\,837 = -16\,700 \text{ Nmm}$$

$$M_{OIR}(x_2) = \sqrt{M_{OxIR}^2(x_2) + M_{OyIR}^2(x_2)} = \sqrt{(-4\,828)^2 + (-16\,700)^2} = 17\,383 \text{ Nmm}$$

$$M_{kI}(x_2) = 5\,134 \text{ Nmm}$$

$$W_{oI2} = \pi \frac{d_{I2}^3}{32} = \pi \frac{28^3}{32} = 2\,155 \text{ mm}^3$$

$$W_{kI2} = \pi \frac{d_{I2}^3}{16} = \pi \frac{28^3}{16} = 4\,310 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oI2} = \frac{M_{OIR}(x_2)}{W_{oI2}} = \frac{17\,383}{2\,155} = 8,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{kI2} = \frac{M_{kI}(x_2)}{W_{kI2}} = \frac{5\,134}{4\,310} = 1,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{oREDI2} = \sqrt{\sigma_{oI2}^2 + (\alpha \tau_{kI2})^2} = \sqrt{8,1^2 + (2 \cdot 1,2)^2} = 8,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{SI2} = \frac{R_{eI}}{\sigma_{oREDI2}} = \frac{630}{8,4} = 75$$

Pro třetí kritické místo platí, že zde nepůsobí ohybové momenty v žádné z rovin. Namáhání v tomto místě je tedy pouze krutem a nezávisí na směru chodu. V tomto místě je vyvrtná díra, která ovlivňuje modul průřezu v krutu. Dovolené napětí v krutu na vstupním hřídeli je uvažováno jako $\tau_{kD} = 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

$$x_3 = 183,5 \text{ mm}$$

$$d_{I3} = 35 \text{ mm}$$

$$D_{I3} = 25 \text{ mm}$$

$$M_{kI}(x_3) = 5\,134 \text{ Nmm}$$

$$W_{kI3} = \frac{\pi}{16} \frac{d_{I3}^4 - D_{I3}^4}{d_{I3}} = \frac{\pi}{16} \frac{35^4 - 25^4}{35} = 6\,227 \text{ mm}^3$$

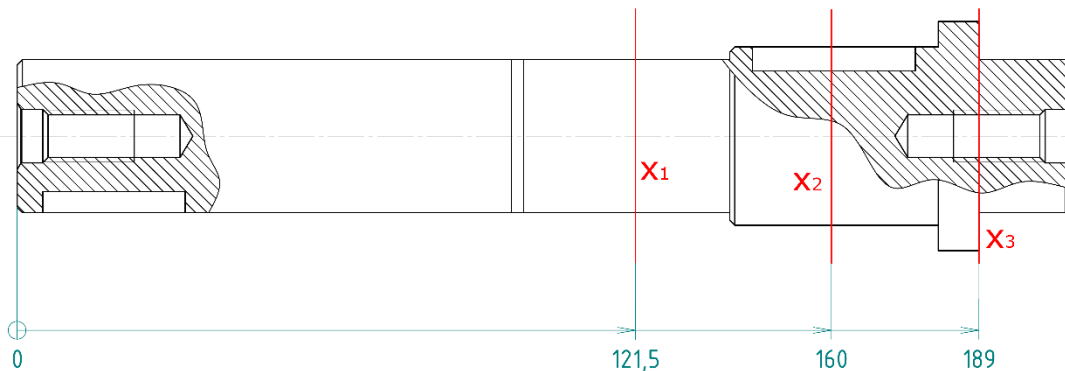
$$\tau_{kI2} = \frac{M_{kI}(x_2)}{W_{kI2}} = \frac{5\,134}{6\,227} = 0,82 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_{kD} = 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Z pohledu statické kontroly je tedy šnekový hřídel předimenzovaný. To bylo způsobeno především předimenzováním výstupního hřídele elektromotoru výrobcem a konstrukčním řešením připojení elektromotoru ke šnekové převodovce. Velký vliv měla

i volba materiálu, který byl ale vybrán podle materiálu věnce šnekového kola. Dalším důvodem byla volba symetrického uložení radiálních ložisek, která byla volena na obou koncích hřídele stejná.

Materiálem voleným pro výstupní hřídel je ocel 11 600.0, která je vhodná pro dynamicky namáhané strojní součásti. Pro tento materiál byla vyhledána mez kluzu a kontrolní výpočty v kritických místech (Obr. 37) byly provedeny obdobně jako pro vstupní hřídel.

$$R_{eII} = 325 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$



Obr. 37: Kritická místa z pohledu statické bezpečnosti – výstupní hřídel

V prvním kontrolovaném místě závisí velikosti ohybových momentů v obou rovinách pouze na velikostech sil působících na výstupní pastorek. Kontrolní výpočet stačí provést pouze pro jeden ze směrů chodu.

$$x_1 = 121,5 \text{ mm}$$

$$d_{II1} = 30 \text{ mm}$$

$$M_{oxII}(x_1) = 909,6(x_1 - 19) = 909,6(121,5 - 19) = 93\,239 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyII}(x_1) = -2\,499,2(x_1 - 19) = -2\,499,2(121,5 - 19) = -256\,172 \text{ Nmm}$$

$$M_{oII}(x_1) = \sqrt{M_{oxII}^2(x_1) + M_{oyII}^2(x_1)} = \sqrt{93\,239^2 + (-256\,172)^2} = 272\,612 \text{ Nmm}$$

$$M_{kII}(x_1) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$$W_{oII1} = \pi \frac{d_{II1}^3}{32} = \pi \frac{30^3}{32} = 2\,651 \text{ mm}^3$$

$$W_{kII1} = \pi \frac{d_{II1}^3}{16} = \pi \frac{30^3}{16} = 5\,301 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oII1} = \frac{M_{oII}(x_1)}{W_{oII1}} = \frac{272\,612}{2\,651} = 103 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{kII1} = \frac{M_{kII}(x_1)}{W_{kII1}} = \frac{62\,481}{5\,301} = 11,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{oREDII1} = \sqrt{\sigma_{oII1}^2 + (\alpha \tau_{kII1})^2} = \sqrt{103^2 + (2 \cdot 11,8)^2} = 106 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{SII1} = \frac{R_{eII}}{\sigma_{oREDII1}} = \frac{325}{106} = 3,08$$

Ve druhém místě není na první pohled zřejmé, při kterém smyslu otáčení bude ohybové namáhání větší. Proto jsou ohybové momenty vypočteny pro oba směry chodu. Kontrola je poté provedena pro větší z výsledných ohybových momentů. Průřezové moduly v krutu a v ohybu jsou nepříznivě ovlivněny drážkou pro pero.

$$x_2 = 160 \text{ mm}$$

$$d_{II2} = 35 \text{ mm}$$

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$t = 4,7 \text{ mm}$$

$$M_{oxII}(x_2) = 909,6(x_2 - 19) - 1\,508,7(x_2 - 121,5) - 1\,223,7(x_2 - 160)$$

$$M_{oxII}(x_2) = 909,6(160 - 19) - 1\,508,7(160 - 121,5) - 1\,223,7(160 - 160)$$

$$M_{oxII}(x_2) = 70\,176 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyII}(x_2) = -2\,499,2(x_2 - 19) - 6\,225,1(x_2 - 121,5) - 462,4(x_2 - 160) - 12\,916$$

$$M_{oyII}(x_2) = -2\,499,2(160 - 19) - 6\,225,1(160 - 121,5) - 462,4(160 - 160) - 12\,916$$

$$M_{oyII}(x_2) = -125\,643 \text{ Nmm}$$

$$M_{oII}(x_2) = \sqrt{M_{oxII}^2(x_2) + M_{oyII}^2(x_2)} = \sqrt{70\,176^2 + (-125\,643)^2} = 143\,912 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxIIR}(x_2) = 909,6(x_2 - 19) - 2\,732,4(x_2 - 121,5) + 1\,223,7(x_2 - 160)$$

$$M_{oxIIR}(x_2) = 909,6(160 - 19) - 2\,732,4(160 - 121,5) + 1\,223,7(160 - 160)$$

$$M_{oxIIR}(x_2) = 23\,063 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyIIR}(x_2) = 2\,499,2(x_2 - 19) - 5\,762,7(x_2 - 121,5) - 462,4(x_2 - 160) + 12\,916$$

$$M_{oyIIR}(x_2) = 2\,499,2(160 - 19) - 5\,762,7(160 - 121,5) - 462,4(160 - 160) + 12\,916$$

$$M_{oyIIR}(x_2) = 143\,446 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIIR}(x_2) = \sqrt{M_{oxIIR}^2(x_2) + M_{oyIIR}^2(x_2)} = \sqrt{23\,063^2 + 143\,446^2} = 145\,288 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIIR}(x_2) > M_{oII}(x_2)$$

$$M_{kII}(x_2) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$$W_{oII2} = \pi \frac{d_{II2}^3}{32} - \frac{bt(d_{II2} - t)^2}{2d_{II2}} = \pi \frac{35^3}{32} - \frac{10 \cdot 4,7(35 - 4,7)^2}{2 \cdot 35} = 3\,593 \text{ mm}^3$$

$$W_{kII2} = \pi \frac{d_{II2}^3}{16} - \frac{bt(d_{II2} - t)^2}{2d_{II2}} = \pi \frac{35^3}{16} - \frac{10 \cdot 4,7(35 - 4,7)^2}{2 \cdot 35} = 7\,802 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oII2} = \frac{M_{oIIR}(x_2)}{W_{oII2}} = \frac{145\,288}{3\,593} = 40 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{kII2} = \frac{M_{kII}(x_2)}{W_{kII2}} = \frac{62\,481}{7\,802} = 8,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{oREDII2} = \sqrt{\sigma_{oII2}^2 + (\alpha \tau_{kII2})^2} = \sqrt{40^2 + (2 \cdot 8,0)^2} = 43 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{SII2} = \frac{R_{eII}}{\sigma_{oREDII2}} = \frac{325}{43} = 7,47$$

Třetí místo je namáháno pouze ohybem. V tomto místě je závitová díra M 10, která snižuje hodnotu průřezového modulu v ohybu. Ohybový moment je větší při reverzním chodu.

$$x_3 = 189 \text{ mm}$$

$$d_{II3} = 30 \text{ mm}$$

$$D_{II3} = 10 \text{ mm}$$

$$M_{oxIIR}(x_3) = 909,6(x_3 - 19) - 2\,732,4(x_3 - 121,5) + 1\,223,7(x_3 - 160)$$

$$M_{oxIIR}(x_3) = 909,6(189 - 19) - 2\,732,4(189 - 121,5) + 1\,223,7(189 - 160)$$

$$M_{oxIIR}(x_3) = 5\,690 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyIIR}(x_3) = 2\,499,2(x_3 - 19) - 5\,762,7(x_3 - 121,5) - 462,4(x_3 - 160) + 12\,916$$

$$M_{oyIIR}(x_3) = 2\,499,2(189 - 19) - 5\,762,7(189 - 121,5) - 462,4(189 - 160) + 12\,916$$

$$M_{oyIIR}(x_3) = 35\,396 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIIR}(x_3) = \sqrt{M_{oxIIR}^2(x_3) + M_{oyIIR}^2(x_3)} = \sqrt{5\,690^2 + 35\,396^2} = 35\,850 \text{ Nmm}$$

$$W_{oII3} = \frac{\pi}{32} \frac{d_{I3}^4 - D_{I3}^4}{d_{I3}} = \frac{\pi}{32} \frac{30^4 - 10^4}{30} = 2\,618 \text{ mm}^3$$

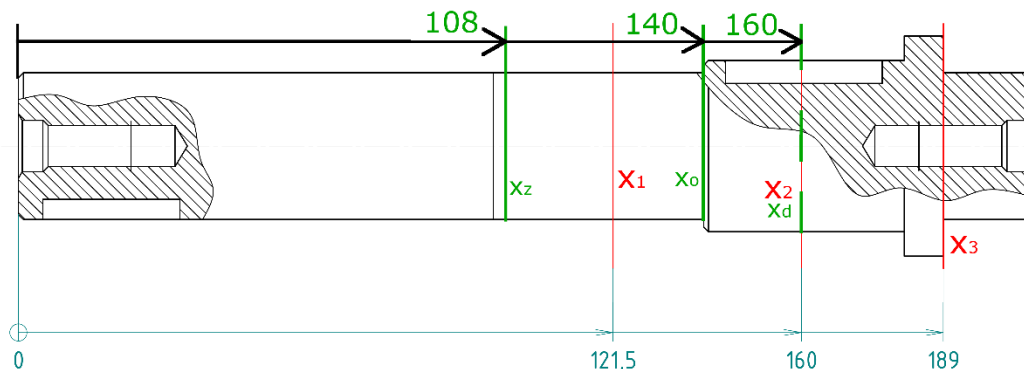
$$\sigma_{oII3} = \frac{M_{oIIR}(x_3)}{W_{oII3}} = \frac{35\,850}{2\,618} = 14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{sII2} = \frac{R_{eII}}{\sigma_{oREDII2}} = \frac{325}{14} = 23,7$$

Výstupní hřídel tedy vyhovuje statické kontrole.

4.3.9. Dynamická bezpečnost výstupního hřídele

Vzhledem k charakteru namáhání výstupního hřídele je vhodné zjistit jeho dynamickou bezpečnost. Její určení spočívá v provedení výpočtů pro průřezy s vruby. Uvažuji stálý krut a střídavý ohyb za ustáleného provozního režimu. Pro volený materiál je hodnota meze únavy v ohybu $\sigma_{Co(-1)} = 240 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a mez kluzu ve smyku $R_{ek} = 204 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Výpočet bude proveden v místě zápichu, v místě osazení z průměru pod ložiskem na průměr pod šnekovým kolem a v místě drážky pro pero pod šnekovým kolem (Obr. 38).



Obr. 38: Kritická místa na výstupním hřídeli z pohledu dynamické bezpečnosti

Pro zápich D 1,4 x 0,2 platí pro souřadnici $x_z = 108 \text{ mm}$, což je poloha zápichu od konce hřídele, následující výpočty a hodnoty součinitelů.

$$M_{oxII}(x_z) = 909,6(x_z - 19) = 909,6(108 - 19) = 80\,959 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyII}(x_z) = -2\,499,2(x_z - 19) = -2\,499,2(108 - 19) = -222\,432 \text{ Nmm}$$

$$M_{oII}(x_z) = \sqrt{M_{oxII}^2(x_z) + M_{oyII}^2(x_z)} = \sqrt{80\,954^2 + (-222\,429)^2} = 236\,707 \text{ Nmm}$$

$$M_{kII}(x_z) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$$\alpha_{oz} = 1,65$$

$$q_{oz} = 0,6$$

$$\beta_{oz} = 1 + q_{oz}(\alpha_{oz} - 1) = 1 + 0,6(1,65 - 1) = 1,39$$

$$\eta_{poz} = 0,9$$

$$\varepsilon_{voz} = 0,92$$

$$\sigma_{Co(-1)z}^* = \sigma_{Co(-1)} \frac{\varepsilon_{voz} \eta_{poz}}{\beta_{oz}} = 240 \frac{0,92 \cdot 0,9}{1,39} = 143 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$d_z = 29,6 \text{ mm}$$

$$W_{oz} = \pi \frac{d_z^3}{32} = \pi \frac{29,6^3}{32} = 2\,546 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{aoz} = \frac{M_{oII}(x_z)}{W_{oz}} = \frac{236\,707}{2\,546} = 93,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\sigma z} = \frac{\sigma_{Co(-1)z}^*}{\sigma_{aoz}} = \frac{143}{93} = 1,54$$

$$W_{kz} = \pi \frac{d_z^3}{16} = \pi \frac{29,6^3}{16} = 5\,092 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{kz} = \frac{M_{kII}(x_z)}{W_{kz}} = \frac{62\,481}{5\,092} = 12,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\tau z} = \frac{R_{ek}}{\tau_{kz}} = \frac{204}{12,3} = 16,6$$

$$k_{dz} = \frac{k_{\sigma z} k_{\tau z}}{\sqrt{k_{\sigma z}^2 + k_{\tau z}^2}} = \frac{1,54 \cdot 16,6}{\sqrt{1,54^2 + 16,6^2}} = 1,53$$

V místě osazení, jehož poloha je $x_o = 140 \text{ mm}$, je namáhání větší při reverzním chodu. Následují výpočty výsledného ohybového momentu a dynamické bezpečnosti.

$$M_{oyIIR}(x_o) = 2\,499,2(x_o - 19) - 5\,762,7(x_o - 121,5)$$

$$M_{oyIIR}(x_o) = 2\,499,2(140 - 19) - 5\,762,7(140 - 121,5) = 59\,518 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxIIR}(x_o) = 2\,499,2(x_o - 19) - 5\,762,7(x_o - 121,5)$$

$$M_{oxIIR}(x_o) = 2\,499,2(140 - 19) - 5\,762,7(140 - 121,5) = 195\,798 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIIR}(x_o) = \sqrt{M_{oxIIR}^2(x_o) + M_{oyIIR}^2(x_o)} = \sqrt{59\,518^2 + (195\,798)^2} = 204\,644 \text{ Nmm}$$

$$M_{kIIR}(x_o) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$$\alpha_{oo} = 2,15$$

$$q_{oo} = 0,6$$

$$\beta_{oo} = 1 + q_{oo}(\alpha_{oo} - 1) = 1 + 0,6(2,15 - 1) = 1,69$$

$$\eta_{poo} = 0,9$$

$$\varepsilon_{voo} = 0,92$$

$$\sigma_{Co(-1)o}^* = \sigma_{Co(-1)} \frac{\varepsilon_{voo} \eta_{poo}}{\beta_{oo}} = 240 \frac{0,92 \cdot 0,9}{1,69} = 117 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$d_o = 30 \text{ mm}$$

$$W_{oo} = \pi \frac{d_o^3}{32} = \pi \frac{30^3}{32} = 2\,651 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{aoo} = \frac{M_{oII}(x_o)}{W_{oo}} = \frac{204\,644}{2\,651} = 77,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\sigma o} = \frac{\sigma_{Co(-1)o}^*}{\sigma_{aoo}} = \frac{117}{77,2} = 1,52$$

$$W_{ko} = \pi \frac{d_o^3}{16} = \pi \frac{30^3}{16} = 5\,301 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{ko} = \frac{M_{kII}(x_o)}{W_{ko}} = \frac{62\,481}{5\,301} = 11,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\tau o} = \frac{R_{ek}}{\tau_{ko}} = \frac{204}{11,8} = 17,3$$

$$k_{do} = \frac{k_{\sigma o} k_{\tau o}}{\sqrt{k_{\sigma o}^2 + k_{\tau o}^2}} = \frac{1,52 \cdot 17,3}{\sqrt{1,52^2 + 17,3^2}} = 1,52$$

Největší namáhání na průřezu s drážkou pro pero je ve stejném místě, které bylo kontrolováno při statické kontrole $x_d = x_2 = 160 \text{ mm}$. V tomto místě jsou tedy již známé průřezové moduly v ohybu i v krutu i ohybový moment zde působící.

$$M_{oIIR}(x_d) = M_{oIIR}(x_2) = 145\,288 \text{ Nmm}$$

$$M_{kII}(x_d) = M_{kII}(x_2) = 62\,481 \text{ Nmm}$$

$$\beta_{od} = 1,89$$

$$\eta_{pod} = 0,82$$

$$\varepsilon_{vod} = 0,9$$

$$\sigma_{Co(-1)d}^* = \sigma_{Co(-1)} \frac{\varepsilon_{vod} \eta_{pod}}{\beta_{od}} = 240 \frac{0,9 \cdot 0,82}{1,89} = 93,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$W_{od} = W_{oII2} = 3\,593 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{aod} = \frac{M_{oII}(x_d)}{W_{od}} = \frac{145\,288}{3\,593} = 40,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\sigma d} = \frac{\sigma_{Co(-1)d}^*}{\sigma_{aod}} = \frac{93,7}{40,4} = 2,3$$

$$W_{kd} = W_{kII2} = 7\,802 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{kd} = \frac{M_{kII}(x_d)}{W_{kd}} = \frac{62\,481}{7\,802} = 8,01 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\tau d} = \frac{R_{ek}}{\tau_{kd}} = \frac{204}{8,01} = 25,5$$



$$k_{ad} = \frac{k_{\sigma d} k_{\tau d}}{\sqrt{k_{\sigma d}^2 + k_{\tau d}^2}} = \frac{2,3 \cdot 25,5}{\sqrt{2,3^2 + 25,5^2}} = 2,3$$

Z pohledu dynamické kontroly navržený hřídel vyhovuje pro minimální dynamickou bezpečnost $k_{amin} = 1,3$ až $1,5$.

5. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout koncepční řešení pro uložení a vedení výsuvných zahradních vrat, založené na vyhledaných informacích ohledně možných řešení. Podle tohoto návrhu byly provedeny návrhové a kontrolní výpočty sestavy pohonu, skládající se z kupovaného elektromotoru a navrhované převodovky.

Navržená šneková převodovka přenáší oproti jiným šnekovým převodovkám pro stejný typ posuvných vrat a stejnou limitní váhu větší výkon. [10] Na druhou stranu jsou ale její výstupní otáčky o něco vyšší, což znamená úsporu času při otevírání a zavírání vrat a použitelnost i pro delší křídla při stejném krouticím momentu na výstupu. V kombinaci s dobře provedeným automatickým řízením chodu motoru navíc nehrozí u těchto malých rychlostí pohybu vrat, pro navržené otáčky asi 0,8km/h, nebezpečné srážky, pokud nedojde k závažnému selhání elektroniky. Nevýhodou je větší odběr z elektrické sítě.

Vlastní součásti šnekové převodovky byly až na výjimky voleny podle dostupných norem nebo katalogů výrobců. Nenormalizované části převodovky jsou ve většině případů odlitky, jako například převodovková skříň nebo bronzový věnec šnekového kola.

Volený elektromotor pracuje na třífázové síti. Ta je v dnešní době u venkovních pozemků relativně běžná. V případě její nedostupnosti může třífázový motor při zapojení na jednofázovou síť přes kondenzátor pracovat při alespoň 85% zátěže. To je v případě navrženého pohonu postačující pro běžnější rozměry a váhy zahradních vrat.

Z důvodu bezpečnosti se v některých případech používají pro pohony vrat různé omezovače sil. Vzhledem k relativně vysokému výkonu v porovnání s jinými pohony pro stejné váhy vrat by měl takový omezovač být použit.

Navržený pohon splňuje provedené kontroly jeho součástí. 2D sestavné výkresy převodové skříně i koncepčního návrhu byly stejně jako 3D parametrický model pohonu vytvořeny pomocí programu Solid Edge ST 9 a jsou součástí příloh.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Norma. ČSN EN 12433-1: 2001 „Vrata – Terminologie – Část 1: Typy vrat“
- [2] DAN-doors. Automatic vertical sliding door [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26]
Dostupné na internetu
<http://www.dan-doors.com/automatic-vertical-sliding-door/>
- [3] TERMETAL Moravia. Posuvně skládací vrata [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26]
dostupné na internetu
<http://www.termetalmoravia.cz/produkt/posuvne-skladaci-vrata>
- [4] Architector. Teleskopické trojdílné brány [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26]
Dostupné na internetu
<http://www.vjezdove-brany.eu/teleskopicke-trojdilne-brany/>
- [5] EET s.r.o. Fotogalerie [online] 2017 [cit. 2017-06-26]
Dostupné na internetu
<http://eet-sro.cz/fotogalerie.htm>
- [6] EDSUK. Katalog Automatic Telescopic Gate. [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26]
Dostupné na internetu
http://www.edsuk.com/files/EDSUK_Telescopic_Sliding_Gates.pdf
- [7] Dawson Doors. The Dawson Balanced Door [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26]
Dostupné na internetu
<http://www.dawsondoors.com/product-guide/the-dawson-balanced-door/>
- [8] ELIN Choceň. Sekční garážová vrata a brány [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26]
Dostupné na internetu
<http://www.elinchocen.cz/garazova-vrata.html>
- [9] UHLÍŘ, Ivan; NOVÁK, Jaroslav; ŠŤASTNÝ, Jiří; NOVÁK, Lukáš; VLČEK, Josef. ELEKTRICKÉ STROJE A POHONY. Praha 6: Nakladatelství ČVUT, červenec 2007.
- [10] Pohonservis. Katalog a ceník. [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26]
Dostupné na internetu
<http://www.pohonservis.cz/katalog/>
- [11] SIEMENS. Katalog K02 – 0605 CZ Nízkonapěťové motory. [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26] Dostupné na internetu
<http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1la7-0605-k02-cz.pdf>
- [12] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; ZÝMA, Jiří. PROJEKT – III. ročník. Praha 6: Vydavatelství ČVUT, červenec 2000.
- [13] LEINVEBER; Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA; Pavel. STROJNICKÉ TABULKY Třetí, doplněné vydání. Praha 6: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [14] SKF. Katalog Rolling bearings. [on-line] 2017 [cit. 2017-06-26]
Dostupné na internetu
http://www.skf.com/binary/151-121486/10000_3-EN-webb.pdf

- [15] LEINVEBER, Jiří; VÁRVRTA, Pavel. STROJNICKÉ TABULKY Páté upravené vydání. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [16] ŠVEC, Vladimír. ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2008.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Svisle posuvná vrata	3
Obr. 2: Posuvná skládací vrata.....	3
Obr. 3: Kolejnicová teleskopická posuvná vrata	4
Obr. 4: Samonosná jednokřídlová posuvná vrata.....	4
Obr. 5: Kolejnicová jednokřídlová posuvná vrata	5
Obr. 6: Protiběžná posuvná vrata	5
Obr. 7: Samonosná teleskopická posuvná vrata.....	6
Obr. 8: Princip posuvných otočných vrat.....	6
Obr. 9: Obloukově vodorovně posuvná vrata	7
Obr. 10: Koncepční návrh	9
Obr. 11: Přibližný návrh křídla vrat	10
Obr. 12: Navržený vodící hřeben	10
Obr. 13: Navržený vodící profil	11
Obr. 14: Možné řešení uložení kol.....	11
Obr. 15: Návrhy sloupků	12
Obr. 16: Navržené rolny.....	12
Obr. 17: Možné řešení dojezdové kapsy	13
Obr. 18: Pohon.....	13
Obr. 19: Posuvná deska	13
Obr. 20: Tvar zvoleného elektromotoru	16
Obr. 21: Určení počtu zubů šneku	17
Obr. 22: Součinitel tvaru zubu	25
Obr. 23: Působení sil na šneku a šnekovém kole	26
Obr. 24: Silové působení na hřídel šneku	27
Obr. 25: Silové působení na výstupní hřídel	29
Obr. 26: Uložení ložisek na šnekovém hřídeli	32
Obr. 27: Uložení ložisek na výstupním hřídeli	33
Obr. 28: Rozměry navrženého spojení věnce s diskem šnekového kola	35
Obr. 29: Uložení H7/r6 pro průměr 80 mm	35
Obr. 30: Rötšcherův diagram.....	37
Obr. 31: Uložení axiálního ložiska pomocí šroubu.....	37
Obr. 32: Průběhy ohybových a krouticích momentů šnekovém hřídeli	38
Obr. 33: Průběhy ohybových a krouticích momentů na šnekovém hřídeli při reverzaci chodu.....	39
Obr. 34: Průběhy ohybových a krouticích momentů na výstupním hřídeli	40
Obr. 35: Průběhy ohybových a krouticích momentů na výstupním hřídeli při reverzaci chodu	41
Obr. 36: Kritická místa z pohledu statické bezpečnosti – šnekový hřídel.....	42
Obr. 37: Kritická místa z pohledu statické bezpečnosti – výstupní hřídel	44
Obr. 38: Kritická místa na výstupním hřídeli z pohledu dynamické bezpečnosti	46

SEZNAM TABULEK

Tab. 1: Vyráběné 4-pólové elektromotory a jejich vlastnosti	15
Tab. 2: Rozměry zvoleného elektromotoru	16
Tab. 3: Předběžná účinnost převodovky, předběžný volený úhel stoupání	18
Tab. 4: Tabulka materiálů šnekových kol a šneků	19
Tab. 5: Únavová pevnost v dotyku s ohledem na zadírání	19
Tab. 6: Volba součinitele průměru šneku q	20
Tab. 7: Součinitel vnitřních dynamických sil	23
Tab. 8: Součinitel tvaru zubu	24
Tab. 9: Výsledné reakce v uloženích	31
Tab. 10: Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska	33

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Příloha 1:	ŠNEKOVÁ PŘEVODOVKA	05-01-424939-S1
Příloha 2:	KUSOVNÍK – ŠNEKOVÁ PŘEVODOVKA	05-01-424939-K
Příloha 3:	KONCEPČNÍ NÁVRH	05-02-424939-S1
Příloha 4:	KUSOVNÍK – KONCEPČNÍ NÁVRH	05-02-424939-K