



# Pohon vrat průzoru hvězdárenské kopule

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství  
*Autor práce:* **Marek Oubrecht**  
*Vedoucí práce:* doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

# Door drive of the observatory dome

## Bachelor thesis

*Study programme:* B2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2301R000 – Mechanical Engineering  
*Author:* **Marek Oubrecht**  
*Supervisor:* doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Marek Oubrecht**

Osobní číslo: **S18000351**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Strojní inženýrství**

Název tématu: **Pohon vrat průzoru hvězdárenské kopule**

Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhňte kompletní pohon vrat průzoru hvězdárenské kopule o výkonu 13kW s výstupními otáčkami 720ot./min s možností reverzace. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby  
Rozsah pracovní zprávy: 50  
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická  
Seznam odborné literatury:

1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4 [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2 [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s. [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s. [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6 [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006. [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89. [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby. [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCalc, [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.  
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 2. října 2018

Termín odevzdání bakalářské práce: 2. dubna 2020

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 2. října 2018

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## **Poděkování**

V první řadě bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Petru Lepšíkovi Ph.D. za jeho odborné rady, podnětné připomínky, trpělivost a čas, který mi věnoval. Dále chci poděkovat pracovníkům úpické a královéhradecké hvězdárny za poskytnuté informace ohledně problematiky vrat průzoru. V neposlední řadě děkuji rodině, přítelkyni a přátelům za projevenou důvěru a podporu po celou dobu mého studia.

## **Anotace**

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pohonné jednotky vrat průzoru hvězdárenské kopule. V teoretické části je popsán princip a funkce vrat kopule. Dále je uveden přehled stávajících konstrukčních řešení. Druhá část práce je věnována vlastnímu návrhu převodovky, umístěné mezi elektromotorickým vstupním členem a hřebenem, způsobujícím pohyb vrat. Práce obsahuje také 3D model konstrukce pohonu, uloženého na svařovaném rámu.

## **Klíčová slova**

hvězdárna, kopule, vrata, pohon, převodovka, konstrukce

## **Annotation**

This bachelor thesis deals with the design of door drive of the observatory dome. The theoretical part describes the principle and function of the dome doors. The following is an overview of existing construction solutions. The second part is dedicated to the design of the gearbox, located between the electromotive input member and the toothed rack, which causes the door to move. This bachelor thesis also includes a 3D model of the drive construction, mounted on the welded frame.

## **Key words**

observatory, cupola, door, drive, gearbox, construction

## Obsah

1.	Úvod .....	15
2.	Cíl práce .....	15
3.	Vrata průzoru .....	16
3.1.	Historie .....	16
3.2.	Typy vrat .....	17
3.2.1.	Posuvná vrata .....	17
3.2.2.	Otočná vrata .....	18
3.3.	Pohon .....	19
3.3.1.	Manuální pohon .....	20
3.3.2.	Elektromotor .....	21
3.3.2.1.	Asynchronní .....	22
3.3.2.2.	Synchronní .....	23
3.3.2.3.	Krokový .....	23
3.3.2.4.	Servomotor .....	24
3.3.2.5.	Lineární .....	24
3.4.	Výrobci pohonů vrat kopule .....	25
4.	Vlastní návrh .....	27
4.1.	Předběžné schéma soustrojí .....	27
4.2.	Motor .....	28
4.3.	Spojka a řazení .....	28
4.4.	Reverzace otáček .....	29
4.5.	Převodovka .....	29
4.5.1.	Schéma převodovky .....	29
4.5.2.	Převodové poměry .....	30
4.5.3.	Výpočet otáček .....	30
4.5.4.	Výpočet kroutících momentů .....	30
4.5.5.	Výpočet kuželového soukolí se šikmými zuby .....	31
4.5.6.	Výpočet čelního soukolí se šikmými zuby .....	38
4.5.7.	Výpočet reverzačního soukolí .....	43
4.5.8.	Výpočet řetězového převodu .....	46
4.5.9.	Výpočet čelního soukolí s přímými zuby .....	47
4.5.10.	Výpočet pastorku hřebenového převodu .....	50



4.5.11. Výpočet hřídelů, ložisek a per .....	51
4.5.11.1. Vstupní hřídel .....	51
4.5.11.2. Předlohový hřídel .....	56
4.5.11.3. Vložený hřídel .....	63
4.5.11.4. Výstupní hřídel .....	67
4.6. Pevnostní kontrola .....	73
4.7. Návrh skříně .....	74
4.8. Návrh rámu .....	75
4.9. Ekonomické zhodnocení .....	75
5. Závěr .....	77
Seznam použité literatury .....	79
Seznam použitých obrázků .....	81
Seznam použitých tabulek .....	83
Seznam příloh .....	83

## Seznam použitého značení

Značení	Jednotka	Název
$\alpha; \alpha_t$	[°]	Úhel záběru
$\delta_a$	[°]	Úhel hlavového kužele
$\delta_f$	[°]	Úhel patního kužele
$\vartheta_a$	[°]	Úhel hlavy zubu
$\vartheta_f$	[°]	Úhel paty zubu
$\tau_{kD}$	[MPa]	Mez únavy v krutu
$\tau_k$	[MPa]	Napětí v krutu
$\psi_D$	[-]	Poměr šířky ozubení ku střednímu průměru
$\psi_L$	[mm]	Charakteristický poměr
$\psi_m$	[-]	Poměr šířky ozubení ku střednímu modulu
$a$	[mm]	Osová vzdálenost
$B$	[mm]	Šířka ložiska
$b$	[mm]	Šířka pera
$b_w$	[mm]	Šířka ozubeného kola
$C$	[N]	Dynamická únosnost ložiska
$C_0$	[N]	Statická únosnost ložiska
$d$	[mm]	Průměr roztečné kružnice
$d$	[mm]	Průměr roztečné kružnice
$d$	[mm]	Průměr hřídele
$D$	[mm]	Vnější průměr ložiska
$d_a$	[mm]	Průměr hlavové kružnice
$d_{ae}$	[mm]	Průměr vnější hlavové kružnice
$d_{am}$	[mm]	Průměr střední hlavové kružnice
$d_b$	[mm]	Průměr základní kružnice
$d_b$	[mm]	Průměr základní kružnice
$d_e$	[mm]	Průměr vnější roztečné kružnice
$d_f$	[mm]	Průměr patní kružnice
$d_{fe}$	[mm]	Průměr vnější patní kružnice
$d_{fm}$	[mm]	Průměr střední patní kružnice
$d_m$	[mm]	Průměr střední roztečné kružnice
$d_n$	[mm]	Průměr roztečné kružnice náhradního kola s přímými zuby

$d_n'$	[mm]	Průměr roztečné kružnice náhradního kola se šikmými zuby
$d_{na}'$	[mm]	Průměr hlavové kružnice náhradního kola se šikmými zuby
$d_{nb}'$	[mm]	Průměr základní kružnice náhradního kola se šikmými zuby
$e$	[mm]	Limit pro poměr zatížení
$F_A$	[N]	Axiální síla
$f_H$	[-]	Součinitel pro výpočet roztečné kružnice
$F_N$	[N]	Normálová síla
$F_R$	[N]	Radiální síla
$F_t$	[N]	Tečná síla (Obvodová)
$h$	[mm]	Výška pera
$h_a$	[mm]	Výška hlavy zubu
$h_{ae}$	[mm]	Výška hlavy zubu vnějšího doplňkového kužele
$h_{am}$	[mm]	Výška hlavy zubu středního doplňkového kužele
$h_f$	[mm]	Výška paty zubu
$h_{fe}$	[mm]	Výška paty zubu vnějšího doplňkového kužele
$h_{fm}$	[mm]	Výška paty zubu středního doplňkového kužele
$i$	[-]	Převodový poměr
$j$	[-]	Počet článků
$K_A$	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
$K_{AS}$	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil s ohledem na trvalou deformaci
$K_d$	[-]	Celková dynamická bezpečnost
$K_F$	[-]	Součinitel přídavných zatížení (ohyb)
$K_H$	[-]	Součinitel přídavných zatížení (na dotyk)
$K_{HV}$	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil (dotyk)
$K_{H\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu (na dotyk)
$k_k$	[-]	Bezpečnost hřídele v krutu
$k_n$	[-]	Bezpečnost na kombinované statické namáhání
$k_o$	[-]	Bezpečnost hřídele v ohybu
$l$	[mm]	Délka pera
$L$	[mm]	Délka řetězu
$L_e$	[mm]	Kuželová vnější vzdálenost

$L_h$	[hod]	Trvanlivost ložiska
$L_{hD}$	[hod]	Požadovaná trvanlivost ložiska
$m$	[kg]	Hmotnost
$M_k$	[Nm]	Kroutící moment
$m_n$	[mm]	Normálový modul
$m_{ne}$	[mm]	Normálový modul vnější
$M_{OMAX}$	[Nm]	Maximální ohybový moment
$M_{RED}$	[Nm]	Redukovaný moment
$m_t$	[mm]	Tečný modul
$m_{te}$	[mm]	Čelní modul vnější
$M_Y$	[Nm]	Ohybový moment v rovině XZ
$M_Z$	[Nm]	Ohybový moment v rovině XY
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky
$P$	[kW]	Výkon
$P$	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$p$	[-]	Mocnitel
$p$	[mm]	Rozteč
$p$	[kg · m · s <sup>-1</sup> ]	Hybnost
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak pera
$p_m$	[MPa]	Tlak v kloubu řetězu
$p_t$	[mm]	Čelní rozteč čelních kol
$p_t'$	[mm]	Čelní rozteč náhradního kola
$p_{tb}$	[mm]	Základní rozteč čelních kol
$p_{tmb}$	[mm]	Základní rozteč
$R_{AX}$	[N]	Reakce v bodu A ve směru x
$R_{AY}$	[N]	Reakce v bodu A ve směru y
$R_{AZ}$	[N]	Reakce v bodu A ve směru z
$R_{BX}$	[N]	Reakce v bodu B ve směru x
$R_{BY}$	[N]	Reakce v bodu B ve směru y
$R_{BZ}$	[N]	Reakce v bodu B ve směru z
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$r_m$	[mm]	Poloměr střední roztečné kružnice

$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha kloubu
$S_{Fmin}$	[-]	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti na patě zubu
$S_{Hlim}$	[-]	Únavová bezpečnost v dotyku
$v$	[m/s]	Obvodová rychlost
$V_{HV}$	[-]	Tvrдость
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v krutu
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu
$X$	[-]	Součinitel radiálního zatížení
$Y$	[-]	Součinitel axiálního zatížení
$Y$	[-]	Součinitel rázu
$y$	[-]	Korekční součinitel rázu
$Y_{FS}$	[-]	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
$Y_\beta$	[-]	Součinitel sklonu zubu
$Y_{\epsilon v}$	[-]	Součinitel vlivu záběru (ohyb)
$z$	[-]	Počet zubů
$Z_E$	[-]	Součinitel mechanických vlastností materiálu
$Z_H$	[-]	Součinitel tvaru zubu
$z_n$	[-]	Počet zubů roztečné kružnice náhradního kola s přímými zuby
$z_n'$	[mm]	Počet zubů roztečné kružnice náhradního kola se šikmými zuby
$Z_R$	[-]	Součinitel výchozí drsnosti boku zubů
$\beta_m$	[°]	Úhel sklonu zubů
$\delta$	[°]	Úhel roztečného kužele
$\epsilon$	[-]	Součinitel záběru zubu
$\epsilon_\alpha$	[-]	Součinitel záběru profilu
$\epsilon_\beta$	[-]	Součinitel kroku
$\kappa$	[-]	Součinitel výkonu
$\mu$	[-]	Součinitel mazání
$\Sigma$	[°]	Úhel svírající kuželová kola
$\sigma_{CO}$	[MPa]	Mez únavy ve střídavém ohybu
$\sigma_{Do}$	[MPa]	Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení
$\sigma_F$	[MPa]	Napětí v ohybu
$\sigma_{Flimb}$	[MPa]	Mez únavy v ohybu
$\sigma_{Fmax}$	[MPa]	Největší napětí v ohybu na patě zubu

$\sigma_{FP}$	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu
$\sigma_{FPmax}$	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení
$\sigma_H$	[MPa]	Napětí v dotyku
$\sigma_{Hlim}$	[MPa]	Mez únavy v dotyku
$\sigma_{Hmax}$	[MPa]	Největší napětí v dotyku
$\sigma_{HO}$	[MPa]	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů
$\sigma_{HO}$	[MPa]	Napětí v dotyku při ideálním zatížení
$\sigma_{HP}$	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
$\sigma_{HP}$	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
$\sigma_{HPmax}$	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
$\sigma_O$	[MPa]	Napětí v ohybu
$\varphi$	[-]	Součinitel provedení

## 1. Úvod

Stroj je zařízení, které se skládá z řady součástek. Počínaje šrouby, ozubenými koly, ložisky a hřídeli až po mechanické nebo elektromechanické zařízení. Slouží k transformaci energie a umožňuje přeměnu rotačního pohybu na posuvný a naopak. Soustrojí tvoří více strojů, spolu vzájemně propojených, umožňujících komplexní řešení daných konstrukčních problémů.

Převodovka je strojní zařízení mezi hnací a hnanou jednotkou systému. Sestává se z ozubených, řemenových nebo řetězových převodů. Obvykle mění úhlovou rychlost, otáčky a momenty. Její návrh se nezabývá pouze převodovým poměrem mezi hřídeli, ale hlavně výpočty pevností a únosností jednotlivých prvků.

Vlivem konstruování nových zařízení a inovací stávajících dochází k technickému pokroku. V případě hvězdáren zatím nevznikají požadavky na postupnou úsporu prostoru, jak je tomu u jiných odvětví. Teleskopy pro pozorování vesmírných objektů se díky zlepšování technologií výroby čoček zvětšují, tudíž se staví nové kopule observatoří a vývojem prochází i pohony točen a vrat průzorů. Z důvodu ekonomické úspory je vhodné využívat normalizované strojní součásti. Při návrhu záleží na zdatnosti konstruktéra a jeho schopnostech poradit si s požadovanými kritérii daného pohonného systému. Je kladen důraz na spolehlivost, životnost a bezpečnost provozu. Ačkoli v dnešní době lze výpočty provádět díky moderním softwarům, je nutné, aby konstruktér znal zákonitosti a pravidla navrhování strojních součástí.

## 2. Cíl práce

Cílem bakalářské práce je návrh konstrukčního řešení pohonu vrat průzoru hvězdárenské kopule dle zadaných parametrů. Prvním krokem je volba motoru, který dle daných otáček a výkonu pohání celou soustavu. V další části je nutné vybrat hřídelovou spojku přenášející kroutící moment do převodové skříně. Následně je v práci umístěna výpočtová zpráva převodovky. Ta musí obsahovat pevnostní výpočty ozubených kol, spojů pomocí per a návrh hřídelů. Nesmí chybět ani výpočet ložisek. Pro kontrolu je vhodné alespoň u jedné hřídele ověřit správnost předchozích výpočtů pomocí metody konečných prvků. Důležité je, aby převodovka měla schopnost reverzace z důvodu otevírání i zavírání průzoru. Dalším krokem je propojení výstupní hřídele převodovky

s členem způsobujícím přímočarý posuv vrat. Podle zprávy je vytvořena technická dokumentace převodovky a model soustrojí, který je uložen ve svařovaném rámu.

U každého stroje je velmi důležitá jeho ekonomická náročnost. V tomto případě se nejedná o produkt určený k sériové výrobě. Rovněž zde odpadá problém s konkurenčním bojem, protože konstrukční návrh závisí na daných požadavcích a rozměrech kopule. Přesto není cena zanedbatelným faktorem a součástí práce je i ekonomické zhodnocení.

### **3. Vrata průzoru**

Vesmírné objekty jsou pozorovány teleskopem umístěným v kopuli hvězdářské observatoře. Teleskop je sestaven ze soustavy čoček citlivých na prostředí, ve kterém je uložen. Tudíž je nutné ho chránit před vnějšími vlivy a změnami počasí po dobu, kdy není používán, aby nedošlo k jeho porušení. K tomu slouží vrata, vykonávající posuvný nebo otáčivý pohyb. Před zahájením pozorování se otevřou a po ukončení zavřou. Pro umístění štěrbiny do pozorované oblasti slouží točna, způsobující rotaci celé střechy. Soustrojí pro pohon průzoru je vždy připevněno ke kopuli a otáčí se s ní. S ohledem na velikost teleskopu a hvězdárny je volen typ pohonného systému vrat.

#### **3.1. Historie**

Lidstvo je poháněno touhou po vědě. Prozkoumání vesmíru je jednou ze zcela zásadních otázek. Již první obyvatelé planety pozorovali oblohu. Mezi nejznámější předchůdce astronomické observatoře patří Stonehenge v Anglickém hrabství Wiltshire. Její stavba je odhadována mezi lety 3000-1520 př.n.l. a následně byla několikrát upravována. Observatoř nevypadala tak, jako dnešní hvězdárny. Byla sice vystavěna za městem, aby nebylo pozorování rušeno světelným šumem z města. Vesmírné objekty se ale v této době zkoumaly pouhým okem. Stavba složená z monolitů sloužila ke sledování pozice Slunce, Měsíce a některých planet. Měla však i časoměrné či kalendářní účely. Současné byly v Babylonii stavěny věže známé jako Zigguraty. Z jejich teras byl zaznamenáván pohyb vesmírných objektů. [ 1 ]

Údajně první observatoř, umožňující přesné měření pozic a jasu hvězdných objektů byla sestavena v roce 150 př.n.l. na Rhodosu řeckým vědcem jménem



Hipparchus. Tento vědec rozvinul trigonometrii, díky které bylo možné provádět měření. Objevy stály za vznikem katalogu hvězd a tabulek pohybu Slunce a Měsíce. [ 2]

Dle dochovaných záznamů byly první observatoře našeho letopočtu postaveny v Asii. Poté se o tuto vědu začala zajímat Evropa a zbytek světa. Průlom nastal v roce 1609, kdy Galileo Galilei zkonstruoval první hvězdářský teleskop. [3] Díky vývoji čoček bylo možné stavět větší dalekohledy. V roce 1789 sir William Herschel se sestrou postavili observatoř, ve které byl teleskop o průměru 122 cm s ohniskovou vzdáleností 17 m. [4]

Většinu hvězdných objektů lze pozorovat pouze v noci a kvůli citlivosti čoček a rozměrům bylo nutné stavět observatoře s otevírací a otáčející se střechou. Nejvhodnějším tvarem je kopule. Vrata bylo možné otevírat ručně nebo pomocí lana a soustavy kladek. Díky technickému pokroku docházelo k inovacím způsobu otevírání. Dnes je možné pohybovat velkými vraty za činnosti elektromotoru připojenému k převodovce. V některých stávajících hvězdářských observatořích menších rozměrů je ale stále používáno ruční nebo kladkové otevírání vrat průzoru kopule.

## **3.2. Typy vrat**

Vrata průzoru hvězdárenské kopule lze rozdělit dle několika možností jejich provedení. Nejzákladnější typy jsou určovány podle druhu pohybu vrat vůči kopuli na posuvné a otočné. U množství stávajících konstrukcí observatoří jsou vrata i kopule vyrobená ze dřeva a oplechována. Pro stavbu modernějších hvězdáren je použit sklolaminát nebo hliník a pro kopule s velkými rozměry se využívá kompozitů, zejména z důvodu snížení její váhy, která je závislá právě na použitém materiálu a rozměrech. Vrata se montují z vnější strany kopule a vždy jsou opatřena lemem, který zabraňuje zatékání vody dovnitř.

### **3.2.1. Posuvná vrata**

U posuvných vrat ke vzniku štěrbin dochází za působení síly vzniklé pohonnou jednotkou. Vrata mohou být složená z jedné nebo dvou částí, pohybujících se směrem od sebe. Přímočaré nebo křivočaré vedení vrat umožňuje kolejnici tvarového profilu, usazená na gumových blocích, kvůli snížení hlučnosti a výrobních nepřesností. Styk mezi kolejnici a vraty je zajištěn třecí nebo valivou vazbou. Třecí vazba byla nejvíce využívána

v historii, kdy byly stavěny první hvězdárny s kopulovitou střechou. I dnes je ale možné se s ní setkat u observatoří malých rozměrů, kde nevádí, že je nutné dodat větší množství síly pro uvedení vrat do pohybu. Velikost potřebné síly je možné snížit mazáním stykových ploch. Vodící funkci zajišťuje tvarový profil, který se posouvá po koleji. Při konstruování observatoří větších rozměrů se volí valivá vazba, výrazně snižující sílu potřebnou pro pohyb vrat. Vznik štěrbiny je zde způsoben odvalováním rolny kladky po koleji, která je připevněna ke spodní části vrat. Kladka bývá umístěna i na horní straně a z důvodu vedení je vybavena bočnicemi. Dle rozměrů a hmotností jednotlivých částí vrat kopule konstruktér volí počet kladek a jejich uložení na kluzném nebo valivém ložisku. Nejméně může být jedna část uložena na dvou rolnách z každé strany.

Podle směru pohybu částí vrat je lze dále dělit na horizontální a vertikální. Ke vzniku štěrbiny u horizontálního provedení dochází vodorovným pohybem jednotlivých částí. V závislosti na velikosti vrat mohou být usazena na třecím i valivém posuvném systému. Pro vznik průzoru s vertikálními vraty je nutné jejich části posouvat ve svislém směru. Také zde volba typu vazby záleží hlavně na rozměrech observatoře. U kopulí větších rozměrů je ale nutné části vrat brzdit, z důvodu působení gravitační síly.



Obrázek 1: Horizontální posuvná vrata [5]



Obrázek 2: Vertikální posuvná vrata [6]

### 3.2.2. Otočná vrata

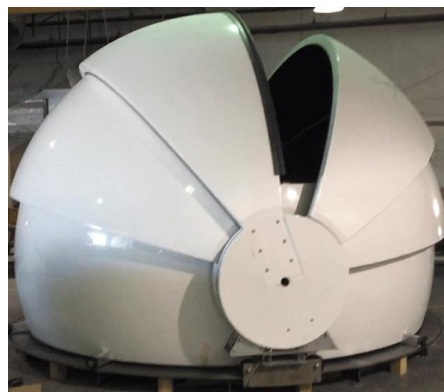
Otočná vrata jsou založena na rotačním pohybu kolem osy uložení, ke kterému u většiny konstrukčních řešení observatoří slouží panty, umístěné na spodní straně vrat. Jejich vedení umožňují hydraulické nebo pneumatické vzpěry, připevněné na boky křídla. Vzpěry mohou zastávat i funkci dorazu. Pístnice se volí podle únosnosti a je závislá zejména na rozměrech a materiálu vrat. Křídlo je uvedeno do pohybu po dodání dostatečné vnější síly pohonnou jednotkou, jejíž ovládací prvek je upevněn k opačné straně, než je uložení vrat.

Pouze otočná vrata tohoto typu je možné použít jen u kopulí s průměrem do 2 m. Takové observatoře se však téměř nestaví, protože šířka vzniklého průzoru je vhodná pro teleskop, který je možné přenášet ručně. Nejčastěji jsou konstruovány hvězdárny, kde štěrbina vzniká za použití otočného spodního a posuvného vrchního dílu. Tato kombinace je vhodná pro kopule s maximálním průměrem 5 m a používá se při budování domácích observatoří na zahradách rodinných domů i v komerčním provozu. Z důvodu půlkruhového tvaru vrat je tento typ vyráběn pouze ve vertikálním provedení.

Existuje však více způsobů, jak vytvořit průzor v kopuli za použití rotačního pohybu a je jen na schopnostech konstruktéra, jak si s řešením poradí. Například Kalifornská firma Astro Haven Enterprises přišla s neobvyklým designem. Nejen, že lze vytvořit štěrbinu, ale je možné střechu složit po celém obvodu. Střecha kopule je sestavena z několika částí, postupně ukotvených v ose jejich rotace, která prochází středem půdorysu kopulovité střechy hvězdárny. K vytvoření oblasti pozorování vesmíru dochází složením jednotlivých plátů přes sebe. Pohyb každého plátu zajišťuje dvojice na sebe nezávislých servomotorů, řízených prostřednictvím počítače. Na okraj horního dílu střechy je připevněno gumové těsnění tvarového profilu. Americká společnost vyrábí řadu rozměrů kopulí o průměrech 2,13; 3,81; 4,48; 5,49; 6,1 m. [7]



Obrázek 3: Kombinace otočných a posuvných vrat [8]



Obrázek 4: Kopule od společnosti Astro Haven Enterprises [7]

### 3.3. Pohon

Bez pohonné jednotky nemůže dojít k vytvoření průzoru v kopuli. Její volba je závislá zejména na hmotnosti vrat a síly nebo momentu, nutnému k jejich uvedení do pohybu. V současnosti je nejvíce používán pohon manuální a elektromotorický. U observatoří postavených před tím, než byl elektromotor vyvinut však ve většině případech

nedochází k inovaci typu pohonu, ale spíše jsou obměňovány teleskopy a jejich navigační systémy pro pozorování vesmírných objektů.

### 3.3.1. Manuální pohon

I přes to, že je manuální pohon nejstarším typem, tak je ruční ovládání šterbiny používáno i při konstrukci nových observatoří. Toto řešení je vhodné pro hvězdárny s průměrem kopule do 5 m. Potřebná síla záleží na rozměrech vrat, provozních podmínkách, ale i na volbě druhu ovládacího mechanismu. Nejčastěji používanými mechanismy pro manuální pohon jsou posuvný a kladkový.

Posuvný mechanismus je založen na působení síly ve směru pohybu vrat, aby došlo k vytvoření průzoru ve střeše hvězdárny. K uchopení jednotlivých částí vrat slouží madla připevněná v místech, kde je ovládání dosažitelné a co nejméně náročné pro manipulujícího pracovníka. U horizontální konstrukce otevírání vrat je snaha umístit madla co nejbližší ke středu jejich výšky, aby nevznikal tak velký odpor od horní vodící kolejničky. Při vertikálním provedení vrat není problém umístit madlo přesně do středu jejich šířky. Toto konstrukční řešení je například v hlavní kopuli hvězdářského centra v Úpici u Trutnova.

Kladkový mechanismus využívá soustavy kladek, kterými prochází lano. Každá část vrat kopule má samostatný kladkový systém pro jejich ovládání. Konce lana jsou připevněny z obou stran jednotlivých částí. Přes směrové kladky jsou vedeny obě poloviny lana podél konstrukce rámu kopule do úrovně, kde je pracovník schopen vlastními silami řídit chod vrat průzoru. Směr jejich pohybu je ovlivněn volbou poloviny lana, za kterou obsluha hvězdárny vždy tahá směrem dolů. Tento typ mechanismu je používán v kopuli Antonína Bečváře v Úpici a ani mnoho let provozu nemá negativní dopad na jeho funkčnost.



Obrázek 5: Kladkový mechanismus, kopule Antonína Bečváře

### 3.3.2. Elektromotor

Elektromotor je zařízení, které mění elektrickou energii ze sítě na mechanickou práci a vytváří výkon potřebný k chodu poháněného stroje. Skládá se ze statoru a rotoru. Existuje řada typů elektromotorů. Většina z nich využívá účinek magnetického pole. Některé však fungují díky piezoelektrickému nebo elektrostatickému poli. Často bývají navrhovány jako stroje rotační, jen v ojedinělých případech jsou konstruovány jako pohony netočivé. Lze je rozdělit například podle druhu napájecího napětí nebo počtu fází. Jejich nevýhodou je, že jsou závislé na zdroji elektrického proudu, ale v případě poruchy nebo výpadku napájecího napětí lze pohon odblokovat a využít záložního mechanismu na manuální pohon, pokud je jím soustrojí vybaveno. [9]

Elektromotorický pohon vrat průzoru hvězdářské kopule je velmi využívaným zdrojem mechanické práce. Je volen u kopulí s průměrem nad 5 m. Motor obvykle přenáší kroutící moment přes hřídelovou spojku do převodovky, jejíž výstupní hřídel pohání posuvný mechanismus vrat. Ve většině případech je nutné použít dvě poháněcí soustrojí, které pracují synchronně. Jedno je umístěno na spodní části vrat a druhé navrchu kopule. Je možné ho umístit i do středu vrat, ale poté je potřeba pohánět každou část vrat zvlášť. Soustrojí bývá na rámu a lze ho uložit do vnitřního i vnějšího prostoru kopule. Pokud je venku, jeho důležitou součástí je oplechování, které ho chrání před vlivy počasí.

Lze použít mnoho způsobů konstrukcí pohonného mechanismu. Nejčastěji jsou části vrat uvedeny do pohybu za pomoci kladkového, ozubeného a řetězového převodu. Dochází zde k přeměně z rotačního pohybu výstupního členu převodovky na přímočarý nebo křivočarý. Kladkový mechanismus funguje na stejném principu jako u manuálního ovládání vrat. Rozdílem je, že pracovník za lana netahá, ale díky otáčení motoru se lana navíjí na buben. U ozubeného mechanismu se využívá záběru ozubeného kola umístěného na výstupní hřídeli a hřebenu nebo šneku, který je připevněn na vratech kopule. Řetězový mechanismus uvádí vrata do pohybu pomocí řetězu, propojujícího řetězová kola na každé straně vodící kolejnice. U horizontálního provedení je jedna část vrat připevněna k horní a druhá k dolní polovině řetězu. Elektromotor pohání alespoň jedno řetězové kolo a podle směru jeho otáčení se vrata vzájemně posouvají směrem od sebe nebo k sobě. Toto provedení je použito například na hlavní kopuli hvězdárny v Hradci Králové viz obrázek 6.



Obrázek 6: Řetězový mechanismus

### 3.3.2.1. Asynchronní

Asynchronní motor je nejrozšířenějším typem. Jeho konstruováním a výrobou se zabývá velké množství firem, tudíž není problém s jeho dostupností. Pro jeho chod je zapotřebí střídavý proud a obvykle je napájen třífázovým napětím. Výjimečně se používá jednofázové napětí, u kterého je nutnost použití rozběhového a doběhového kondenzátoru. Účinnost jednofázového motoru je 15-20 %, což je jeho velká nevýhoda. Stator asynchronního motoru je tvořen svazkem vzájemně izolovaných plechů z křemíkové oceli a v jeho drážkách je několikanásobné vinutí. Rotor je vytvořen ze svazku drážkovaných plechů, taktéž vzájemně izolovaných, ve kterých je tlakovým litím vyrobena klec z vodivého hliníku nebo slitiny siluminu. Mezi statorem a rotorem je vzduchová mezera, ovlivňující vlastnosti motoru. [10]

Základem funkce asynchronního elektromotoru je vytvoření točivého magnetického pole statoru, vzniklého průchodem proudu jeho vinutím. Díky magnetickému poli se v rotoru indukuje napětí a je vyvolán magnetický tok, způsobující otáčení rotoru. Kroutící moment vzniká jen pokud je rozdílná rychlost otáčení magnetického pole statoru a mechanické otáčky rotoru. Dochází zde tedy ke skluzu, bez kterého není možný efektivní chod stroje. Skluz je definován v procentech a vyjadřuje tedy rozdíl otáček pole a rotoru. Otáčky lze regulovat použitím frekvenčního měniče.

Výhodami asynchronních motorů je relativně nízká pořizovací cena, spolehlivost, jednoduchost a možnost dodání elektrického proudu z běžné sítě. Díky skluzu snese i

krátkodobé zatížení, při kterém se motor ihned nezastaví. V praxi je používán u množství průmyslových a stavebních strojů jako jsou drtiče či dopravníky.

### **3.3.2.2. Synchronní**

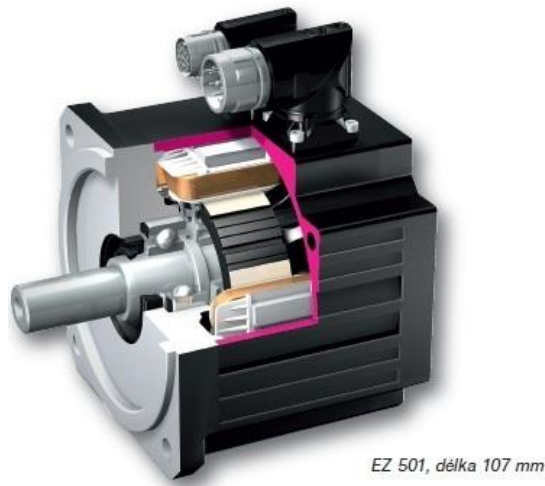
Synchronní elektromotor má větší účinnost než asynchronní. Rotor se natáčí ve směru magnetického toku. Otáčky hřídele a točivého pole ve statoru jsou stejné a nedochází ke skluzu. Stator se skládá z několika dvojic třífázových vinutí, jeho konstrukce je tedy stejná jako u motoru asynchronního. Na rotoru buzeném střídavým proudem není klecové vinutí, ale je na něm navinut elektromagnet napájený přes sběrné kroužky nebo pomocí dalšího vinutí a usměrňovače. Jelikož se motor neroztočí po přímém napojení na síť, musí být použity doplňkové zařízení jako je roztáčecí motor, pomocné klecové vinutí a frekvenční měnič. Všechna tyto zařízení slouží v podstatě k prvotnímu roztočení rotoru, aby se byl schopný se statorem synchronizovat. Při přetížení asynchronní motoru nedojde ke snížení otáček, ale k natočení magnetických polí rotoru i statoru do stejné polohy a stroj se ihned zastaví. K opětovnému uvedení do chodu je znovu nutné využít doplňkových zařízení. Tento typ motoru se využívá zejména u strojů, které nevyžadují časté spouštění a pracují pod málo měnící se velikostí zatížení. Jsou vhodné pro pohon velkých ventilátorů, kompresorů a čerpadel. [11]

### **3.3.2.3. Krokový**

Krokový motor je synchronní točivý stroj, pracující připojením stejnosměrného proudu. Stator je vytvořen z několika dvojic cívek. Rotor je z magneticky vodivého materiálu s vystouplými póly. K otáčení rotoru slouží magnetické pole, které je vytvářeno postupným zapínáním jednotlivých cívek statoru. Motor je možné ovládat několika druhy řízení založenými na postupu zapínání cívek. Ovládání je prováděno na ovladači prostřednictvím řídicí elektroniky. Póly statoru a rotoru jsou vzájemně posunuty, tudíž se rotor vždy pootočí o rozdíl jejich úhlu. Motor má největší kroutcí moment při nulových otáčkách a s rostoucími otáčkami moment klesá. Při nízkých rychlostech dochází k neplynulosti chodu, protože se rotor pohybuje mezi póly statoru v úhlu závislém na konstrukci motoru. Při přetížení stroje dochází ke ztrátě kroku. Krokový motor je vhodný využít u strojů, kde je nutné přesné polohování a již při startu na něj působí zatížení, které je nutné pro roztočení překonat. Jeho výhodou je nízká pořizovací cena. Používá se například pro pohon os obráběcích strojů, kloubů robotů, v procesu automatizace nebo u výpočetní techniky. [11]

#### 3.3.2.4. Servomotor

Servomotor může být synchronní i asynchronní a na jejich principech také pracuje. Druhy servomotorů se neliší v pohonu, ale v možnostech jejich regulace. Tento typ motoru umožňuje přesně polohovat hřídel a kontrolovat jeho otáčky nebo zrychlení. U pohonu je prováděna regulace polohy, rychlosti, momentu nebo jejich kombinace. Sestává se z elektrického pohonu, napájecího výkonového měniče a řídicích a regulačních obvodů. Pro zvýšení nároků na napájení se využívají mechanické, hydraulické nebo elektronické servozsilovače. Výhodami elektromotorů jsou efektivní kroutící moment, moment setrvačnosti a možnost přizpůsobení se vysokému zatížení nebo dynamice. Servomotory jsou vhodné pro pohánění RC modelů, posuvy CNC strojů nebo pro nastavení čtecích hlavic hard disků. [12]



Obrázek 7: Servomotor STÖBER-EZ 501 [13]

#### 3.3.2.5. Lineární

Lineární elektromotor je netočivý typ pohonu. Nevykonává rotační pohyb, ale posuvný. Stejně jako točivý elektromotor funguje na principu magnetické indukce. Podél pojezdové dráhy mechanismu je rozvinut stator. Rotor vykonává přímočarý pohyb, který je umožněn bez zprostředkujícího převodu, tudíž u soustrojí není třeba mechanické převodovky. Pohyblivou a statickou část motoru odděluje vzduchová mezera. Volba napájené části je závislá na aplikaci pohonu. Ovládání probíhá pomocí řídicí elektroniky. Výhodou lineárního motoru je umožnění vysokého dynamického pohybu, hodnoty zrychlení převyšující 10 G a rychlosti posuvu vyšší než 10 m/s, hlavně protože nedochází



ke ztrátě výkonu třením pohyblivé části o nepohyblivou. Tento typ motoru se používá pro pohon vlaků, polohovacích systémů nebo pojezdů přesných CNC strojů. [14]

### **3.4. Výrobci pohonů vrat kopule**

V současné době na trhu nepůsobí firma českého původu zabývající se pouze produkcí pohonných systémů vrat kopulí hvězdáren. Pravděpodobně za to může nízký počet nově stavěných observatoří a téměř žádná poptávka po inovaci stávajících. Firmy se spíše zaměřují na pohony dveří, garážových a průmyslových vrat, bran nebo závor. Při případné stavbě nových hvězdáren se lze obrátit na množství konstruktérských společností, které jsou schopny si s problémem poradit. Cena návrhu a následného sestavení pohonu v počtu jednoho kusu však bude vysoká.

Hvězdárny velkých rozměrů často mají specifické požadavky a jejich konstruování je závislé na zadaných parametrech. Z tohoto důvodu žádná společnost sériově nevyrábí kopule o průměru větším, než je 8 m.

Observatoř pro vlastní účely je možné si postavit doma na zahradě a k její výstavbě není zapotřebí vytvářet složitý projekt ani nechávat vyrábět díly. V České republice se tomuto odvětví věnuje Přerovská akciová společnost Astro Telescope Company, založená v roce 1990 Jaromírem Holubcem. Tento podnik nabízí sestavení hvězdáren z dovezených dílů, vytvořených mnichovskou společností Astrocom. Největší provedení kopule má v průměru 6 m a šířku pozorovací štěrbin 210 cm. [15]

Více než 50 let se konstruování observatoří věnuje americká firma, sídlící v Missisipi s názvem Observa dome laboratories. Stojí za vybudováním mnoha univerzitních, vojenských i výzkumných pozorovaten po celém světě. Mezi její největší projekty patří kalifornská kopule o průměru téměř 14 m. Nabízí manuální, elektromotorické ze sítě nebo solárně poháněné systémy vrat. Sériově vyrábí kopule o průměru 1-3 m. [16]

Za oceánem v Kalifornii působí i společnost s názvem Observatory solutions. Založil ji Dave Miller poté, co si koupil první teleskop do svépomocí postavené observatoře. Následně začal lidem se stavbou radit a dnes na zakázku vyrábí kopule a pohony průzorů vlastního designu. [17]

Pouze produkcí kopulí hvězdáren pro domácí účely se zabývá kanadský podnik NexDome. Vyrábí díly pro sestavení hvězdáren v různých provedení, ale kopule má průměr pouhých 2,2 m. Pohon vrat vždy zajišťuje elektromotor připevněný na vertikálním průzoru. Ten pohání řetězové kolo, které zabírá s řetězem umístěným na rámu kopule. Díky tomu dochází k otevírání a zavírání štěrbiny.

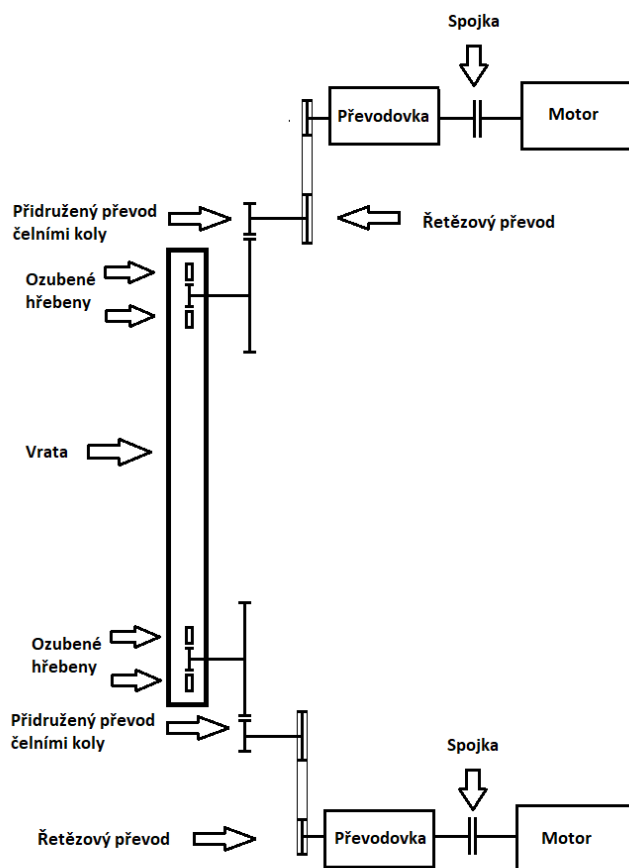
Na evropském kontinentu se nachází anglický podnik Pulsar, založený takřka před 20 lety. Sériově vyrábí rozměry kopulí o průměru 2,2 a 2,7 m. Vertikální štěrbina vzniká díky spodnímu otočnému a vrchnímu posuvnému dílu, který je poháněn pomocí ručního kladkového nebo elektromotorického řetězového systému. Prvky lze ovládat klasickým ovladačem nebo za použití bezdrátového připojení Bluetooth. [18]

V Německu fungují například společnosti Dome Parts a Scopedome. Obě firmy nabízejí projektační činnost a řadu řešení dodávaných kopulí o různých rozměrech. Největší rozměr sériově vyráběné kruhové kopule je 5,5 m, která ke vzniku štěrbiny využívá vertikální, posuvnou konstrukci vrat na manuální pohon.

## 4. Vlastní návrh

Tato část se zabývá vlastním návrhem pohonu vrat průzoru hvězdárenské kopule. Z předchozího průřezu je pro zadané parametry nejvhodnější volba horizontálně posuvných vrat, skládajících se ze dvou částí. Přeměnu kroutícího pohybu na lineární umožňuje pastorek, zabírající spolu s dvojicí hřebenů umístěných proti sobě. Pastorek je uložen na hřídeli, která má díky přidruženému převodu ozubenými koly nižší otáčky než hřídel výstupu převodovky, využívající pro přenos kroutícího momentu řetězový převod. Hřebeny jsou připevněny zvlášť k jednotlivým částem vrat. Pohon soustrojí je vyřešen elektromotorem. U konstrukce je snaha o využití co nejvíce normalizovaných dílů a je kladen důraz zejména na sestavitelnost, spolehlivost a bezpečnost provozu.

### 4.1. Předběžné schéma soustrojí



Obrázek 8: Předběžné schéma soustrojí

## 4.2. Motor

Pro dodávku energie potřebné pro provoz stroje je využito elektromotoru. Existuje množství typů motorů od různých výrobců a jeho volba je závislá na požadovaném výkonu, otáčkách, druhu dostupného napájení a na plynulosti chodu.

Pro zadané parametry je vhodný asynchronní, třífázový motor od firmy SIEMENS 1LE1002-1DB43 s osovou výškou 160 mm. Je voleno patkové provedení, kvůli snadné montáži na svařovaný rám. Tento nízkonapěťový elektromotor má výkon 15 kW a otáčky 1460 ot/min. Oproti zadání je rozdílná hodnota otáček a výkonu, ale motor nemusí pracovat na plný výkon a část je odvedena ztrátami energií. Rozdíl otáček nepřevyšuje 5% a neměl by mít vliv na plynulost chodu stroje. Eventuelně je možné regulovat otáčky pomocí frekvenčního měniče.

## 4.3. Spojka a řazení

Hřídelová spojka slouží ke spojení motoru a převodovky. Umožňuje přenos kroutícího momentu mezi hřídeli. Dle nutnosti rozpojení v klidu nebo za chodu se spojky dělí na pevné či vypínací. Na trhu je celá řada výrobců a typů kotoučových, kuželových, lamelových, zubových nebo jiných druhů spojek, vytvářejících mezi hřídeli vazbu třecí, pružnou, tvarovou, hydraulickou apod. V některých případech má spojka úlohu pojistného členu, který přenos momentu přeruší po překročení mezní hodnoty. [19]

Pro pohon vrat se vstupním kroutícím momentem  $M_{k1} = 88,67 \text{ N} \cdot \text{m}$  je vhodná elektromagneticky řazená třecí lamelová spojka ELS 10 od firmy PSP pohony a.s. Funkci zajišťují třecí lamely, které jsou svírány a uvolňovány působením elektromagnetu. Hnací část tvoří magnetové těleso, do jehož ozubení zapadají vnitřní lamely, kryté vrstvou třecího materiálu. Hnaná část se skládá z pláště s přírubou a vnějších lamel, které svými výstupky unášejí plášť spojky. S magnetovým tělesem je spojena kotvová deska prostřednictvím unášejících kolíků. Po zavedení stejnosměrného proudu do budící cívky je kotvová deska přitažena k magnetovému tělesu. Spojka je rozpojena, když je deska odtlačena



Obrázek 9: Spojka ELS 10 [25]

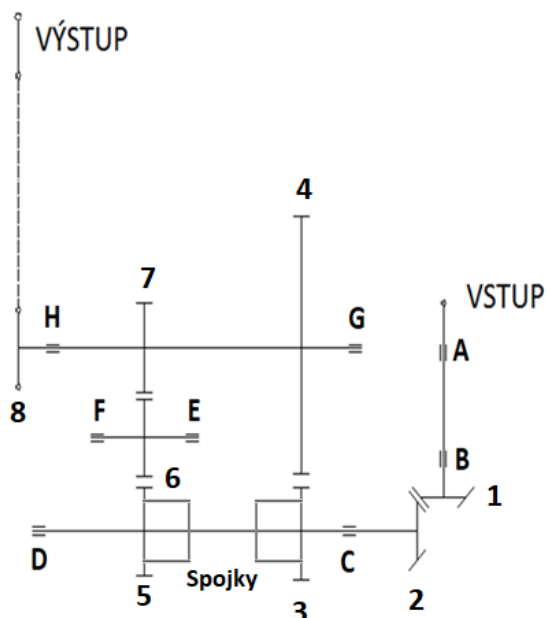
odtlačovacími kolíky s pružinami na přírubu distančního pouzdra. Seřizovací maticí lze regulovat velikost přenášeného točivého momentu, díky změnám šířky vzduchové mezery. [19]

#### 4.4. Reverzace otáček

Důležitou vlastností převodového ústrojí je umožnění smyslu otáčení v obou směrech – reverzace otáček. Pohonný systém tak má schopnost vrata otevřít i zavřít. K reverzaci slouží dvojice elektromagnetických zubových spojek s evolventním ozubením, umístěných na předlohové hřídeli z důvodu nižší hodnoty krouťícího momentu než na výstupní hřídeli. Pro tento konstrukční návrh byla zvolena spojka od výrobce Warner electric typu E320-var00-SZ200. Spojka je složená ze dvou částí. Jedna z nich je vybavena vnějším a druhá vnitřním evolventním ozubením. K ovládání spojek slouží řídicí elektronika.

#### 4.5. Převodovka

##### 4.5.1. Schéma převodovky



Obrázek 10: Schéma převodovky

#### 4.5.2. Převodové poměry

Převodový poměr je určující veličina pro zajištění změny rychlosti otáček a kroutících momentů, přenášených tvarovými nebo třecími vazbami mezi hřídeli. Uplatnění mechanického převodu umožňuje využívat motory s vyššími otáčkami, které jsou při stejném výkonu menší a levnější. Zpravidla se snižuje úhlová rychlost a zvyšuje moment. Pro převod do rychla je hodnota převodového poměru menší než 1. Pokud je převodový poměr vyšší než 1, dochází ke zpomalení výstupních otáček oproti vstupním. [19]

##### Zadané parametry

Vstupní otáčky:  $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$

Výstupní otáčky:  $n_4 = 720 \text{ min}^{-1}$

##### Výpočet celkového převodového poměru

$$i_c = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1400}{720} = 1,944$$

##### Volené parametry

$$i_k = 1,25$$

$$i_{\zeta} = 1,25$$

$$i_{\tilde{r}} = 1,2444$$

#### 4.5.3. Výpočet otáček

$$i_k = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_k} = \frac{1400}{1,25} = 1120 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{\zeta}(5,6) = \frac{n_2}{n_3} \rightarrow n_3 = \frac{n_2}{i_{\zeta}(5,6)} = \frac{1120}{1,087} = 1030,36 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{\zeta}(3,4) = \frac{n_3}{n_4} \rightarrow n_4 = \frac{n_3}{i_{\zeta}(3,4)} = \frac{1120}{1,25} = 896 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{\tilde{r}} = \frac{n_3}{n_4} \rightarrow n_5 = \frac{n_4}{i_{\tilde{r}}} = \frac{896}{1,244} = 720 \text{ min}^{-1}$$

#### 4.5.4. Výpočet kroutících momentů

$$M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{13000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1400}{60}} = 88,67 \text{ Nm}$$

$$M_{k2} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{13000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1120}{60}} = 110,84 \text{ Nm}$$

$$M_{k3} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{13000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1030,36}{60}} = 120,48 \text{ Nm}$$

$$M_{k4} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = \frac{13000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{896}{60}} = 138,55 \text{ Nm}$$

$$M_{k5} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_5} = \frac{13000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{720}{60}} = 172,42 \text{ Nm}$$

#### 4.5.5. Výpočet kuželového soukolí se šikmými zuby

Podstatou kuželového soukolí je přenos kroutícího momentu mezi různoběžnými hřídeli. Nejčastěji však úhel mezi nimi bývá  $90^\circ$  a hodnoty geometrických rozměrů jednoho kola jsou určeny parametry druhého kola. Kola se šikmými zuby se používají častěji než s přímými zuby hlavně kvůli příznivějším záběrovým poměrům, a tedy možnosti přenášet větší síly za menšího opotřebení zubů a jejich nízké hluchnosti a provozním vibracím. Kuželová kola jsou velmi citlivá na přesnost výroby i montáže.

#### Volené parametry

Počet zubů pastorku:  $z_1 = 35$  zubů

Úhel sklonu zubů:  $\beta_m = 20^\circ$

#### Materiál kuželových ozubených kol

Konstrukční ocel ušlechtilá – po boku kalená, broušená

Tabulka 1 – Materiálové vlastnosti kuželových kol [21]

	Pastorek	Kolo
Materiál	15 241.4	14 140.4
$\sigma_{Hlim}$ [MPa]	1160	1140
$\sigma_{Flim}$ [MPa]	528	450
$R_e$ [MPa]	850	539
$R_m$ [MPa]	980	785

#### Výpočet počtu zubů kola

$$i_k = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 = i_k \cdot z_1 = 1,25 \cdot 35 = 44 \text{ zubů}$$

### Průměr roztečné kružnice pastorku uprostřed šířky zubu

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{K1}}{\frac{b_{WH}}{d_{m1}} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

Dle příručky [22]:  $K_A = 1,25$  S malou nerovnoměrností

$$K_{H\beta} = 1,6$$

$$u = i = 1,25$$

$$\frac{b_{WH}}{d_{m1}} = 0,6 \quad \text{Letmo uložené soukolí, kola povrchově}$$

tvrzená.

$$f_H = 690 \quad \text{Pro šikmé zuby}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1,6 = 2$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1160 = 928 \text{ MPa}$$

$$d_1 = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 88,67}{0,6 \cdot 928^2} \cdot \frac{1,25 + 1}{1,25}} = 58,77 \text{ mm}$$

### Normálový modul

$$m_{ne} = \frac{d_1 \cdot \cos\beta}{z_1} = \frac{58,77 \cdot \cos 20^\circ}{35} = 1,6 \text{ mm}$$

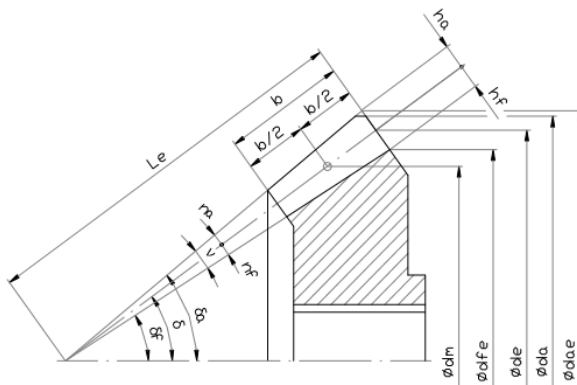
Volen normálový modul  $m_{ne} = 3 \text{ mm}$

### Čelní modul

$$m_{te} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{58,77}{35} = 1,7 \text{ mm}$$

Volen čelní modul  $m_{te} = 3 \text{ mm}$

### Schéma kuželového kola se šikmými zuby:



Obrázek 11: Schéma kuželového kola



## Výpočet parametrů kuželových kol

### Předběžná volba šířky

$$b_w = 33,5 \text{ mm}$$

### Úhly kuželů

$$\delta_1 = \arctg \frac{\sin \Sigma}{i_k + \cos \Sigma} = \arctg \frac{\sin 90^\circ}{1,25 + \cos 90^\circ} = 38,7^\circ$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90^\circ - 38,7^\circ = 51,3^\circ$$

### Vnější roztečná kružnice

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3 \cdot 35 = 105 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3 \cdot 44 = 132 \text{ mm}$$

### Vnější hlavová kružnice

$$h_{ae} = m_e = 3 \text{ mm}$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = 105 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 38,7^\circ = 109,68 \text{ mm}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = 132 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 51,3^\circ = 135,72 \text{ mm}$$

### Vnější patní kružnice

$$h_{fe} = 1,25 \cdot m_e = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$$

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = 105 - 2 \cdot 3,75 \cdot \cos 38,7^\circ = 99,147 \text{ mm}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = 132 - 2 \cdot 3,75 \cdot \cos 51,3^\circ = 127,311 \text{ mm}$$

### Vnější kuželová vzdálenost

$$L_e = \frac{r_{e1}}{\sin \delta_1} = \frac{52,5}{\sin 38,7^\circ} = 83,967 \text{ mm}$$

### Charakteristický poměr

$$\psi_L = \frac{b_w}{L_e} = \frac{33,5}{83,967} = 0,399 \text{ mm}$$

### Úhel hlavy zubu

$$\vartheta_a = \arctg \frac{h_{ae}}{L_e} = \arctg \frac{3}{83,967} = 2,05^\circ$$

### Úhel paty zubu

$$\vartheta_f = \arcsin \frac{h_{fe}}{\sqrt{h_{ae}^2 + L_e^2}} = \arcsin \frac{3,75}{\sqrt{3^2 + 83,967^2}} = 2,56^\circ$$

### Střední roztečná kružnice

$$d_{m1} = d_{e1} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L) = 105 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,399) = 84,054 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = d_{e2} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L) = 132 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,399) = 105,668 \text{ mm}$$

### **Střední hlavová kružnice**

$$h_{am} = m_e = 3 \text{ mm}$$

$$d_{a1m} = d_{m1} + 2 \cdot h_{am} \cdot \cos \delta_1 = 84,054 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 38,7^\circ = 88,737 \text{ mm}$$

$$d_{a2m} = d_{m2} + 2 \cdot h_{am} \cdot \cos \delta_2 = 105,668 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 51,3^\circ = 109,420 \text{ mm}$$

### **Střední patní kružnice**

$$h_{fm} = 1,25 \cdot m_e = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$$

$$d_{f1m} = d_{m1} - 2 \cdot h_{fm} \cdot \cos \delta_1 = 84,054 - 2 \cdot 3,75 \cdot \cos 38,7^\circ = 78,201 \text{ mm}$$

$$d_{f2m} = d_{m2} - 2 \cdot h_{fm} \cdot \cos \delta_2 = 105,668 - 2 \cdot 3,75 \cdot \cos 51,3^\circ = 100,979 \text{ mm}$$

### **Úhel hlavového kužele**

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_a = 38,7^\circ + 2,05^\circ = 40,75^\circ$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_a = 51,3^\circ + 2,05^\circ = 53,35^\circ$$

### **Úhel patního kužele**

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_f = 38,7^\circ - 2,56^\circ = 36,14^\circ$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \vartheta_f = 51,3^\circ - 2,56^\circ = 48,74^\circ$$

### **Výpočty náhradního kola**

Kuželová kola se šikmými zuby se nahradí virtuálními čelními koly, jehož parametry lze použít k výpočtu záběrových a pevnostních poměrů skutečného soukolí.

### **Průměry roztečné kružnice**

$$d_{n1}' = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{84,054}{\cos 38,7^\circ} = 107,703 \text{ mm}$$

$$d_{n2}' = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{105,668}{\cos 51,3^\circ} = 169,004 \text{ mm}$$

### **Počty zubů**

$$z_{n1}' = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{35}{\cos 38,7^\circ} = 44,85 = 45 \text{ zubů}$$

$$z_{n2}' = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{44}{\cos 51,3^\circ} = 70,37 = 71 \text{ zubů}$$

V dalším kroku je čelní kolo se šikmými zuby nahrazeno čelním kolem s přímými zuby.

### **Průměry roztečné kružnice**

$$d_{n1} = \frac{d_{n1}'}{\cos^2 \beta_m} = \frac{106,703}{\cos^2 20^\circ} = 121,97 \text{ mm}$$

$$d_{n2} = \frac{d_{n2}'}{\cos^2 \beta_m} = \frac{169,004}{\cos^2 20^\circ} = 191,39 \text{ mm}$$

### Počty zubů

$$z_{n1} = \frac{z_{n1}}{\cos^3 \beta_m} = \frac{35}{\cos^3 20^\circ} = 42,18 = 43 \text{ zubů}$$

$$z_{n2} = \frac{z_{n2}}{\cos^3 \beta_m} = \frac{44}{\cos^3 20^\circ} = 53,03 = 54 \text{ zubů}$$

**Záběrové kužely převodového soukolí se šikmými zuby:**

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{na1}'^2 - d_{nb1}'^2} + \sqrt{d_{na2}'^2 - d_{nb2}'^2} - (d_{n1}' + d_{n2}') \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tmb}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_t}{\cos \beta_m} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 0,387 \dots \alpha_t = 21,173^\circ$$

$$d_{na1}' = d_{n1}' + 2 \cdot m_n = 107,703 + 2 \cdot 3 = 113,703 \text{ mm}$$

$$d_{na2}' = d_{n2}' + 2 \cdot m_n = 169,004 + 2 \cdot 3 = 175,004 \text{ mm}$$

$$d_{nb1}' = d_{n1}' \cdot \cos \alpha_t = 107,703 \cdot \cos 21,173^\circ = 100,432 \text{ mm}$$

$$d_{nb2}' = d_{n2}' \cdot \cos \alpha_t = 169,004 \cdot \cos 21,173^\circ = 157,595 \text{ mm}$$

$$p_t' = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,425 \text{ mm}$$

$$p_{tmb} = p_t' \cdot \cos \alpha_t = 9,425 \cdot \cos 21,173^\circ = 8,789 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \epsilon_\alpha &= \\ &= \frac{\sqrt{113,703^2 - 100,432^2} + \sqrt{175,004^2 - 157,595^2} - (107,703 + 169,004) \cdot \sin 21,173^\circ}{2 \cdot 8,789} \\ &= 1,678 \end{aligned}$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta_m}{p_t'} = \frac{33,5 \cdot \tan 20^\circ}{9,425} = 1,294$$

$$\epsilon = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta = 1,678 + 1,294 = 2,972 = 3$$

Hodnota součinitele trvání záběru je celočíselná, tudíž je volba šířky a úhlu sklonu zubu vyhovující.

## Silové poměry

$$F_{t_1} = \frac{M_{k_1}}{r_{m_1}} = \frac{88672}{42,03} = 2\,105 \text{ N}$$

**Platí:**  $F_{t_1} = F_{t_2}$

$$F_{N_1}' = \frac{F_{t_1}}{\cos\beta_m} = \frac{2\,105}{\cos 20^\circ} = 2\,240 \text{ N}$$

$$F_{N_1} = F_{N_2}$$

$$F_{N_1}'' = \frac{F_{t_1}}{\cos\alpha_t} = \frac{2\,105}{\cos 21,173^\circ} = 2\,257 \text{ N}$$

$$F_{R_1} = F_{A_2}$$

$$F_{A_1} = F_{R_2}$$

$$F_{\delta_1} = F_{t_1} \cdot \tan\alpha_t = 2\,105 \cdot \tan 21,880^\circ = 845 \text{ N}$$

$$F_{\beta_1} = F_{t_1} \cdot \tan\beta_m = 2\,105 \cdot \tan 20^\circ = 766 \text{ N}$$

$$F_{N_1} = \frac{F_{t_1}}{\cos\alpha_m \cdot \cos\beta_m} = \frac{2\,105}{\cos 20^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 3\,384 \text{ N}$$

$$F_{R_1} = \frac{F_{t_1}}{\cos\beta_m} \cdot (\tan\alpha_m \cdot \cos\delta_1 - \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1) = 157,27 \text{ N}$$

$$F_{A_1} = \frac{F_{t_1}}{\cos\beta_m} \cdot (\tan\alpha_m \cdot \sin\delta_1 + \sin\beta_m \cdot \cos\delta_1) = 1\,107,71 \text{ N}$$

## Kontrolní výpočet

V této části se nachází kontrola kol navrženého soukolí z různých hledisek.

## Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\epsilon v} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hlim}}$$

Dle příručky [22]:  $Z_E = 190$

$$Z_H = 2,5$$

$$Z_{\epsilon v} = 0,82$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,25 \cdot 1,6 \cdot 1,2 = 2,4$$

$$K_A = 1,25$$

S malou nerovnoměrností

$$K_{H\beta} = 1,6$$

Pastorek i kolo letmo uložené.

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$Z_R = 1$$

Pro broušené boky zubů.

$$S_{Hlim} = 1,3$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{2105}{33,5 \cdot 58,77} \cdot \frac{1,25 + 1}{1,25}} = 540,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{1160 \cdot 1}{1,3} = 892,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{1140 \cdot 1}{1,3} = 876,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 540,3 \cdot \sqrt{2,1} = 782,97 \text{ MPa}$$

$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$  Vyhovuje

### Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$V_{HV} = 600 - 675$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2\,400 \text{ MPa}$$

$$K_{AS} = 2 \text{ [22]}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_t}} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_{AS} \cdot K_H} = 540,3 \cdot \sqrt{2 \cdot 2,4} = 1\,183,74 \text{ MPa}$$

$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$  Vyhovuje

### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_{\epsilon\alpha} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_{Fmin}}$$

Dle příručky [22]:  $K_F = K_H = 2,4$

$$Y_\beta = 0,77$$

$$\epsilon_\alpha = 1,63$$

$$Y_{\epsilon\alpha} = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = 0,613$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{FS1} = 4,35$$

$$Y_{FS2} = 4,25$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2\,105}{33,5 \cdot 3} \cdot 2,4 \cdot 4,35 \cdot 0,77 \cdot 0,613 = 103,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2\,105}{33,5 \cdot 3} \cdot 2,4 \cdot 4,25 \cdot 0,77 \cdot 0,613 = 100,84 \text{ MP}$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{528}{1,4} = 377,14 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{450}{1,4} = 321,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}; \sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2} \text{ Vyhovuje}$$

### **Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení**

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 528 = 1056 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 450 = 900 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_{tm}}{F_{tm}} = \sigma_{F1} \cdot K_{AS} = 103,21 \cdot 2 = 206,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_{tm}}{F_{tm}} = \sigma_{F2} \cdot K_{AS} = 100,84 \cdot 2 = 201,68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax1}; \sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax2} \text{ Vyhovuje}$$

Navržené kuželové spojení splňuje pevnostní podmínky

### **4.5.6. Výpočet čelního soukolí se šikmými zuby**

Obě kola soukolí mají stejný úhel sklonu zubu, ale opačný smysl stoupání. U kol s čelním ozubením je kroutící moment přenášen mezi hřídeli vzájemně rovnoběžnými. K přenosu síly dochází postupným zatěžováním zubu v okamžiku záběru. Díky tomu se zlepšují dynamické poměry a zmenšují silové rázy. Vyšší součinitel záběru umožňuje přenos větších sil než u kol s přímým ozubením. V praxi je tento typ soukolí velmi používán zejména kvůli možnostem použití u strojů pracujících v bezprostřední blízkosti člověka, z důvodu nízké hlučnosti. Jejich nevýhodou je vznik axiální síly, působící na hřídel, kde je kolo uloženo.

#### **Volené parametry**

Počet zubů pastorku:  $z_3 = 53$  zubů

Úhel sklonu zubů:  $\beta_m = 13,07^\circ$

#### **Materiál ozubených kol**

Konstrukční ocel ušlechtilá– povrchově kalená po boku, broušená

Tabulka 2– Materiálové vlastnosti čelního soukolí [21]

	Pastorek	Kolo
Materiál	15 241.4	12 051.4
$\sigma_{Hlim}$ [MPa]	1160	1140
$\sigma_{Flim}$ [MPa]	528	390
$R_e$ [MPa]	850	390
$R_m$ [MPa]	980	640
VHV	600 - 675	600 - 675

### Počet zubů kola

$$i_z = \frac{z_4}{z_3} \rightarrow z_4 = i_1 \cdot z_3 = 1,25 \cdot 53 = 66,25 = 66 \text{ zubů}$$

### Průměr roztečné kružnice pastorku uprostřed šířky zubu:

$$d_3 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\frac{b_{WH}}{d_{m3}} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

Dle příručky [22]:  $K_A = 1,25$  S malou nerovnoměrností

$$K_{H\beta} = 1,3.$$

$$u = i = 1,25$$

$$\frac{b_{WH}}{d_{m3}} = 0,9 \quad \text{Oboustranně nesymetricky uložená, kola}$$

povrchově tvrzená.

$$f_H = 690 \quad \text{Pro šikmé zuby}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1,3 = 1,625$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim3} = 0,8 \cdot 1160 = 928 \text{ MPa}$$

$$d_3 = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,625 \cdot 110,84}{0,9 \cdot 928^2} \cdot \frac{1,25+1}{1,25}} = 51,6 \text{ mm}$$

### Normálový modul

$$m_n = \frac{d_3 \cdot \cos\beta}{z_3} = \frac{51,6 \cdot \cos 13,07^\circ}{53} = 0,95 \text{ mm}$$

Volen normálový modul  $m_n = 3 \text{ mm}$

### Tečný modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{3}{\cos 13,07^\circ} = 3,08$$

Volen tečný modul  $m_t = 3 \text{ mm}$

## Výpočet parametrů čelních kol

### Osová vzdálenost

$$a_{34} = \frac{(z_3 + z_4) \cdot m_t}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(53 + 66) \cdot 3}{2 \cdot \cos 13,07^\circ} = 183,24 \text{ mm} \dots \text{ netřeba korigovat}$$

### Průměr roztečné kružnice

$$d_3 = \frac{m_t \cdot z_3}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 53}{\cos 13,07^\circ} = 163,23 \text{ mm}$$

$$d_4 = \frac{m_t \cdot z_4}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 66}{\cos 13,07^\circ} = 203,27 \text{ mm}$$

### Výška hlavy zubu

$$h_a = m_n = 3 \text{ mm}$$

### Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$$

### Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a_3} = d_3 + 2 \cdot h_a = 163,23 + 2 \cdot 3 = 169,23 \text{ mm}$$

$$d_{a_4} = d_4 + 2 \cdot h_a = 203,27 + 2 \cdot 3 = 209,27 \text{ mm}$$

### Průměr patní kružnice:

$$d_{f_3} = d_3 - 2 \cdot h_f = 163,23 - 2 \cdot 3,75 = 155,73 \text{ mm}$$

$$d_{f_4} = d_4 - 2 \cdot h_f = 203,27 - 2 \cdot 3,75 = 195,77 \text{ mm}$$

### Průměr základní kružnice:

$$d_{b_3} = d_3 \cdot \cos \alpha = 163,23 \cdot \cos 20^\circ = 153,386 \text{ mm}$$

$$d_{b_4} = d_4 \cdot \cos \alpha = 203,27 \cdot \cos 20^\circ = 191,011 \text{ mm}$$

### Rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,43 \text{ mm}$$

$$p_{tb} = \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha = \pi \cdot 3 \cdot \cos 20^\circ = 8,86 \text{ mm}$$

### Šířka kola:

$$\psi_m = z_3 \cdot \psi_D = 53 \cdot 0,31 = 16,43$$

$$b_w = \psi_m \cdot m_n = 16,43 \cdot 3 = 49,29 \text{ mm}$$

$$\text{Voleno } b_w = 50 \text{ mm}$$

### Záběrové poměry čelního soukolí se šikmými zuby:

$$\epsilon_{\alpha_{34}} = \frac{\sqrt{d_{a_3}^2 - d_{b_3}^2} + \sqrt{d_{a_4}^2 - d_{b_4}^2} - 2 \cdot a_{34} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot p_{tb}}$$



$$\epsilon_{\alpha_{34}} = \frac{\sqrt{169,23^2 - 153,386^2} + \sqrt{209,27^2 - 191,011^2} - 2 \cdot 183,247 \cdot \sin 20^\circ}{2 \cdot 8,86}$$

$$= 1,785$$

$$\epsilon_{\beta_{34}} = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{50 \cdot \tan 13,07^\circ}{9,43} = 1,231$$

$$\epsilon_{34} = \epsilon_{\alpha_{34}} + \epsilon_{\beta_{34}} = 1,785 + 1,231 = 3,009 = 3,016 = 3$$

### Silové poměry

$$F_{t_3} = F_{t_4} = \frac{M_2}{r_3} = \frac{110840}{81,62} = 1358 \text{ N}$$

$$F_{R_3} = F_{R_4} = \frac{F_{t_3}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n = \frac{1358}{\cos 13,07^\circ} \cdot \tan 20^\circ = 508 \text{ N}$$

$$F_{A_3} = F_{A_4} = F_{t_3} \cdot \tan \beta = 1358 \cdot \tan 13,07^\circ = 315 \text{ N}$$

$$F_{N_{34}} = \frac{F_{t_3}}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = \frac{1358}{\cos 20^\circ \cdot \cos 13,07^\circ} = 1484 \text{ N}$$

$$F_{N_{34}} = \sqrt{F_{t_3}^2 + F_{R_3}^2 + F_{A_3}^2} = \sqrt{1358^2 + 508^2 + 315^2} = 1484 \text{ N}$$

### Kontrolní výpočet

Kontrola se provádí obdobně jako u kuželových kol

$$F_t = \frac{2000 \cdot M_2}{d_3} = \frac{2000 \cdot 110,84}{163,23} = 1358 \text{ N}$$

### Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Dle příručky [22]:  $Z_E = 190$

$$Z_H = 2,37$$

$$Z_{\epsilon_v} = 0,74$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,95$$

$$K_A = 1,25 \quad \text{S malou nerovnoměrností}$$

$$K_{H\beta} = 1,3$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$Z_R = 1 \quad \text{Pro broušené boky zubů.}$$

$$S_{Hlim} = 1,3$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,37 \cdot 0,74 \cdot \sqrt{\frac{1358}{50 \cdot 163,23} \cdot \frac{1,25 + 1}{1,25}} = 182 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1160 \cdot 1}{1,3} = 892,31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 182 \cdot \sqrt{1,95} = 254 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \text{ Vyhovuje}$$

### **Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení**

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 \text{ MPa}$$

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_t}} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_{AS} \cdot K_H} = 182 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,95} = 359 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \text{ Vyhovuje}$$

### **Kontrola z hlediska únavy v ohybu**

$$\text{Dle příručky [22]: } K_F = K_H = 1,95$$

$$Y_\beta = 0,84$$

$$\epsilon_\alpha = 1,79$$

$$Y_{\epsilon\alpha} = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = 0,56$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{FS3} = 4,3$$

$$Y_{FS4} = 4,29$$

$$\sigma_{F3} = \frac{1358}{50 \cdot 3} \cdot 1,95 \cdot 4,3 \cdot 0,84 \cdot 0,56 = 35,71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{1358}{50 \cdot 3} \cdot 1,95 \cdot 4,29 \cdot 0,84 \cdot 0,56 = 35,63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP3} = \frac{528}{1,4} = 377 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{390}{1,4} = 279 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3} \leq \sigma_{FP3}; \sigma_{F4} \leq \sigma_{FP4} \text{ Vyhovuje}$$

### **Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:**

$$\sigma_{FPmax3} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb3} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 528 = 1056 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax4} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb4} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 390 = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax3} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_{tm}}{F_{tm}} = \sigma_{F3} \cdot K_{AS} = 35,71 \cdot 2 = 71,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F_{\max 4}} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_{tm}}{F_{tm}} = \sigma_{F4} \cdot K_{AS} = 35,63 \cdot 2 = 71,26 \text{ MPa}$$

$\sigma_{F_{\max 3}} \leq \sigma_{FP_{\max 3}}$ ;  $\sigma_{F_{\max 4}} \leq \sigma_{FP_{\max 4}}$  Vyhovuje

Navržené čelní spojení splňuje pevnostní podmínky

#### 4.5.7. Výpočet reverzačního soukolí

Z důvodu požadované rezervace je mezi předlohovými a výstupními hřídeli umístěno vložené kolo, jež po sepnutí spojky umožňuje změnu smyslu otáčení oproti předešlému soukolí. Jelikož se jedná taktéž o ozubení s šikmými zuby, je postup výpočtu totožný.

#### Materiál ozubených kol

Konstrukční ocel ušlechtilá – povrchově kalená po boku, broušená

Tabulka 3 – Materiálové vlastnosti čelního reverzačního soukolí [21]

	Kolo 5	Kolo 6	Kolo 7
Materiál	16 220.4	14 220.4	14 220.4
$\sigma_{Hlim}$ [MPa]	1270	1270	1270
$\sigma_{Flim}$ [MPa]	700	700	700
$R_e$ [MPa]	635	588	588
$R_m$ [MPa]	880	785	785
VHV	650-720	650-720	650-720

Tabulka 4 – Volené parametry reverzačního soukolí

Počet zubů	$z_5$	27
Úhel sklonu	$\beta_m$ [°]	15
Převodový poměr 56	$i_1$ [-]	1,087
Převodový poměr 67	$i_2$ [-]	1,15
Šířka zubů	$b_w$ [mm]	30

Tabulka 5 – Koeficienty reverzačního soukolí [22]

$K_A [-]$	1,25	$Z_H$	2,41	$K_F [-]$	1,75
$K_{H\beta} [-]$	1,25	$Z_{\epsilon_V}$	0,7	$Z_E$	190
$b_{WH}/d_m [-]$ ]	0,9	$K_{H\alpha}$ * $K_{HV} [-]$	1,2	$\epsilon_\alpha [-]$	1,98
$f_H [-]$	690	$Z_R [-]$	1	$Y_{\epsilon_V} [-]$	0,505
$K_H [-]$	1,56	$S_{Hlim} [-]$	1,3	$S_{Fmin} [-]$	1,4
$f_F [-]$	18	$K_{AS}$	2	$Y_{FS5} [-]$	4,38
$b_{WF}/d_m [-]$ ]	14	$Y_\beta [-]$	0,88	$Y_{FS6} [-]$	4,34

Tabulka 6 – Výpočty kol reverzace

Název	Značka	Kolo 5	Kolo 6	Kolo 7
Počet zubů	$z$	27	29	33
Normálový modul [mm]	$n_m$	3		
Tečný modul [mm]	$n_t$	2,5		
Průměr roztečné kružnice [mm]	$d$	83,86	90,07	102,49
Výška hlavy zubu [mm]	$h_a$	3		
Výška paty zubu [mm]	$h_f$	3,75		
Průměr hlavové kružnice [mm]	$d_a$	89,86	96,07	108,49
Průměr patní kružnice [mm]	$d_f$	76,36	82,57	94,99
Průměr základní kružnice [mm]	$d_b$	78,8	84,64	96,31
Čelní rozteč [mm]	$p_t$	7,85		
Základní rozteč [mm]	$p_{tb}$	7,38		

Tabulka 7 – Výpočty soukolí reverzace

Název	Značka	Soukolí 56	Soukolí 67
Osová vzdálenost	$a$ [mm]	86,96	96,28
Záběr profilu	$\epsilon_\alpha [-]$	1,98	2,001
Záběr kroku	$\epsilon_\beta [-]$	1,02	1,02
Záběr zubu	$\epsilon [-]$	3	3

Tabulka 8 – Silové poměry reverzačního soukolí

Tečná síla [N]	$F_t$	2644
Radiální síla [N]	$F_R$	996
Axiální síla [N]	$F_A$	709
Normálová síla [N]	$F_N$	2913

Tabulka 9 – Kontrolní výpočet reverzačního soukolí

<b>Únava v dotyku</b>		
Napětí při ideálním zatížení [MPa]	$\sigma_{HO}$	324
Přípustné napětí [MPa]	$\sigma_{HP}$	977
Napětí [MPa]	$\sigma_H$	444
$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ Vyhovuje		
<b>Dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení</b>		
Přípustné napětí v dotyku [MPa]	$\sigma_{HPmax}$	2600
Největší napětí v dotyku [MPa]	$\sigma_{Hmax}$	627
$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$ Vyhovuje		
<b>Únava v ohybu</b>		
Napětí v ohybu [MPa]	$\sigma_{F5}$	54,29
Přípustné napětí [MPa]	$\sigma_{FP5}$	500
$\sigma_{F5} \leq \sigma_{FP5}$ Vyhovuje		
Napětí v ohybu [MPa]	$\sigma_{F6}$	53,79
Přípustné napětí [MPa]	$\sigma_{FP6}$	500
$\sigma_{F6} \leq \sigma_{FP6}$ Vyhovuje		
<b>Ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení</b>		
Přípustné napětí v ohybu [MPa]	$\sigma_{FPmax5}$	1400
Největší napětí na patě zubu [MPa]	$\sigma_{Fmax5}$	109
$\sigma_{Fmax5} \leq \sigma_{FPmax5}$ Vyhovuje		
Přípustné napětí v ohybu [MPa]	$\sigma_{FPmax6}$	1400
Největší napětí na patě zubu [MPa]	$\sigma_{Fmax6}$	108
$\sigma_{Fmax6} \leq \sigma_{FPmax6}$ Vyhovuje		

#### 4.5.8. Výpočet řetězového převodu

Volený počet zubů  $z_8 = 25$

Předběžná volba osové vzdálenosti  $a = 500$  mm

#### Výpočet základních parametrů

$$i_f = \frac{z_9}{z_8} \rightarrow z_9 = i_f \cdot z_8 = 1,2444 \cdot 25 = 31,11 = 32 \text{ zubů}$$

$$P_D = \frac{P}{\kappa \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{13000}{0,92 \cdot 1 \cdot 1} = 14130 \text{ W}$$

#### Volba řetězu [21] [23]

$Y = 2$  Součinitel rázu

$y = 0,73$  Korekční součinitel rázu

$\mu = 1$  Součinitel mazání

$\varphi = 1$  Součinitel provedení

$\kappa_1 = 1,26$  Součinitel výkonu

$\kappa = y \cdot \kappa_1 = 0,73 \cdot 1,26 = 0,92$

Z diagramu zvolen dvouřadý válečkový řetěz 16B - 2

parametry řetězu:

$$\begin{aligned} p &= 25,4 \text{ mm} \\ b_{1\min} &= 17,02 \text{ mm} \\ d_1 &= 15,88 \text{ mm} \\ d_2 &= 8,28 \text{ mm} \\ m &= 5,5 \text{ kg/m} \\ F_{pt} &= 124 \text{ kN} \\ p_m &= 15,6 \text{ MPa} \\ S &= 421 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

#### Výpočet počtu článků

$$j = \frac{z_8 + z_9}{2} + \left( \frac{z_9 - z_8}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} + \frac{2a}{p} = \frac{32+25}{2} + \left( \frac{32-25}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{500} + \frac{1000}{25,4} = 67,93 \doteq 68 \text{ článků}$$

#### Osová vzdálenost po úpravě počtu článků

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \cdot \left( j - \frac{z_8 + z_9}{2} + \sqrt{\left( j - \frac{z_8 + z_9}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{z_9 - z_8}{\pi} \right)^2} \right) = \\ &= \frac{25,4}{4} \cdot \left( 68 - \frac{25+32}{2} + \sqrt{\left( 68 - \frac{25+32}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{32-25}{\pi} \right)^2} \right) = 500,85 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$a = 20 \cdot p \rightarrow \lambda_1 = 0,8$$

### Délka řetězu

$$L = j \cdot p = 68 \cdot 25,4 = 1727,2 \text{ mm}$$

### Výpočet roztečných průměrů

$$D_8 = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{\pi}{25}} = 202,66 \text{ mm}$$

$$D_9 = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{\pi}{32}} = 259,14 \text{ mm}$$

### Výpočet obvodové rychlosti

$$v = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,2027 \cdot \frac{896}{60} = 9,51 \text{ m/s}$$

### Výpočet obvodové síly

$$F = \frac{P}{v} = \frac{13000}{9,51} = 1367 \text{ N}$$

### Výpočet odstředivé síly

$$F_c = m \cdot v^2 = 5,5 \cdot 9,51^2 = 497 \text{ N}$$

### Kontrolní výpočet

#### Statická bezpečnost (proti přetržení)

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F + F_c} = \frac{124000}{1367 + 497} = 66 < 7 \quad \text{Vyhovuje}$$

#### Dynamická bezpečnost:

$$k_d = \frac{k_s}{Y} = \frac{66}{2} = 33 < 5 \quad \text{Vyhovuje}$$

#### Bezpečnost proti opotřebení:

$$p_p = \frac{F + F_c}{S} = \frac{1367 + 497}{421} = 4,43 \text{ MPa}$$

$$\lambda = \lambda_1 \cdot y = 0,8 \cdot 0,73 = 0,584$$

$$p_d = \lambda \cdot p_m = 0,584 \cdot 15,6 = 9,11 \text{ MPa}$$

$$p_d > p_p \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### 4.5.9. Výpočet čelního soukolí s přímými zuby

Z důvodu snížení otáček pastorku spoluzabírajícího s ozubenými hřebeny, je nutné použít přidružený převod čelními koly.

#### Materiál ozubených kol

Konstrukční ocel ušlechtilá– povrchově kalená po boku, broušená

Tabulka 10 – Materiálové vlastnosti čelního přidruženého soukolí [21]

	Pastorek	Kolo
Materiál	16 220.4	14 220.4
$\sigma_{Hlim}$ [MPa]	1270	1270
$\sigma_{Flim}$ [MPa]	700	700
$R_e$ [MPa]	635	588
$R_m$ [MPa]	880	785
VHV	650-720	650-720

### Volené parametry

Počet zubů pastorku:  $z_8 = 18$  zubů

Převodový poměr:  $i = 11$

### Počet zubu $z_8$ a $z_9$

$$i = \frac{z_9}{z_8} \rightarrow z_9 = i \cdot z_8 = 11 \cdot 18 = 198 \text{ zubů}$$

Tabulka 11 – Koefficienty přidruženého soukolí [22]

$K_A$ [-]	1,25	$Z_{\epsilon v}$	0,88	$\epsilon$ [-]	1,72
$K_{H\beta}$ [-]	1,56	$K_{H\alpha}$ * $K_{HV}$ [-]	1,2	$Y_{\epsilon v}$ [-]	0,58
$b_{WH}/m_n$ [-]	0,6	$Z_R$ [-]	1	$S_{Fmin}$ [-]	1,4
$f_H$ [-]	770	$S_{Hlim}$ [-]	1,3	$Y_{FS8}$ [-]	4,68
$K_H$ [-]	1,95	$K_{AS}$	2	$Y_{FS9}$ [-]	4,45
$b_{WF}/d_m$ [-]	0,6	$K_F$ [-]	2,13		
$Z_H$	2,5	$Z_E$	190		

### Minimální průměr pastorku

$$d_8 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k4}}{b_{WH} \cdot d_{m8} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} = 64,66 \text{ mm}$$

### Normálový modul:

$$m_n = \frac{d_8}{z_8} = 3,59 \text{ mm} \quad \text{Volen modul } m_n = 4 \text{ mm}$$



### Výpočty parametrů čelních kol přidruženého převodu

$$d_8 = m_n \cdot z_8 = 72 \text{ mm}$$

$$d_9 = m_n \cdot z_9 = 792 \text{ mm}$$

$$h_a = m_n = 4 \text{ mm}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 5 \text{ mm}$$

$$d_{a8} = d_8 + 2 \cdot h_a = 80 \text{ mm}$$

$$d_{a9} = d_9 + 2 \cdot h_a = 900 \text{ mm}$$

$$d_{f8} = d_8 - 2 \cdot h_f = 62 \text{ mm}$$

$$d_{f9} = d_9 - 2 \cdot h_f = 782 \text{ mm}$$

$$a_{89} = \frac{d_8 + d_9}{2} = 432 \text{ mm}$$

$$p_t = \pi \cdot m_n = 12,57 \text{ mm}$$

$$p_{tb} = \pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha = 11,81 \text{ mm}$$

$$\text{volím } b_w = 50 \text{ mm}$$

$$\overline{EF} = \overline{EC} + \overline{CF} = 20,32 \text{ mm}$$

$$\overline{EC} = \sqrt{r_{a9}^2 - r_{b9}^2} - r_9 \cdot \sin\alpha = 11,28 \text{ mm}$$

$$\overline{CF} = \sqrt{r_{a8}^2 - r_{b8}^2} - r_8 \cdot \sin\alpha = 9,04 \text{ mm}$$

$$\overline{EF} > p_{tb}$$

$$\varepsilon = \frac{\overline{EF}}{p_{tb}} = 1,72 \text{ mm}$$

### Silové poměry

$$F_{t8} = \frac{M_k}{r_8} = 4789,44 \text{ N}$$

$$F_{N8} = \frac{F_{t8}}{\cos\alpha} = 5096,82 \text{ N}$$

$$F_{R8} = F_{t8} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 1743,22 \text{ N}$$

## Kontrolní výpočet

Tabulka 12 – Kontrolní výpočet přidruženého převodu

Únava v dotyku		
Napětí při ideálním zatížení [MPa]	$\sigma_{HO}$	503,57
Přípustné napětí [MPa]	$\sigma_{HP}$	976,92
Napětí [MPa]	$\sigma_H$	770,32
$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ Vyhovuje		
Dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení		
Přípustné napětí v dotyku [MPa]	$\sigma_{HPmax}$	2600
Největší napětí v dotyku [MPa]	$\sigma_{Hmax}$	1089,4
$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$ Vyhovuje		
Únava v ohybu		
Napětí v ohybu [MPa]	$\sigma_{F8}$	152,47
Přípustné napětí [MPa]	$\sigma_{FP8}$	500
$\sigma_{F8} \leq \sigma_{FP8}$ Vyhovuje		
Napětí v ohybu [MPa]	$\sigma_{F9}$	144,99
Přípustné napětí [MPa]	$\sigma_{FP9}$	278,57
$\sigma_{F9} \leq \sigma_{FP9}$ Vyhovuje		
Ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení		
Přípustné napětí v ohybu [MPa]	$\sigma_{FPmax8}$	1400
Největší napětí na patě zubu [MPa]	$\sigma_{Fmax8}$	304,94
$\sigma_{Fmax8} \leq \sigma_{FPmax8}$ Vyhovuje		
Přípustné napětí v ohybu [MPa]	$\sigma_{FPmax9}$	780
Největší napětí na patě zubu [MPa]	$\sigma_{Fmax9}$	289,96
$\sigma_{Fmax9} \leq \sigma_{FPmax9}$ Vyhovuje		

### 4.5.10. Výpočet pastorku hřebenového převodu

$$M_{k6} = 1896,6 \text{ Nm}$$

$$b = 110 \text{ mm} \text{ Šířka pastorku}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$n_6 = 65,45 \text{ ot/min}$$

Je zvolen valivý průměr pastorku  $d = 54 \text{ mm}$

Počet zubů pastorku  $z_{10} = 18$

**Výpočty parametrů čelních kol přidruženého převodu**

$$m_n = \frac{d_{10}}{z_{10}} = 3 \text{ mm}$$

$$h_a = m_n = 3 \text{ mm}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 3,75 \text{ mm}$$

$$p_t = \pi \cdot m_n = 9,42 \text{ mm}$$

$$p_{tb} = \pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha = 8,86 \text{ mm}$$

**Tečná síla**

$$F_{t10} = \frac{2 \cdot M_{k6}}{d} = 70244 \text{ N}$$

**Radiální síla**

$$F_{r10} = F_{t10} \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 25566 \text{ N}$$

**Obvodová rychlost**

$$v = \pi \cdot d \cdot n = 0,185 \text{ m/s}$$

#### **4.5.11. Výpočet hřídelů, ložisek a per**

Hřídele jsou velmi důležitou součástí návrhu. Slouží k uložení ozubených kol. Ložiska zajišťují uložení hřídelů a pera jsou použita pro přenos kroutícího momentu z hřídele na kola.

##### **4.5.11.1. Vstupní hřídel**

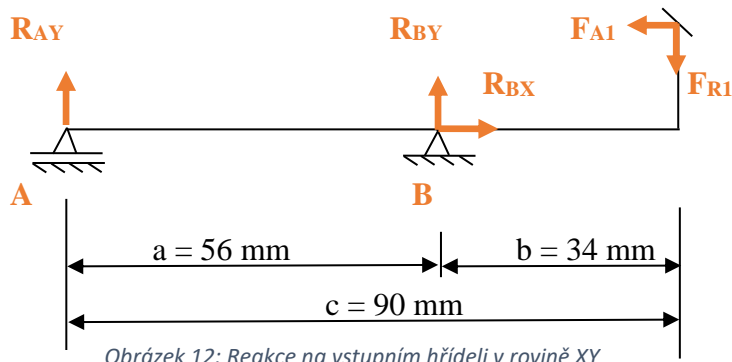
**Volba materiálu hřídele**

Ocel 11 500:  $R_m = 540 \text{ MPa}$ ;  $R_e = 245 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_{CO} = 105 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{kD} = 125 \text{ MPa}$ ;  $k_n = 2$

Vypočítané hodnoty:  $F_{R1} = 157,27 \text{ N}$ ;  $F_{A1} = 1\,107,71 \text{ N}$ ;  $F_{t1} = 2\,105 \text{ N}$ ;

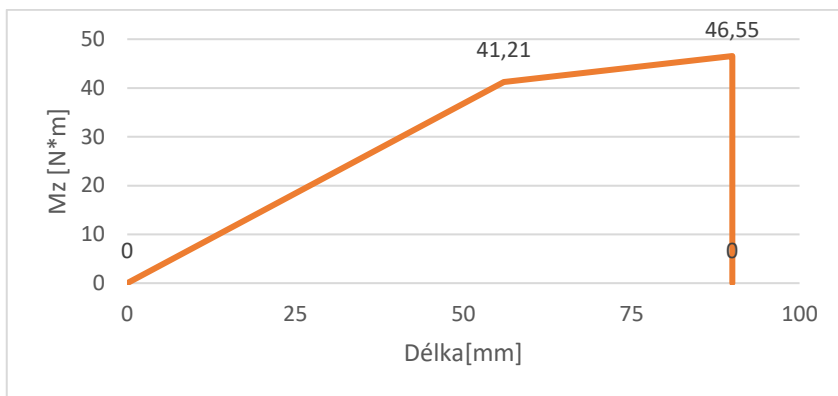
$$r_{m1} = 42,027 \text{ mm}$$

### Reakce v rovině XY:



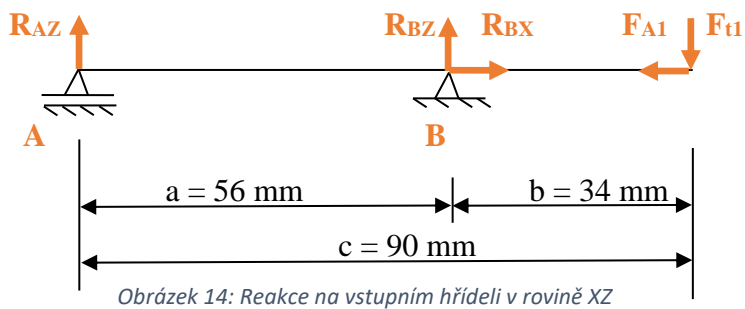
Obrázek 12: Reakce na vstupním hřídeli v rovině XY

### Průběh ohybového momentu v rovině XY:



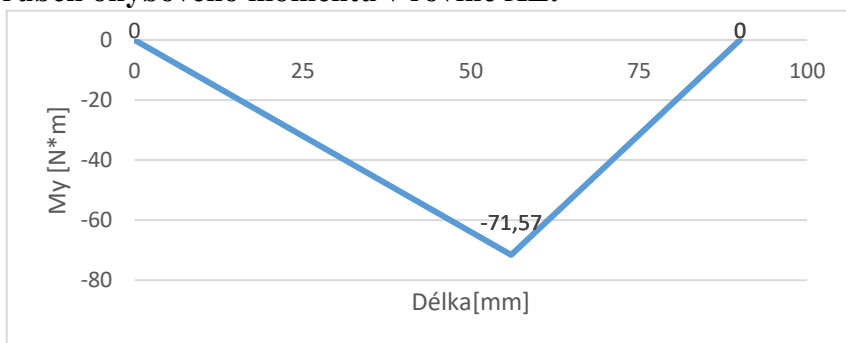
Obrázek 13: Ohybový moment na vstupním hřídeli v rovině XY

### Reakce v rovině XZ:



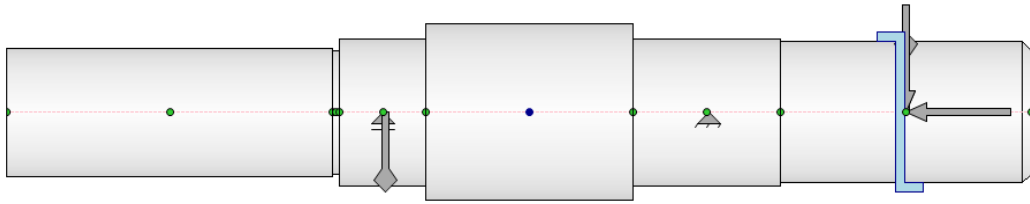
Obrázek 14: Reakce na vstupním hřídeli v rovině XZ

### Průběh ohybového momentu v rovině XZ:

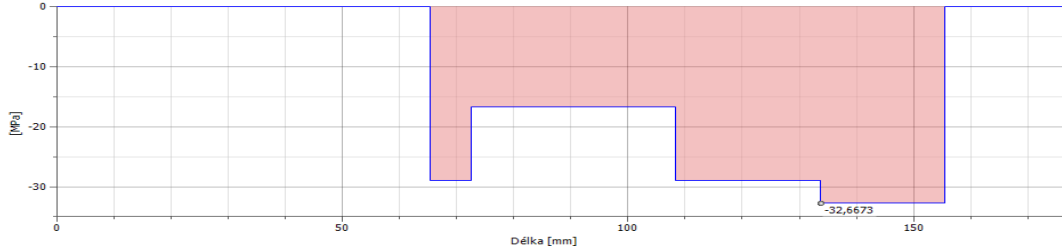


Obrázek 15: Ohybový moment na vstupním hřídeli v rovině XZ

### Průběh napětí od kroutícího momentu:



Obrázek 16. Vstupní hřídel



Obrázek 17: Napětí od kroutícího momentu na vstupním hřídeli

### Výpočet reakcí v rovině XY:

$$\rightarrow R_{BX} - F_{A1} = 0 \rightarrow R_{BX} = 1107,71 \text{ N}$$

$$\uparrow R_{AY} + R_{BY} - F_{R1} = 0$$

$$M \quad R_{BY} \cdot a - F_{R1} \cdot c + F_{A1} \cdot r_{m1} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{R1} \cdot c - F_{A1} \cdot r_{m1}}{a} = \frac{157,27 \cdot 90 - 1107,71 \cdot 42,027}{56} = -578,56 \text{ N}$$

$$R_{AY} = F_{R1} - R_{BY} = 157,27 - (-578,56) = 735,83 \text{ N}$$

### Výpočet reakcí v rovině XZ:

$$\uparrow R_{AZ} + R_{BZ} - F_{t1} = 0$$

$$M \quad F_{t1} \cdot c - R_{BZ} \cdot a = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{F_{t1} \cdot c}{a} = \frac{2105 \cdot 90}{56} = 3383,04 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = F_{t1} - R_{BZ} = 2105 - 3383,04 = -1278,04 \text{ N}$$

### Výpočet ohybového momentu:

#### Rovina XY

$$M_{z_1}(a) = R_{AY} \cdot a = 735,83 \cdot 0,056 = 41,21 \text{ Nm}$$

$$M_{z_2}(c) = R_{BY} \cdot (c - a) + R_{AY} \cdot c = -578,56 \cdot (0,09 - 0,056) + 735,83 \cdot 0,09 = 46,55 \text{ Nm}$$

#### Rovina XZ

$$M_{y_1}(a) = R_{AZ} \cdot a = -1278,04 \cdot 0,056 = -71,57 \text{ Nm}$$

$$M_{y_2}(c) = R_{BZ} \cdot (c - a) + R_{AZ} \cdot c = 3383 \cdot (0,09 - 0,056) + (-1278) \cdot 0,09 = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o_{\max}} = \sqrt{M_{z_1}(a)^2 + M_{y_1}(a)^2} = \sqrt{41,21^2 + 71,57^2} = 82,59 \text{ Nm}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{o_{max}}^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_{k_1})^2} = \sqrt{82,59^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 88,67)^2}$$

$$= 94,57 \text{ Nm}$$

### Návrh průměru hřídele

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{CO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 94570}{\pi \cdot 105}} = 20,93 \text{ mm}$$

Předběžně volen průměr hřídele  $d_1 = 24 \text{ mm}$

### Výpočet bezpečnosti vstupního hřídele

#### Bezpečnost hřídele v ohybu:

$$\sigma_O = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{o_{max}}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 82590}{\pi \cdot 24^3} = 60,85 \text{ MPa}$$

$$k_o = \frac{\sigma_{CO}}{\sigma_O} = \frac{105}{60,85} = 1,73$$

#### Bezpečnost hřídele v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 88670}{\pi \cdot 24^3} = 32,67 \text{ MPa}$$

$$k_k = \frac{\tau_{kD}}{\tau_k} = \frac{125}{32,67} = 3,83$$

#### Celková dynamická bezpečnost:

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_o^2} + \frac{1}{k_k^2}}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{1,73^2} + \frac{1}{3,83^2}}} = 1,57$$

#### Kontrola hřídele na kombinované statické namáhání:

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k_n} = \frac{245}{2} = 122,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{60,85^2 + 3 \cdot 32,67^2} = 83,09 \text{ MPa}$$

$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$  Splňuje podmínku.

Správnost všech vypočítaných hodnot byla ověřena v softwaru Autodesk Inventor

### Výpočet ložisek

#### Dané parametry

$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ ;  $L_{hD} = 8000 \text{ hod}$ ;  $R_{AY} = 735,83 \text{ N}$ ;  $R_{AZ} = 1\,278,04 \text{ N}$ ;

$R_{BX} = 1\,107,71 \text{ N}$ ;  $R_{BY} = 578,56 \text{ N}$ ;  $R_{BZ} = 3383,04 \text{ N}$ ;  $d_1 = 25 \text{ mm}$

### Síly působící na ložisko

$$F_A = R_{BX} = 1107,71 \text{ N}$$

$$F_{RA} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{735,83^2 + 1278,04^2} = 1474,73 \text{ N}$$

$$F_{RB} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{1107,71^2 + 3383,04^2} = 3559,77 \text{ N}$$

### Ložisko A

Předběžně voleno jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem ČSN 02 4645 – SKF 7205 BE

Rozměry [24]:  $D = 52 \text{ mm}$ ;  $B = 15 \text{ mm}$ ;  $C = 15\,600 \text{ N}$ ;  $C_o = 10\,200 \text{ N}$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{1107,71}{10200} = 0,109 \rightarrow e = 1,14$$

$$\frac{F_A}{F_{RA}} = \frac{1107,71}{1474,73} = 0,75$$

$$\frac{F_A}{F_{RA}} < e \dots F_A \text{ nemá vliv, } P = F_{RA} = 1474,73 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{15600}{1474,73}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1400} = 14\,092 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD}$$

### Ložisko B

Předběžně voleno dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem ČSN 02 4665 – SKF 3305 A

Rozměry [24]:  $D = 62 \text{ mm}$ ;  $B = 25,4 \text{ mm}$ ;  $C = 31\,200 \text{ N}$ ;  $C_o = 20\,800 \text{ N}$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{1107,71}{20800} = 0,05 \rightarrow e = 0,82$$

$$\frac{F_A}{F_{RB}} = \frac{1107,71}{3559,77} = 0,31$$

$$\frac{F_A}{F_{RB}} < e \dots F_A \text{ nemá vliv, } P = F_{RB} = 3559,77 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{31200}{3559,77}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1400} = 8\,015 \text{ hod} \quad L_h > L_{hD}$$

### Výpočet pera

Voleno pero 8 x 7 ČSN 02 2562

Materiál pera 11 600;  $p_D = 140 \text{ MPa}$

$$l_1 = \frac{2 \cdot M_{K_1}}{p_b \cdot d_1 \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 88670}{140 \cdot 24 \cdot 0,45 \cdot 7} = 16,76 \text{ mm}$$

$$l_1 < 1,2 \cdot d_1 = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ mm} \rightarrow \text{Vyhovuje} \rightarrow \text{voleno } l_1 = 25 \text{ mm}$$

### 4.5.11.2. Předlohový hřídel

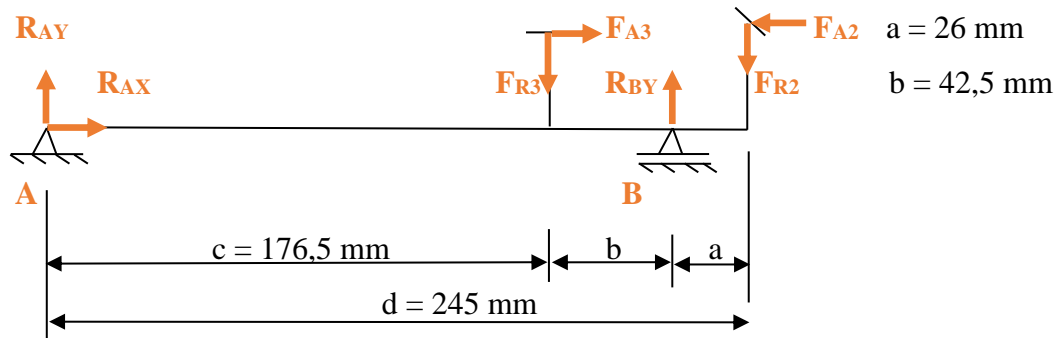
#### Přímý chod

Vypočítané hodnoty:  $F_{t_2} = 2\,105\text{ N}$ ;  $F_{R_2} = 1\,107,71\text{ N}$ ;  $F_{A_2} = 157,27\text{ N}$ ;

$r_{m_2} = 52,83\text{ mm}$ ;  $F_{t_3} = 1\,358\text{ N}$ ;  $F_{R_3} = 508\text{ N}$ ;  $F_{A_3} = 315\text{ N}$ ;

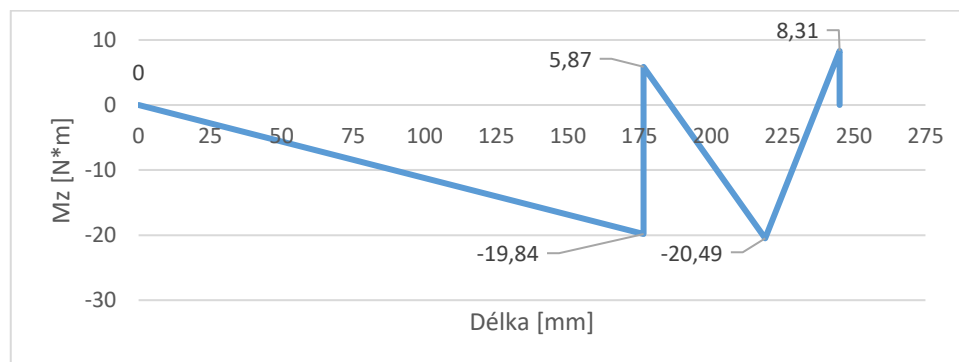
$r_{m_3} = 81,615\text{ mm}$

#### Reakce v rovině XY:



Obrázek 18: Reakce na předlohovém hřídeli pro přímý chod v rovině XY

#### Průběh ohybového momentu v rovině XY:



Obrázek 19: Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro přímý chod v rovině XY

#### Výpočet reakcí v rovině XY:

$$\rightarrow R_{AX} + F_{A_3} - F_{A_2} = 0 \rightarrow R_{AX} = F_{A_2} - F_{A_3} = 157,27 - 315 = -157,73\text{ N}$$

$$\uparrow R_{AY} - F_{R_3} + R_{BY} - F_{R_2} = 0$$

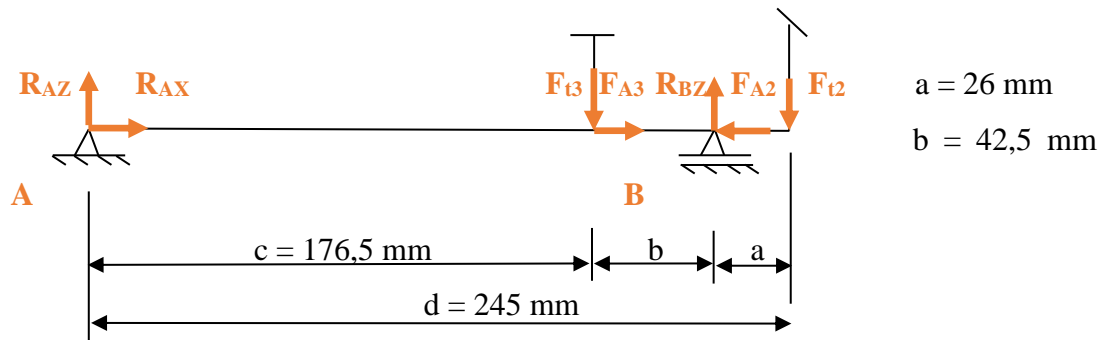
$$M - F_{R_3} \cdot c + R_{BY} \cdot (b+c) - F_{R_2} \cdot d + F_{A_2} \cdot r_{m_2} - F_{A_3} \cdot r_{m_3} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{R_3} \cdot c + F_{R_2} \cdot d - F_{A_2} \cdot r_{m_2} + F_{A_3} \cdot r_{m_3}}{b + c} = 1728,09\text{ N}$$

$$R_{AY} = F_{R_2} - R_{BY} + F_{R_3} = 1107,71 - 1728,09 + 508 = -112,38\text{ N}$$

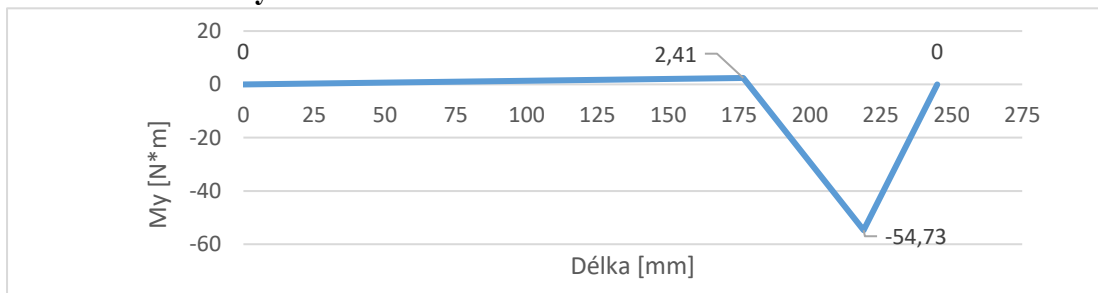


### Reakce v rovině XZ:



Obrázek 20: Reakce na předlohovém hřídeli pro přímý chod v rovině XZ

### Průběh ohybového momentu v rovině XZ:



Obrázek 21: Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro přímý chod v rovině XZ

### Výpočet reakcí v rovině XZ:

$$\rightarrow R_{AX} + F_{A3} - F_{A2} = 0 \rightarrow R_{AX} = F_{A2} - F_{A3} = 157,27 - 315 = -157,73 \text{ N}$$

$$\uparrow R_{AZ} - F_{t3} + R_{BZ} - F_{t2} = 0$$

$$M: -F_{t3} \cdot c + R_{BZ} \cdot (b + c) - F_{t2} \cdot d = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{F_{t3} \cdot c + F_{t2} \cdot d}{b + c} = \frac{1358 \cdot 176,5 + 2105 \cdot 245}{42,5 + 176,5} = 3449,37 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = F_{t3} - R_{BZ} + F_{t2} = 1358 - 3449,37 + 2105 = 13,63 \text{ N}$$

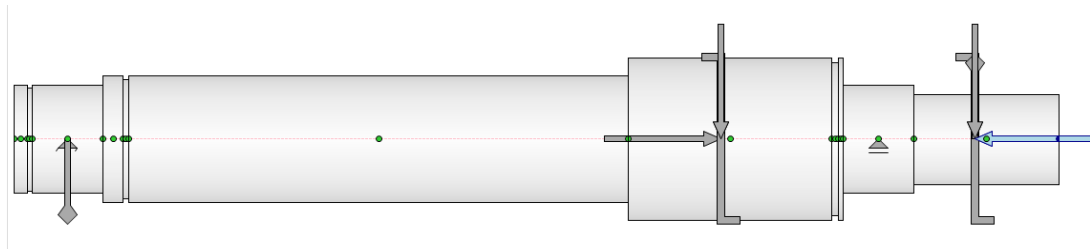
### Výpočet ohybového momentu:

Postup výpočtu je obdobný jako u předchozího hřídele.

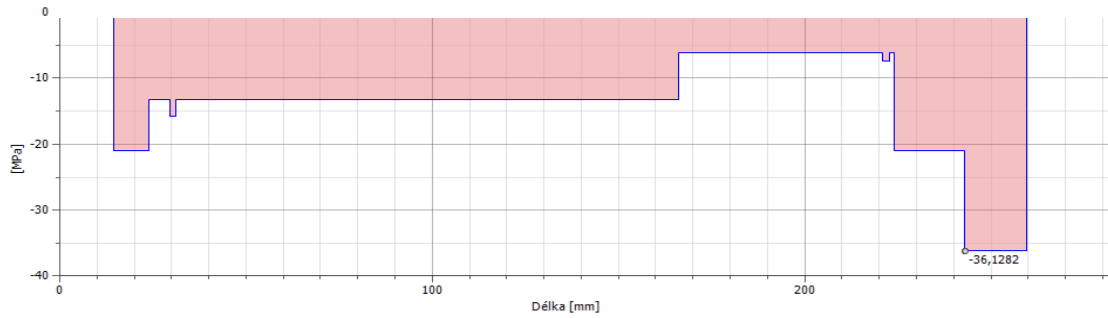
Tabulka 13 – Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro přímý chod

Rovina XY		Rovina XZ	
$M_{z_1}(0)$ [Nm]	0	$M_{y_1}(0)$ [Nm]	0
$M_{z_1}(c)$ [Nm]	-19,84	$M_{y_1}(c)$ [Nm]	2,41
$M_{z_2}(c)$ [Nm]	5,87	$M_{y_2}(c)$ [Nm]	2,41
$M_{z_2}(c + b)$ [Nm]	-20,49	$M_{y_2}(c + b)$ [Nm]	-54,73
$M_{z_3}(c + b)$ [Nm]	-20,49	$M_{y_3}(c + b)$ [Nm]	-54,73
$M_{z_3}(d)$ [Nm]	8,31	$M_{y_3}(d)$ [Nm]	0

## Průběh napětí od kroutícího momentu:



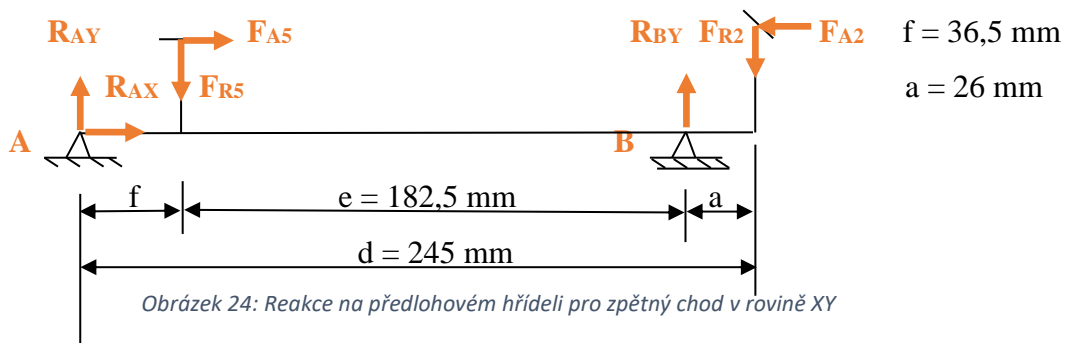
Obrázek 22: Předlohový hřídel



Obrázek 23: Napětí od kroutícího momentu na předlohovém hřídeli

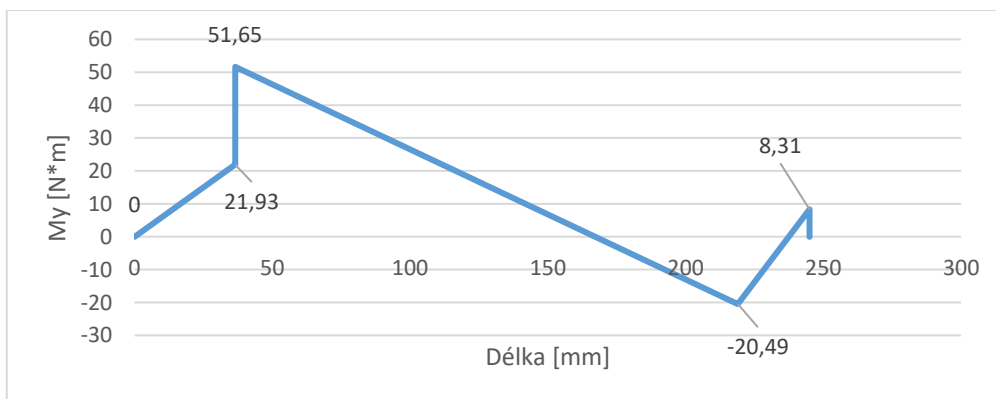
## Zpětný chod

### Reakce v rovině XY:



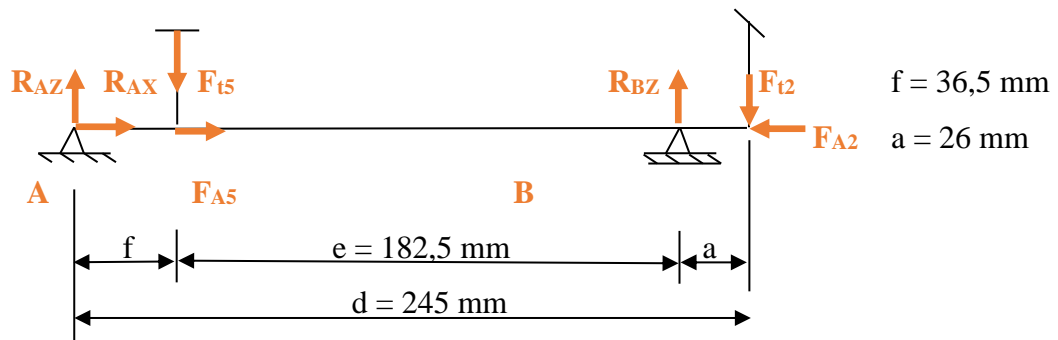
Obrázek 24: Reakce na předlohovém hřídeli pro zpětný chod v rovině XY

### Průběh ohybového momentu v rovině XY:



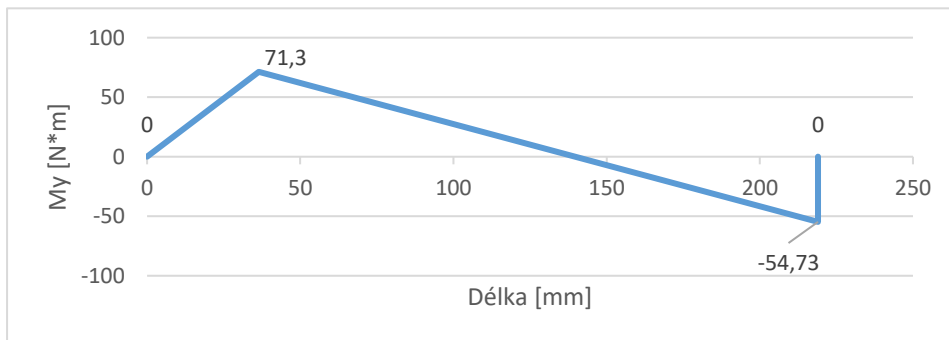
Obrázek 25: Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro zpětný chod v rovině XY

### Reakce v rovině XZ:



Obrázek 26: Reakce na předlohovém hřídeli pro zpětný chod v rovině XZ

### Průběh ohybového momentu v rovině XZ:



Obrázek 27: Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro zpětný chod v rovině XZ

### Výpočet reakcí v rovině XY:

$$\rightarrow R_{AX} + F_{A5} - F_{A2} = 0 \rightarrow R_{AX} = F_{A2} - F_{A5} = 157,27 - 709 = -551,73 \text{ N}$$

$$\uparrow R_{AY} - F_{R5} + R_{BY} - F_{R2} = 0$$

$$M - F_{R5} \cdot f + R_{BY} \cdot (e+f) - F_{R2} \cdot d + F_{A2} \cdot r_{m2} - F_{A5} \cdot r_{m5} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{R5} \cdot f + F_{R2} \cdot d - F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{A5} \cdot r_{m5}}{e + f} = 1503,03 \text{ N}$$

$$R_{AY} = F_{R2} - R_{BY} + F_{R5} = 1107,71 - 1503,03 + 996 = 600,68 \text{ N}$$

### Výpočet reakcí v rovině XZ:

$$\rightarrow R_{AX} + F_{A5} - F_{A2} = 0 \rightarrow R_{AX} = F_{A2} - F_{A5} = 157,27 - 709 = -551,73 \text{ N}$$

$$\uparrow R_{AZ} - F_{t5} + R_{BZ} - F_{t2} = 0$$

$$M: - F_{t5} \cdot f + R_{BZ} \cdot (e + f) - F_{t2} \cdot d = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{F_{t5} \cdot f + F_{t2} \cdot d}{e + f} = \frac{2644 \cdot 36,5 + 2105 \cdot 245}{182,5 + 36,5} = 2795,58 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = F_{t5} - R_{BZ} + F_{t2} = 2644 - 2795,58 + 2105 = 1953,43 \text{ N}$$

### Výpočet ohybového momentu:

Tabulka 14 – Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro zpětný chod

Rovina XY		Rovina XZ	
$M_{z_1}(0)$ [Nm]	0	$M_{y_1}(0)$ [Nm]	0
$M_{z_1}(f)$ [Nm]	21,93	$M_{y_1}(f)$ [Nm]	71,3
$M_{z_2}(f)$ [Nm]	51,65	$M_{y_2}(f)$ [Nm]	71,3
$M_{z_2}(e + f)$ [Nm]	-20,49	$M_{y_2}(f + e)$ [Nm]	-54,73
$M_{z_3}(e + f)$ [Nm]	-20,49	$M_{y_3}(f + e)$ [Nm]	-54,73
$M_{z_3}(d)$ [Nm]	8,31	$M_{y_3}(d)$ [Nm]	0

$$M_{o_{max}} = \sqrt{M_{z_2}(f)^2 + M_{y_2}(f)^2} = \sqrt{51,65^2 + 71,3^2} = 88,04 \text{ Nm}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{o_{max}}^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_{k_2})^2} = \sqrt{88,04^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 110,84)^2} \\ = 105,21 \text{ Nm}$$

### Návrh průměru hřídele

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{CO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 105210}{\pi \cdot 105}} = 21,69 \text{ mm}$$

Předběžně volen průměr hřídele  $d_2 = 25 \text{ mm}$

### Výpočet bezpečnosti hřídele

Postup i vztahy výpočtu jsou totožné se vstupní hřídelí

Tabulka 15 – Bezpečnost předlohového hřídele

Bezpečnost hřídele v ohybu:	
$\sigma_O$ [MPa]	57,4
$k_o$ [-]	1,83
Bezpečnost hřídele v krutu	
$\tau_k$ [MPa]	36,13
$k_k$ [-]	3,5
Celková dynamická bezpečnost	
$k_d$ [-]	1,61

### Kontrola hřídele na kombinované statické namáhání:

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k_n} = \frac{245}{2} = 122,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{57,4^2 + 3 \cdot 36,13^2} = 84,91 \text{ MPa}$$

$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$  ....Splňuje podmínku.

### Výpočet ložisek

#### Ložisko C

Předběžně voleno jednořadé kuličkové ložisko s kosouhlým stykem ČSN 02 4645 – SKF 7306 BE

Rozměry [24]:  $D = 72 \text{ mm}$ ;  $B = 19 \text{ mm}$ ;  $C = 34\,500 \text{ N}$ ;  $C_0 = 21\,200 \text{ N}$ ;  $\alpha = 40^\circ$

#### Přímý chod

$$F_A = R_{BX} = 0 \text{ N}$$

$$F_{RC} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{1728,09^2 + 3449,37^2} = 3858,04 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{0}{21200} = 0 \rightarrow e = 1,14$$

$$\frac{F_A}{F_{RC}} = \frac{0}{3858,04} = 0$$

$$\frac{F_A}{F_{RC}} < e \dots F_A \text{ nemá vliv, } P_P = F_{RC} = 3858,04 \text{ N}$$

#### Zpětný chod : $F_A = R_{BX} = 0 \text{ N}$

$$F_{RC} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{1503,03^2 + 2795,58^2} = 3174,01 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{0}{21200} = 0 \rightarrow e = 1,14$$

$$\frac{F_A}{F_{RC}} = \frac{0}{3174,01} = 0$$

$$\frac{F_A}{F_{RC}} < e \dots F_A \text{ nemá vliv, } P_Z = F_{RC} = 3174,01 \text{ N}$$

Provozní poměry ložisek pro přímý chod : zpětný chod jsou 1 : 1

$$P = 3\sqrt{0,5 \cdot P_P^3 + 0,5 \cdot P_Z^3} = 3\sqrt{0,5 \cdot 3858,04^3 + 0,5 \cdot 3174,01^3} = 3548,98 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{34500}{3548,98}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1120} = 13670 \text{ hod}$$

$L_h > L_{hD}$

## Ložisko D

Předběžně voleno jednořadé kuličkové ložisko s kosouhlým stykem ČSN 02 4645 – SKF 7306 BE

Rozměry [24]:  $D = 72$  mm;  $B = 19$  mm;  $C = 34\,500$  N;  $C_o = 21\,200$  N;  $X = 0,35$ ;

$$Y = 0,57$$

### Přímý chod

$$F_A = R_{AX} = 157,73 \text{ N}$$

$$F_{RD} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{112,38^2 + 13,63^2} = 113,2 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{157,73}{21200} = 0,01 \rightarrow e = 1,14$$

$$\frac{F_A}{F_{RD}} = \frac{157,73}{113,2} = 1,39$$

$$\frac{F_A}{F_{RD}} > e \dots F_A \text{ má vliv, } P_P = X \cdot F_{RD} + Y \cdot F_A = 129,53 \text{ N}$$

### Zpětný chod

$$F_A = R_{AX} = 551,73 \text{ N}$$

$$F_{RD} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{600,68^2 + 1953,43^2} = 2043,7 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{551,73}{21200} = 0,026 \rightarrow e = 1,14$$

$$\frac{F_A}{F_{RD}} = \frac{551,73}{2043,7} = 0,27$$

$$\frac{F_A}{F_{RD}} < e \dots F_A \text{ nemá vliv, } P_Z = F_{RD} = 2043,7 \text{ N}$$

$$P = 3 \sqrt{0,5 \cdot P_P^3 + 0,5 \cdot P_Z^3} = 3 \sqrt{0,5 \cdot 129,53^3 + 0,5 \cdot 2043,7^3} = 1622,22 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{34500}{1622,22}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1120} = 143139 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD}$$

### Výpočet pera

Voleno pero 8 x 7 ČSN 02 2562

Materiál pera 11 600;  $p_D = 140$  MPa

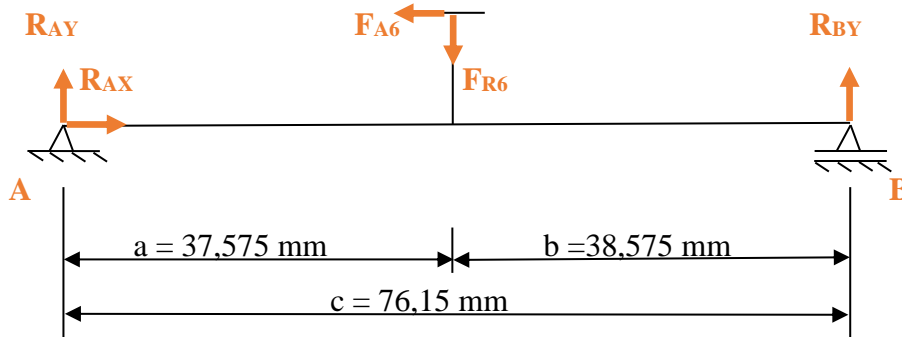
$$l_2 = \frac{2 \cdot M_{K_2}}{p_b \cdot d_2 \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 110840}{140 \cdot 25 \cdot 0,45 \cdot 7} = 19,46 \text{ mm}$$

$$l_2 < 1,2 \cdot d_2 = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ mm} \rightarrow \text{Vyhovuje} \rightarrow \text{voleno } l_2 = 20 \text{ mm}$$

### 4.5.11.3. Vložený hřídel

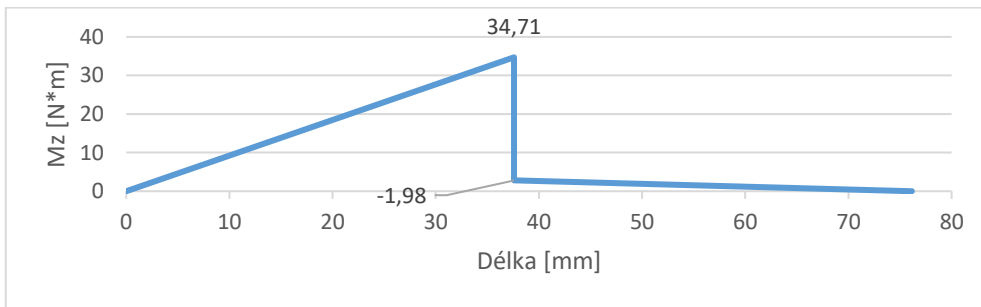
Vypočítané hodnoty:  $F_{t6} = 2\,644\text{ N}$ ;  $F_{R6} = 996\text{ N}$ ;  $F_{A6} = 709\text{ N}$ ;  $r_{m6} = 45,035\text{ mm}$

**Reakce v rovině XY:**



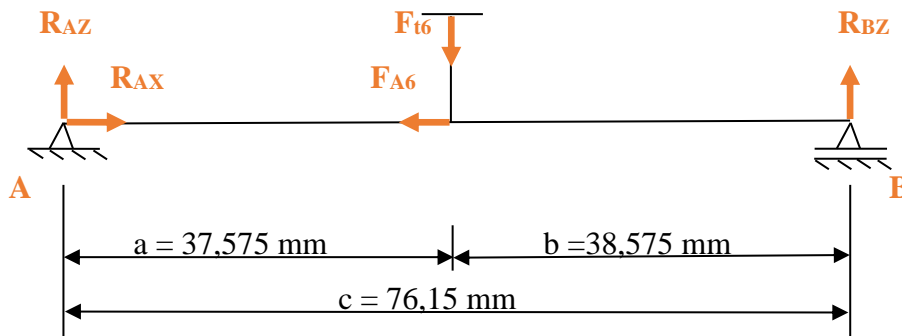
Obrázek 28: Reakce na vloženém hřídeli v rovině XY

**Průběh ohybového momentu v rovině XY:**



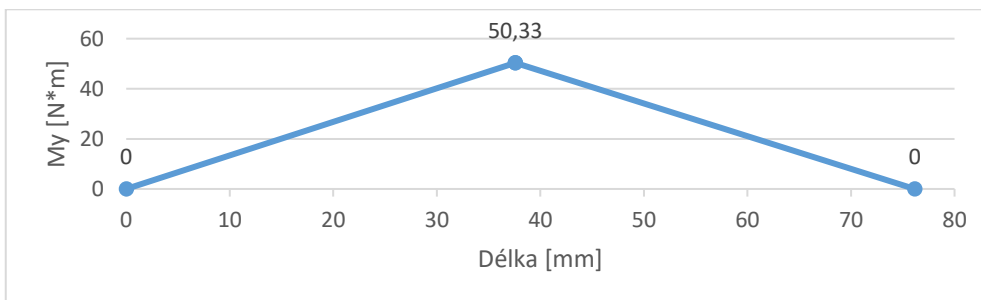
Obrázek 29: Ohybový moment na vloženém hřídeli v rovině XY

**Reakce v rovině XZ:**



Obrázek 30: Reakce na vloženém hřídeli v rovině XZ

**Průběh ohybového momentu v rovině XZ:**



Obrázek 31: Ohybový moment na vloženém hřídeli v rovině XZ

### Výpočet reakcí v rovině XY:

$$\rightarrow R_{AX} - F_{A6} = 0 \rightarrow R_{AX} = F_{A6} = 709 \text{ N}$$

$$\uparrow R_{AY} - F_{R6} + R_{BY} = 0$$

$$M - F_{R6} \cdot a + R_{BY} \cdot c + F_{A6} \cdot r_{m6} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{R6} \cdot a - F_{A6} \cdot r_{m6}}{c} = \frac{996 \cdot 37,575 - 706 \cdot 38,575}{76,15} = 72,16 \text{ N}$$

$$R_{AY} = F_{R6} - R_{BY} = 996 - 72,16 = 923,84 \text{ N}$$

### Výpočet reakcí v rovině XZ:

$$\uparrow R_{AZ} - F_{t6} + R_{BZ} = 0$$

$$M R_{BZ} \cdot c - F_{t6} \cdot a = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{F_{t6} \cdot a}{c} = \frac{2644 \cdot 37,575}{76,15} = 1304,64 \text{ N}$$

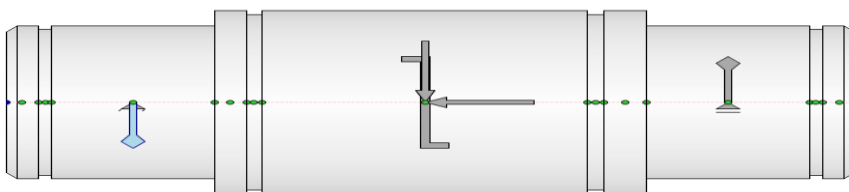
$$R_{AZ} = F_{t6} - R_{BZ} = 2644 - 1304,64 = 1339,36 \text{ N}$$

### Výpočet ohybového momentu:

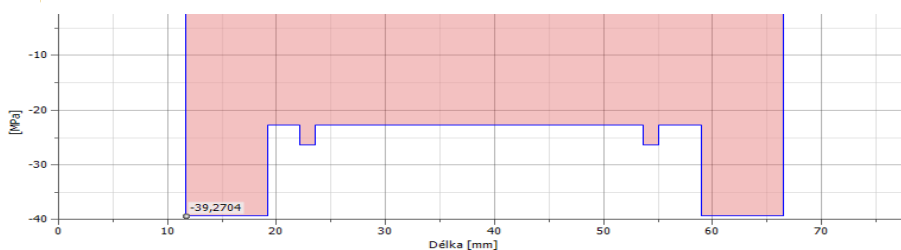
Tabulka 16 – Ohybový moment vloženého hřídele

Rovina XY		Rovina XZ	
$M_{z_1}(0)$ [Nm]	0	$M_{y_1}(0)$ [Nm]	0
$M_{z_1}(a)$ [Nm]	-34,71	$M_{y_1}(a)$ [Nm]	50,33
$M_{z_2}(a)$ [Nm]	1,98	$M_{y_2}(a)$ [Nm]	50,33
$M_{z_2}(c)$ [Nm]	0	$M_{y_2}(c)$ [Nm]	0

### Průběh napětí od kroucího momentu



Obrázek 32: Vložený hřídel



Obrázek 33: Napětí od kroucího momentu na vloženém hřídeli



$$M_{o_{\max}} = \sqrt{M_{z_1}(a)^2 + M_{y_1}(a)^2} = \sqrt{34,71^2 + 50,33^2} = 61,14 \text{ Nm}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{o_{\max}}^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_{k_3})^2} = 87,5 \text{ Nm}$$

### Návrh průměru hřídele

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{CO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 87,5}{\pi \cdot 105}} = 20,4 \text{ mm} - \text{Předběžně volen průměr hřídele } d_3 = 25 \text{ mm}$$

Tabulka 17 – Bezpečnost vloženého hřídele

<b>Bezpečnost hřídele v ohybu:</b>	
$\sigma_O$ [MPa]	39,86
$k_o$ [-]	2,63
<b>Bezpečnost hřídele v krutu</b>	
$\tau_k$ [MPa]	39,27
$k_k$ [-]	3,18
<b>Celková dynamická bezpečnost</b>	
$k_d$ [-]	2,03

### Kontrola hřídele na kombinované statické namáhání:

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k_n} = \frac{245}{2} = 122,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{39,86^2 + 3 \cdot 39,27^2} = 78,83 \text{ MPa}$$

$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$  Splňuje podmínku.

### Výpočet ložisek

#### Síly působící na ložisko

$$F_A = R_{AX} = 709 \text{ N}$$

$$F_{RE} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{72,16^2 + 1304,64^2} = 1306,63 \text{ N}$$

$$F_{RF} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{923,84^2 + 1339,36^2} = 1515,44 \text{ N}$$

#### Ložisko E

Předběžně voleno kuželíkové ložisko ČSN 02 4720 – SKF 32005

Rozměry[24]: D = 47 mm; B = 15 mm; C = 22 800 N; C<sub>o</sub> = 18 300 N; X = 0,4; Y = 2,1

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{709}{18300} = 0,04 \rightarrow e = 0,28$$

$$\frac{F_A}{F_{RE}} = \frac{709}{1306,63} = 0,54$$

$$\frac{F_A}{F_{RE}} > e \dots F_A \text{ má vliv, } P = 0,4 \cdot F_{RE} + Y \cdot F_A = 2\,011,55 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{22800}{2011,55}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1030,36} = 23554 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD}$$

### Ložisko F

Předběžně voleno kuželíkové ložisko ČSN 02 4720 – SKF 32005

Rozměry[24]: D = 47 mm; B = 15 mm; C = 22 800 N; C<sub>0</sub> = 18 300 N; X = 0,4; Y = 2,1

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{709}{18300} = 0,04 \rightarrow e = 0,28$$

$$\frac{F_A}{F_{RF}} = \frac{709}{1515,44} = 0,47$$

$$\frac{F_A}{F_{RF}} > e \dots F_A \text{ má vliv, } P = 0,4 \cdot F_{RF} + Y \cdot F_A = 2\,095,08 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{22800}{2095,08}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1030,36} = 20847 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD}$$

### Výpočet pera

Voleno pero 8 x 7 ČSN 02 2562

Materiál pera 11 600; p<sub>D</sub> = 140 MPa

$$l_3 = \frac{2 \cdot M_3}{p_b \cdot d_3 \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 120480}{140 \cdot 25 \cdot 0,45 \cdot 7} = 21,86 \text{ mm}$$

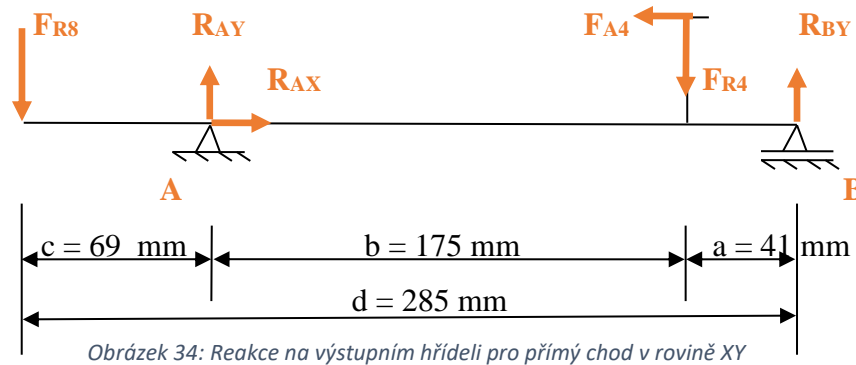
$$l_3 < 1,2 \cdot d_2 = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ mm} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

voleno l<sub>2</sub> = 25 mm

#### 4.5.11.4. Výstupní hřídel

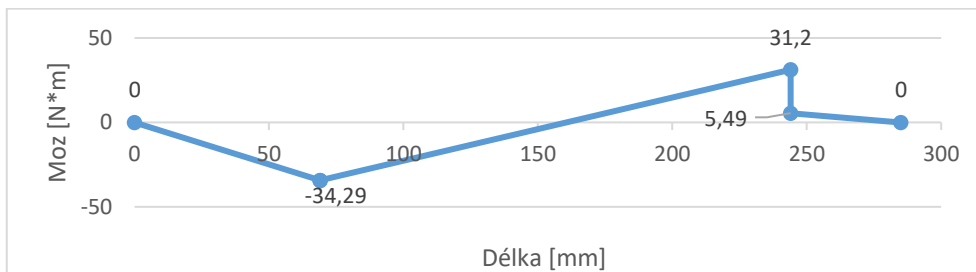
##### Přímý chod

Reakce v rovině XY:



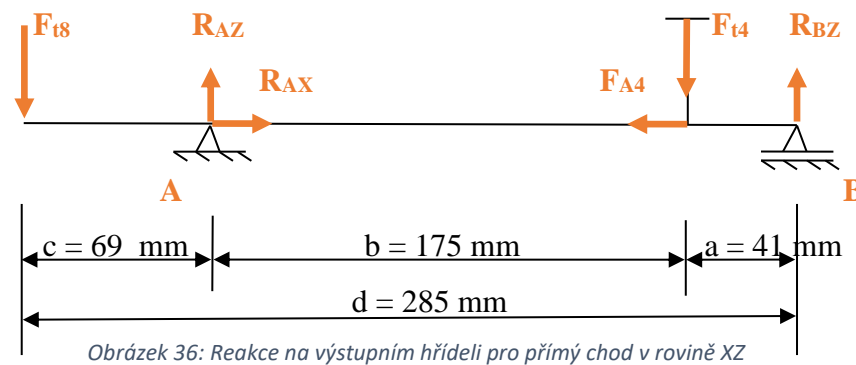
Obrázek 34: Reakce na výstupním hřídeli pro přímý chod v rovině XY

Průběh ohybového momentu v rovině XY:



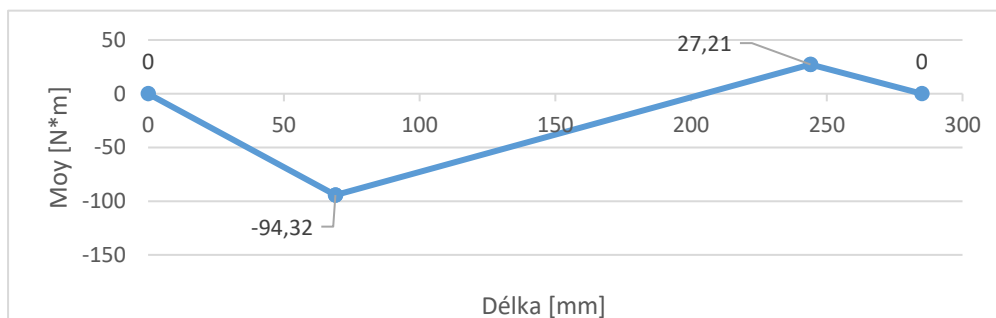
Obrázek 35: Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli pro přímý chod v rovině XY

Reakce v rovině XZ:



Obrázek 36: Reakce na výstupním hřídeli pro přímý chod v rovině XZ

Průběh ohybového momentu v rovině XZ:



Obrázek 37: Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli pro přímý chod v rovině XZ

**Výpočet reakcí v rovině XY:**

$$\rightarrow R_{AX} - F_{A4} = 0 \rightarrow R_{AX} = F_{A4} = 315 \text{ N}$$

$$\uparrow -F_{R8} + R_{AY} - F_{R4} + R_{BY} = 0$$

$$M \quad F_{R8} \cdot c - F_{R4} \cdot b + R_{BY} \cdot (a + b) + F_{A4} \cdot r_{m4} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{R4} \cdot b - F_{R8} \cdot c - F_{A4} \cdot r_{m4}}{a + b} = 133,79 \text{ N}$$

$$R_{AY} = F_{R8} + F_{R4} - R_{BY} = 871,21 \text{ N}$$

**Výpočet reakcí v rovině XZ:**

$$\uparrow R_{AZ} - F_{t4} + R_{BZ} - F_{t8} = 0$$

$$M \quad R_{BZ} \cdot (a + b) - F_{t4} \cdot b + F_{t8} \cdot c = 0$$

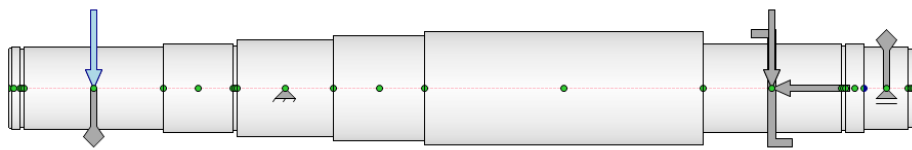
$$R_{BZ} = \frac{F_{t4} \cdot b - F_{t8} \cdot c}{a + b} = 663,55 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = F_{t4} - R_{BZ} + F_{t8} = 2061,45 \text{ N}$$

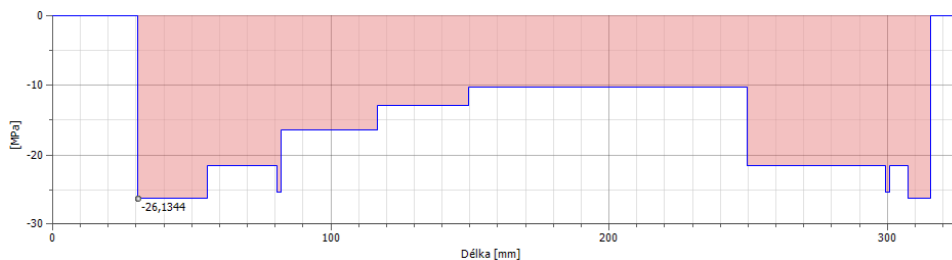
**Výpočet ohybového momentu:**

Tabulka 18 – Ohybový moment na výstupním hřídeli pro přímý chod

Rovina XY		Rovina XZ	
$M_{z_1}(0)$ [Nm]	0	$M_{y_1}(0)$ [Nm]	0
$M_{z_1}(c)$ [Nm]	-34,29	$M_{y_1}(c)$ [Nm]	94,32
$M_{z_2}(c)$ [Nm]	-34,29	$M_{y_2}(c)$ [Nm]	94,32
$M_{z_2}(c + b)$ [Nm]	31,2	$M_{y_2}(c + b)$ [Nm]	27,21
$M_{z_3}(c + b)$ [Nm]	5,49	$M_{y_3}(c + b)$ [Nm]	27,21
$M_{z_3}(d)$ [Nm]	0	$M_{y_3}(d)$ [Nm]	0

**Průběh napětí od kroučícího momentu:**

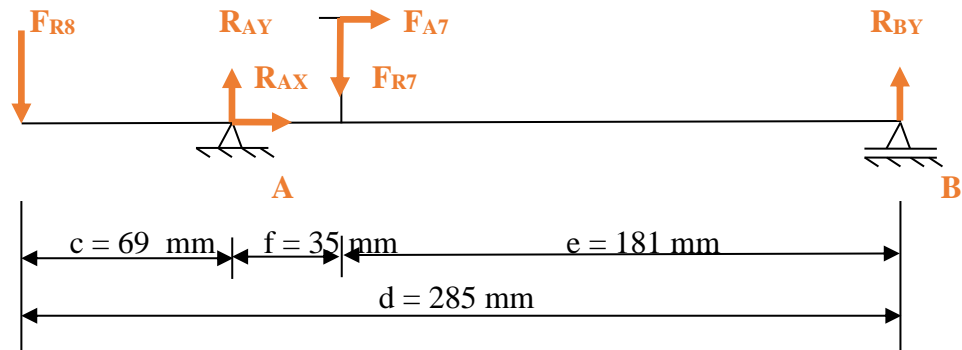
Obrázek 38: Výstupní hřídel



Obrázek 39: Napětí od kroučícího momentu na výstupním hřídeli

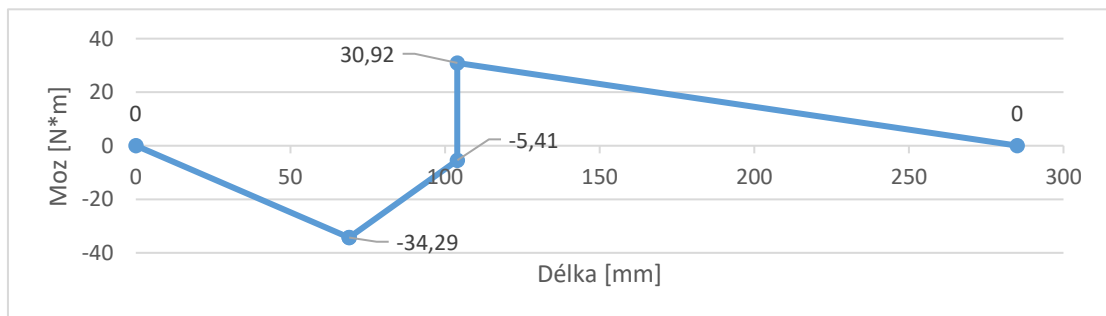
## Zpětný chod

Reakce v rovině XY:



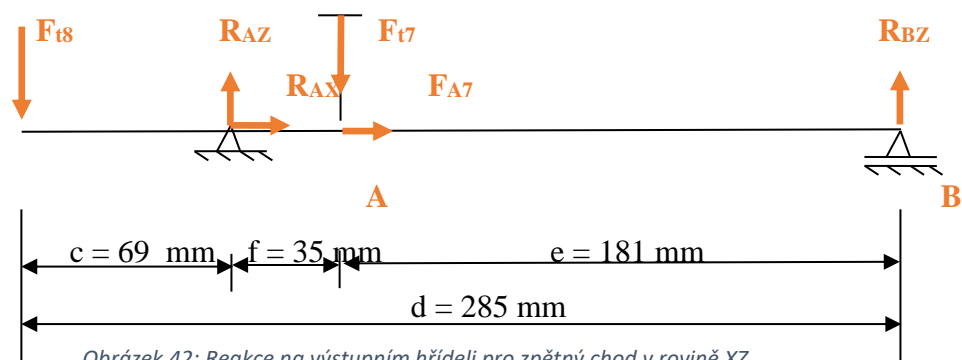
Obrázek 40: Reakce na výstupním hřídeli pro zpětný chod v rovině XY

Průběh ohybového momentu v rovině XY:



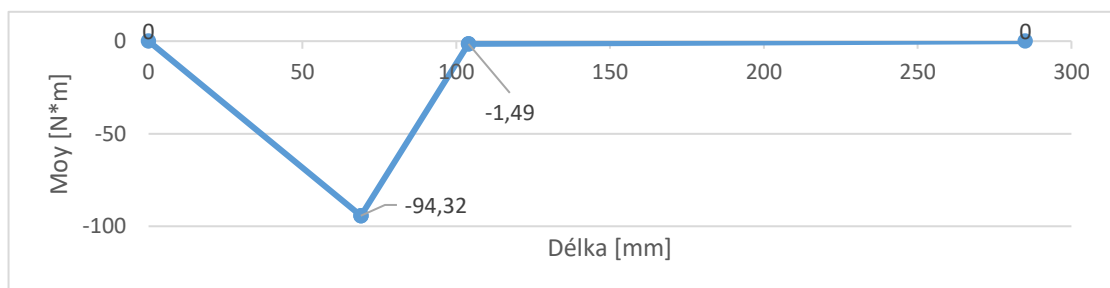
Obrázek 41: Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli pro zpětný chod v rovině XY

Reakce v rovině XZ:



Obrázek 42: Reakce na výstupním hřídeli pro zpětný chod v rovině XZ

Průběh ohybového momentu v rovině XZ:



Obrázek 43: Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli pro zpětný chod v rovině XZ

**Výpočet reakcí v rovině XY:**

$$\rightarrow R_{AX} + F_{A7} = 0 \rightarrow R_{AX} = -F_{A7} = -709 \text{ N}$$

$$\uparrow -F_{R8} + R_{AY} - F_{R7} + R_{BY} = 0$$

$$M \quad F_{R8} \cdot c - F_{R7} \cdot f + R_{BY} \cdot (f + e) - F_{A7} \cdot r_{m7} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{R7} \cdot f - F_{R8} \cdot c + F_{A7} \cdot r_{m7}}{f + e} = 170,83 \text{ N}$$

$$R_{AY} = F_{R8} + F_{R7} - R_{BY} = 1322,17 \text{ N}$$

**Výpočet reakcí v rovině XZ:**

$$\uparrow R_{AZ} - F_{t7} + R_{BZ} - F_{t8} = 0$$

$$M \quad R_{BZ} \cdot (f + e) - F_{t7} \cdot f + F_{t8} \cdot c = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{F_{t7} \cdot f - F_{t8} \cdot c}{f + e} = -8,25 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = F_{t7} - R_{BZ} + F_{t8} = 4019,26 \text{ N}$$

**Výpočet ohybového momentu:**

Tabulka 19 – Ohybový moment na výstupním hřídeli pro přímý chod

Rovina XY		Rovina XZ	
$M_{z_1}(0)$ [Nm]	0	$M_{y_1}(0)$ [Nm]	0
$M_{z_1}(c)$ [Nm]	-34,29	$M_{y_1}(c)$ [Nm]	-94,32
$M_{z_2}(c)$ [Nm]	-34,29	$M_{y_2}(c)$ [Nm]	-94,32
$M_{z_2}(c + f)$ [Nm]	-5,41	$M_{y_2}(f + c)$ [Nm]	-1,49
$M_{z_3}(c + f)$ [Nm]	30,92	$M_{y_3}(f + c)$ [Nm]	-1,49
$M_{z_3}(d)$ [Nm]	0	$M_{y_3}(d)$ [Nm]	0

$$M_{o_{\max}} = \sqrt{M_{z_2}(c)^2 + M_{y_2}(c)^2} = 100,36 \text{ Nm}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{o_{\max}}^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_{k_4})^2} = 123,51 \text{ Nm}$$

**Návrh průměru hřídele**

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{CO}}} = 22,88 \text{ mm}$$

Předběžně volen průměr hřídele  $d_4 = 30 \text{ mm}$

### Bezpečnost hřídele v ohybu:

Tabulka 20 – Bezpečnost výstupní hřídele

Bezpečnost hřídele v ohybu:	
$\sigma_O$ [MPa]	37,86
$k_o$ [-]	2,77
Bezpečnost hřídele v krutu	
$\tau_k$ [MPa]	26,13
$k_k$ [-]	4,78
Celková dynamická bezpečnost	
$k_d$ [-]	2,4

### Kontrola hřídele na kombinované statické namáhání:

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k_n} = \frac{245}{2} = 122,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3\tau_k^2} = 59,01 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO} \quad \text{Splňuje podmínku.}$$

### Výpočet ložisek G a H:

#### Ložisko G

Předběžně voleno jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem ČSN 024645 7206 - SKF 7206

Rozměry [24]:  $D = 62 \text{ mm}$ ;  $B = 16 \text{ mm}$ ;  $C = 23800 \text{ N}$ ;  $C_o = 15600 \text{ N}$ ;  $\alpha = 40^\circ$

#### Přímý chod

$$F_A = R_{BX} = 0 \text{ N}$$

$$F_{RG} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = 676,9 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{0}{15600} = 0$$

$$\frac{F_A}{F_{RG}} = \frac{0}{676,9} = 0$$

$$\frac{F_A}{F_{RG}} = 0 \dots F_A \text{ nemá vliv, } P_P = F_{RG} = 676,9 \text{ N}$$

#### Zpětný chod

$$F_A = R_{BX} = 0 \text{ N}$$

$$F_{RG} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = 171,03 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{0}{15600} = 0 \rightarrow e = 1,14$$

$$\frac{F_A}{F_{RG}} = \frac{0}{171,03} = 0$$

$$\frac{F_A}{F_{RG}} = 0 \dots F_A \text{ nemá vliv, } P_Z = F_{RG} = 171,03 \text{ N}$$

$$P = 3\sqrt{0,5 \cdot P_P^3 + 0,5 \cdot P_Z^3} = 540,13 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = 159136 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD}$$

### Ložisko H

Predběžně voleno dvouradé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem ČSN 02 4665 - 3307  
SKF

Rozměry [24]:  $D = 80 \text{ mm}$ ;  $d = 35 \text{ mm}$ ;  $B = 34,9 \text{ mm}$ ;  $C = 48\,800 \text{ N}$ ;  $C_o = 34\,000 \text{ N}$ ;  
 $\alpha = 32^\circ$ ;  $X = 0,63$ ;  $Y = 1,24$

### Přímý chod

$$F_A = R_{AX} = 315 \text{ N}$$

$$F_{RH} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = 2237,99 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{315}{34000} = 0,009 \rightarrow e = 0,86$$

$$\frac{F_A}{F_{RH}} = \frac{315}{2237,99} = 0,14$$

$$\frac{F_A}{F_{RH}} > e \dots F_A \text{ má vliv, } P_P = X \cdot F_{RH} + Y \cdot F_A = 1800,53 \text{ N}$$

### Zpětný chod

$$F_A = R_{AX} = 709 \text{ N}$$

$$F_{RH} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = 4231,14 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{709}{34000} = 0,02 \rightarrow e = 0,86$$

$$\frac{F_A}{F_{RH}} = \frac{709}{4231,14} = 0,17$$

$$\frac{F_A}{F_{RH}} > e \dots F_A \text{ má vliv, } P_Z = X \cdot F_{RH} + Y \cdot F_A = 0,17 \text{ N}$$



$$P = 3\sqrt{0,5 \cdot P_P^3 + 0,5 \cdot P_Z^3} = 2931,39 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = 85818,65 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD}$$

### Výpočet pera

Voleno pero 10 x 8 ČSN 02 2562

Materiál pera 11 600;  $p_D = 140 \text{ MPa}$

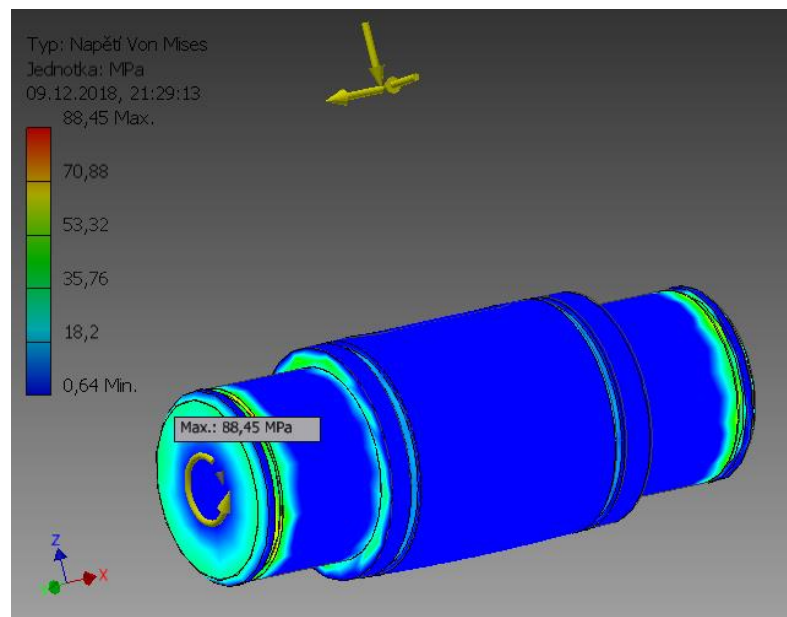
$$l_4 = \frac{2 \cdot M_4}{p_b \cdot d_3 \cdot 0,45 \cdot h} = 15,71 \text{ mm}$$

$$l_4 < 1,2 \cdot d_4 = 1,2 \cdot 35 = 42 \text{ mm} \rightarrow \text{Vyhoje} \rightarrow \text{voleno } l_4 = 25 \text{ mm}$$

## 4.6. Pevnostní kontrola

Mezi numerickými metodami má v současnosti dominantní postavení metoda konečných prvků – FEM (finite element method). Pro její vznik je zapotřebí počítač s dostatečným hardwarovým vybavením, který je spolu s časovými nároky na výpočet složitých součástí jediným omezením.

Analyzovat celý model převodovky je velmi náročné, proto byl pro kontrolu zvolen pouze hřídel vloženého kola. Pro vytvoření analýzy byl zvolen program Autodesk Inventor, ale existuje řada programů umožňujících tuto kontrolu.



Obrázek 44: MKP analýza: Napětí Von Mises

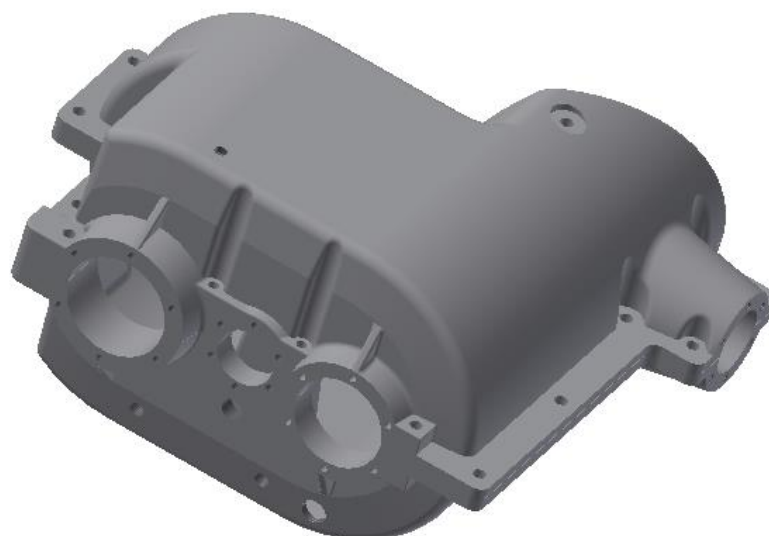
Je třeba definovat materiálové vlastnosti a okrajové podmínky v místech uložení hřídele do ložisek. Dále je nutné hřídel zatížit momenty a silami, které na ni působí od reverzačního kola. Z výsledku analýzy je patrné, že průměr hřídele je velmi důležitý a největší napětí je v místě drážky pro pojistný kroužek.

#### 4.7. Návrh skříně

Převodová skříň je rozdělena na dvě části, které jsou spojené šrouby M10 ČSN 02 1143. Po zakrytí ložisek a vymezení hřídelů je skříň opatřena několika víčky, připevněnými ke skříní vždy šesti šrouby M6 ISO 4017. Skříň je vyrobena technologií odlévání, proto je při jejím návrhu nezbytné dbát na zkosení a zaoblení hran i stěn a dodržovat vhodnou tloušťku. Důležitá je i správnost návrhu tvaru z důvodu tvorby formy pro odlití částí skříně. Vhodným materiálem je litina s lupínkovým grafitem ČSN 42 2420, mající vysokou pevnost v tlaku. Dosedací a funkční plochy jsou po odlití obrobena.

K mazání kol i ložisek je využito oleje, kterým je skříň naplněna. Kontrolu jeho hladiny lze provádět prostřednictvím olejovzdušného měřáku. Nejnižší bod dna spodní části skříně je v místě, kde je vypouštěcí šroub, kterým se při výměně oleje provádí odvod.

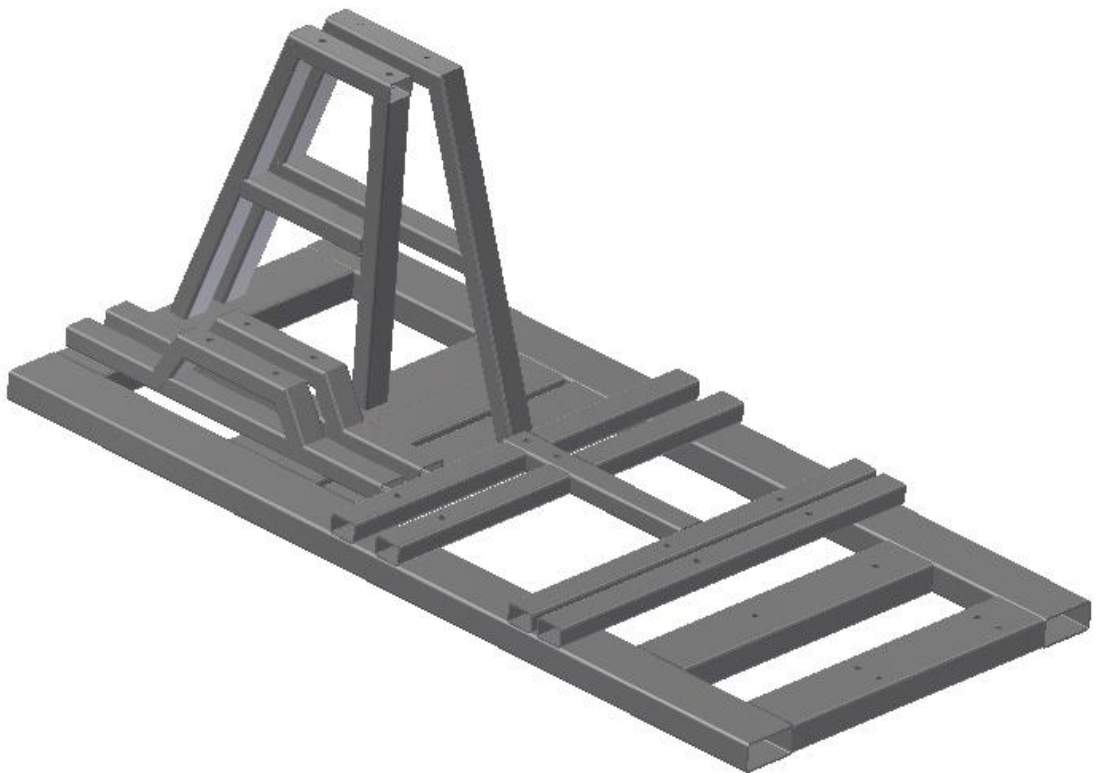
Pro snadnou manipulaci s převodovkou jsou na horní ploše vrchní části skříně přišroubována závěsná oka M10 DIN 580, umístěná tak, aby po zavěšení byl střed spojnice v těžišti celé soustavy. Pomocí šroubů jsou ke spodnímu dílu skříně přichyceny patky, které slouží k připevnění převodovky na rám.



Obrázek 45: Skříň převodovky

#### 4.8. Návrh rámu

Z důvodu přenosu velkých sil a momentů je nutné, aby rám zajistil dostatečnou tuhost celé pohonné jednotky. Všechny části systému jsou k rámu připevněny pomocí šroubů se šestihrannou hlavou. Soustrojí je připevněno na kopuli a otáčí se společně s ní. Pro tvorbu rámové konstrukce je využito technologie svařování, zejména z důvodu její jednoduchosti a širokému výběru konstrukčních profilů nejrůznějších norem a materiálů. K zajištění tuhosti jsou po obvodu použity profily obdélníkového průřezu normy ISO 657/14 o rozměrech 100x50x4. Jako vzpěry a pro uložení jednotlivých prvků jsou zvoleny profily obdélníkového průřezu podle normy ČSN 425720 s rozměry 50x35x3.



Obrázek 46: Svařovaný rám

#### 4.9. Ekonomické zhodnocení

Cílem této kapitoly je sestavit cenovou náročnost celého pohonu vrat. Odhad je ale náročný a nemůže být přesný, protože záleží na volbě dodavatelů normalizovaných součástí, přímých a nepřímých nákladech na výrobu jednotlivých dílů a době sestavování a montáže pohonného systému.

V dnešní době je řada konstruktérských společností a cena není zanedbatelná ani pokud se jedná o kusovou výrobu ekonomicky náročných strojů, navrhovaných a

sestavovaných na základě zadaných požadavků. Vždy je snaha o co nejnižší cenu s ohledem na kvalitu zařízení, aby byl schválen a realizován konstrukční návrh společnosti, která daný problém řešila.

Z důvodu snížení ekonomické náročnosti je snaha o použití co nejvíce normalizovaných součástí, u kterých není nutné řešit jejich výrobu nebo ji zadávat firmám, zabývajících se výrobou daných prvků. Díky internetu a katalogům různých výrobců není problém si vybrat požadovanou součást a ihned ji objednat. Do kategorie normalizovaných součástí se řadí motory, spojky, těsnění, ložiska, spojovací materiál, řetězy atd. Do skupiny vyráběných dílů spadají konvenčně i nekonvenčně vyráběné strojní součásti jako jsou například svařované rámy, skříně, hřídele, nebo ozubená kola. Cena těchto dílů není dostupná a její odhad se může oproti skutečnosti lišit.

Tabulka 21 – Odhad ceny součástí

<b>Součást</b>	<b>Cena [Kč]</b>
Elektromotor SIEMENS	16 227
Lamelová spojka PSP	7 800
Hřídele	3 500
Ozubená kola	12 000
Ložiska	8 000
Spojky ELS 10	19 240
Řetěz	2 000
Řetězový pastorek	2 500
Řetězové kolo	3 000
Skříň	4 000
Víčka	2 000
Spojovací materiál, těsnění, kroužky	545
Rám	1 800
<b>Celkem</b>	<b>82 612</b>

Odhadnutá celková cena je za jednu pohonnou jednotku. Ve vytvořeném rozpočtu není uvedena cena za tvorbu konstrukčního návrhu. Celková cena systému je ale však u

kopule o průměru 18 m přijatelná a její celková konstrukce a stavba se bude pohybovat v rádech milionů korun.

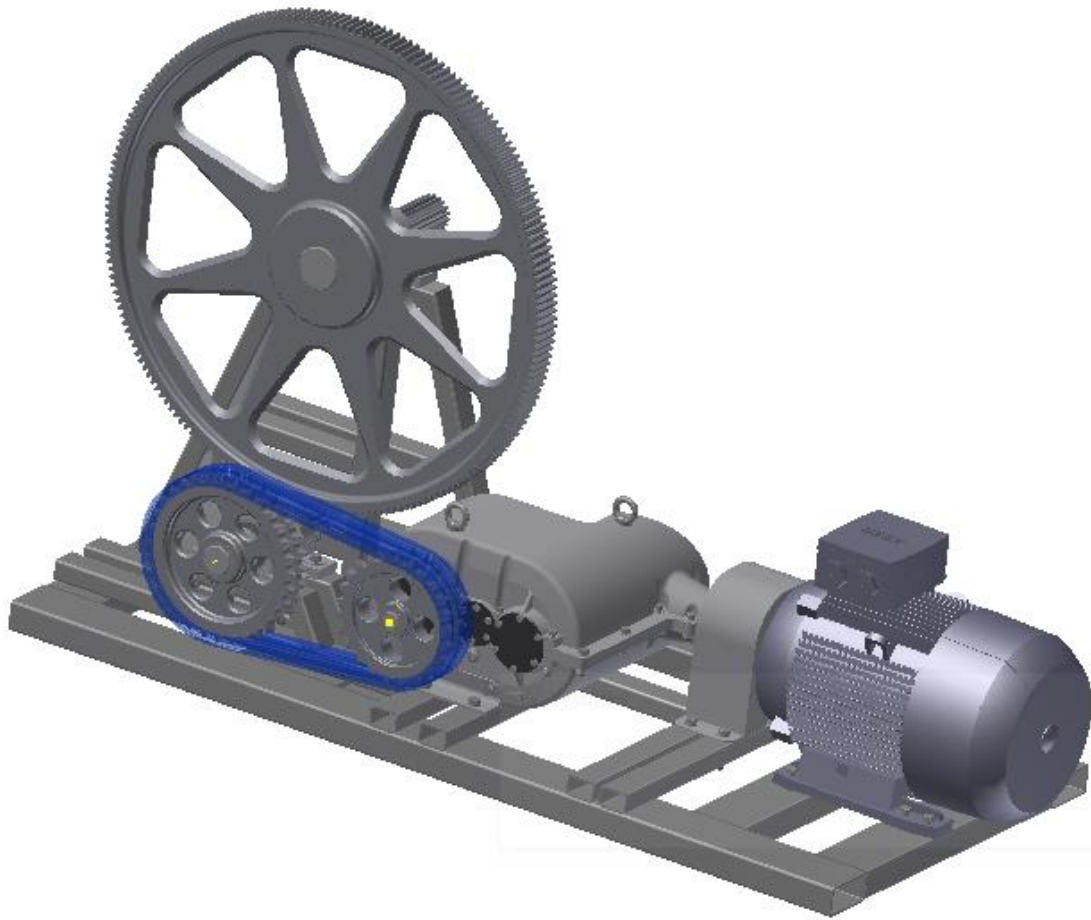
## 5. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout pohon vrat průzoru hvězdárenské kopule. Mezi zadané parametry patří výkon stroje, jeho otáčky, požadovaná životnost a možnost reverzace, jenž umožňuje otevírání i zavírání vrat a tím vytváření štěrbiny pro pozorování oblohy. Pohonná jednotka měla být umístěna na svařovaném rámu a připevněna ke kopuli hvězdárny.

V první části je uvedeno seznámení a historie konstrukce hvězdáren. Následuje představení používaných provedení vrat u stávajících observatoří a možnosti jejich pohonu. Dále je popsána funkce a princip potencionálních řešení elektromotorického pohonu převodovky. Nakonec jsou představeni výrobci kopulí a pohonů vrat, kteří na trhu působí.

Následující kapitola se zabývá vlastním návrhem konstrukce pohonného systému. Nejprve bylo nutné načrtnout předběžné schéma soustrojí a vybrat typ motoru, spojky a řazení. Stejně jako částí práce je výpočet převodovky. Zprvu bylo uvedeno schéma rozložení kol a hřídelů a výpočet celkového převodového poměru, otáček i momentů na základě zadaných a volených parametrů. Pokračovalo se výpočtem ozubených kol, kde byly některé hodnoty voleny a součinitele určeny z tabulek. Poté byly vypočítány silové poměry a pevnostní kontrola ozubení. Následuje výpočet řetězového převodu a přidruženého převodu, který snižuje otáčky, pro dosažení rozumné rychlosti posuvu vrat. Dále byl uveden výpočet pastorku, který díky záběru s ozubenými hřebeny převádí rotační pohyb na posuvný. V následující části proběhl výpočet reakcí a momentů působící na hřídele, byly spočítány minimální průměry, bezpečnosti, ložiska a pera. Dle všech vypočtených údajů byl vytvořen 3D model převodovky a její technická dokumentace.

V poslední části práce byla navržena skříň a rám, na kterém je celá pohonná jednotka uložena. Na závěr bylo vytvořeno ekonomické zhodnocení. Je nutné brát ho s rezervou, protože částky nenormalizovaných součástí byly co nejpřesněji odhadnuty. Celková částka všech dílů, potřebných k sestavení pohonné jednotky vrat je přijatelná.



Obrázek 47: Pohonná jednotka na rámu

## Seznam použité literatury

- [1] Erik Gregersen, *Astronomical observatory* [online] [cit. 19.06.2019] Dostupné z: <https://www.britannica.com/science/astronomical-observatory>
- [2] G. J. Toomer: Hipparchus (1978), *Dictionary of Scientific Biography*, ed. C. C. Gillispie, New York, vol XV, ISBN 0684147793 9780684147796
- [3] Sharratt, Michael (1994), *Galileo: Decisive Innovator*, Cambridge: Cambridge University Press, ISBN 978-0-521-56671-1
- [4] Maurer, A.; Forbes, E. G. (1971), *William Herschel's Astronomical Telescopes*, *Journal of the British Astronomical Association*, vol 81: 284-291
- [5] Australian National University, *Mt. Stromlo Observatory* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z: <https://www.anu.edu.au/events/mt-stromlo-observatory-site-tour-4>
- [6] David's Astronomy Pages, *Dome Observatory* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z: <http://www.astro-richweb.net/astro/observatory2018.htm>
- [7] Astro Haven Enterprises, *Domes* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z: <https://www.astrohaven.com>
- [8] Observatory solutions, *Ash Dome* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z: <https://www.observatorysolutions.com>
- [9] Opravy elektromotorů Plzeň, *Co je elektromotor* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z: <http://www.navijarna.com/clanky/co-je-elektromotor.html>
- [10] Elektro, časopis pro elektrotechniku, *Asynchronní motory* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/jak-se-dela-elektromotor--9725>
- [11] Mylms, *Přehled motorů* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z: <https://www.mylms.cz/prehled-a-zapojeni-motoru>
- [12] SEW Eurodrive, *Servomotory* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z: [https://www.sew-eurodrive.cz/vyroby/motory/servomotory/servomotoren\\_3.html](https://www.sew-eurodrive.cz/vyroby/motory/servomotory/servomotoren_3.html)

- [13] REM Technik, *Servomotor STÖBER-EZ 501* [online] [cit.19.06.2019]  
Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/motory-a-servomotory/servomotor/servomotor-ez-178.html>
- [14] RAVEO, *Lineární motory* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z:  
<https://www.raveo.cz/linearni-motory>
- [15] Astro Telescope Company, *Kopule pro astronomickou observatoř* [online]  
[cit.19.06.2019] Dostupné z: <http://www.atc-astro.eu/Kopule/>
- [16] Observa Dome, *1-3 Meter Observa-Dome* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z:  
<https://observa-dome.com/>
- [17] Observatory solutions, *About* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z:  
<https://www.observatorysolutions.com>
- [18] Pulsar observatories, *Products* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z:  
<https://www.pulsarastro.com>
- [19] Pešík L., *Části strojů 2. díl*, Technická univerzita v Liberci, 2010, ISBN 978-80-7372-574-7
- [20] Pešík L., *Části strojů 1. díl*, Technická univerzita v Liberci, 2010, ISBN 978-80-7372-573-0
- [21] Leinveber, J., Vávra P., *Strojírenské tabulky*, Albra, Úvaly 2008, ISBN 978-80-7361-051-7
- [22] Bureš M., *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*, Skriptum Technická univerzita v Liberci, Ediční středisko 2006
- [23] *Výpočet a konstrukce řetězových převodů* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z:  
[http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Retezy.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Retezy.pdf)
- [24] SKF, *Katalog valivých ložisek* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z:  
<https://www.skf.com/cz/products/index.html>
- [25] PSP Pohony, *Katalog spojka ELS* [online] [cit.19.06.2019] Dostupné z:  
[http://www.pohony.cz/files/pohony/\\_products/3/113-produktovy-list-spojka-els-cz.pdf](http://www.pohony.cz/files/pohony/_products/3/113-produktovy-list-spojka-els-cz.pdf)



## Seznam použitých obrázků

Obrázek 1: Horizontální posuvná vrata [5] .....	18
Obrázek 2: Vertikální posuvná vrata [6] .....	18
Obrázek 3: Kombinace otočných a posuvných vrat [8] .....	19
Obrázek 4: Kopule od společnosti Astro Haven Enterprises [7] .....	19
Obrázek 5: Kladkový mechanismus, kopule Antonína Bečváře .....	20
Obrázek 6: Řetězový mechanismus .....	22
Obrázek 7: Servomotor STÖBER-EZ 501 [13] .....	24
Obrázek 8: Předběžné schéma soustrojí .....	27
Obrázek 9: Spojka ELS 10 [25] .....	28
Obrázek 10: Schéma převodovky .....	29
Obrázek 11: Schéma kuželového kola .....	32
Obrázek 12: Reakce na vstupním hřídeli v rovině XY .....	52
Obrázek 13: Ohybový moment na vstupním hřídeli v rovině XY .....	52
Obrázek 14: Reakce na vstupním hřídeli v rovině XZ .....	52
Obrázek 15: Ohybový moment na vstupním hřídeli v rovině XZ .....	52
Obrázek 16. Vstupní hřídel .....	53
Obrázek 17: Napětí od kroutícího momentu na vstupním hřídeli .....	53
Obrázek 18: Reakce na předlohovém hřídeli pro přímý chod v rovině XY .....	56
Obrázek 19: Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro přímý chod v rovině XY .....	56
Obrázek 20: Reakce na předlohovém hřídeli pro přímý chod v rovině XZ .....	57
Obrázek 21: Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro přímý chod v rovině XZ .....	57
Obrázek 22: Předlohový hřídel .....	58
Obrázek 23: Napětí od kroutícího momentu na předlohovém hřídeli .....	58
Obrázek 24: Reakce na předlohovém hřídeli pro zpětný chod v rovině XY .....	58
Obrázek 25: Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro zpětný chod v rovině XY .....	58

Obrázek 26: Reakce na předlohovém hřídeli pro zpětný chod v rovině XZ .....	59
Obrázek 27: Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro zpětný chod v rovině XZ .....	59
Obrázek 28: Reakce na vloženém hřídeli v rovině XY .....	63
Obrázek 29: Ohybový moment na vloženém hřídeli v rovině XY .....	63
Obrázek 30: Reakce na vloženém hřídeli v rovině XZ .....	63
Obrázek 31: Ohybový moment na vloženém hřídeli v rovině XZ .....	63
Obrázek 32: Vložený hřídel .....	64
Obrázek 33: Napětí od kroutícího momentu na vloženém hřídeli .....	64
Obrázek 34: Reakce na výstupním hřídeli pro přímý chod v rovině XY .....	67
Obrázek 35: Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli pro přímý chod v rovině XY .....	67
Obrázek 36: Reakce na výstupním hřídeli pro přímý chod v rovině XZ .....	67
Obrázek 37: Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli pro přímý chod v rovině XZ .....	67
Obrázek 38: Výstupní hřídel .....	68
Obrázek 39: Napětí od kroutícího momentu na výstupním hřídeli .....	68
Obrázek 40: Reakce na výstupním hřídeli pro zpětný chod v rovině XY .....	69
Obrázek 41: Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli pro zpětný chod v rovině XY .....	69
Obrázek 42: Reakce na výstupním hřídeli pro zpětný chod v rovině XZ .....	69
Obrázek 43: Průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli pro zpětný chod v rovině XZ .....	69
Obrázek 44: MKP analýza: Napětí Von Mises .....	73
Obrázek 45: Skříň převodovky .....	74
Obrázek 46: Svařovaný rám .....	75
Obrázek 47: Pohonná jednotka na rámu .....	78

## Seznam použitých tabulek

Tabulka 1 – Materiálové vlastnosti kuželových kol [21] .....	31
Tabulka 2– Materiálové vlastnosti čelního soukolí [21] .....	39
Tabulka 3 – Materiálové vlastnosti čelního reverzačního soukolí [21] .....	43
Tabulka 4 – Volené parametry reverzačního soukolí .....	43
Tabulka 5 – Koeficienty reverzačního soukolí [22] .....	44
Tabulka 6 – Výpočty kol reverzace .....	44
Tabulka 7 – Výpočty soukolí reverzace .....	44
Tabulka 8 – Silové poměry reverzačního soukolí .....	45
Tabulka 9 – Kontrolní výpočet reverzačního soukolí .....	45
Tabulka 10 – Materiálové vlastnosti čelního přidruženého soukolí [21] .....	48
Tabulka 11 – Koeficienty přidruženého soukolí [22] .....	48
Tabulka 12 – Kontrolní výpočet přidruženého převodu .....	50
Tabulka 13 – Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro přímý chod .....	57
Tabulka 14 – Ohybový moment na předlohovém hřídeli pro zpětný chod.....	60
Tabulka 15 – Bezpečnost předlohového hřídele .....	60
Tabulka 16 – Ohybový moment vloženého hřídele .....	64
Tabulka 17 – Bezpečnost vloženého hřídele .....	65
Tabulka 18 – Ohybový moment na výstupním hřídeli pro přímý chod .....	68
Tabulka 19 – Ohybový moment na výstupním hřídeli pro přímý chod .....	70
Tabulka 20 – Bezpečnost výstupní hřídele .....	71
Tabulka 21 – Odhad ceny součástí .....	76

## Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres převodovky

Příloha 2 – Výkres celkové sestavy

Příloha 3 – Výkres víka 2

Příloha 4 – Výkres kola 3

Příloha 5 – Výkres kola 4

Příloha 6 – Výkres výstupní hřídele

Příloha 7 – Kusovník 1

Příloha 8 – Kusovník 2

Příloha 9 – Kusovník 3

Příloha 10 – Kusovník 4