

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMU A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

KONSTRUKCE NĚMECKÉ PARALEKTICKÉ **MONTÁŽE ASTRONOMICKÉHO DALEKOHLEDU**

CONSTRUCTION OF GERMAN EQUATORIAL MOUNT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. JULIUS JANČAŘÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

ING. JAN PAVLÍK

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systému a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student: Bc. Julius Jančařík

který studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce německé paralaktické montáže astronomického dalekohledu

v anglickém jazyce:

Construction of German Equatorial Mount

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukční řešení montáže astronomického dalekohledu s nosností cca 20kg německého typu a to včetně náhonu obou os.

Cíle diplomové práce:

-Důkladná analýza problematiky

-Návrh variant řešení

-Výpočtová dokumentace, konstrukční návrh - 3D model, výkresová dokumentace vybraných částí.

Seznam odborné literatury:

www.meade.com

www.takahashi-europe.com

www.vixen-europe.com

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Pavlík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 26.11.2010

L.S.

—
doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec,
CSc.
Děkan fakulty

ANOTACE:

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout konstrukční řešení německé paralaktické montáže astronomického dalekohledu s nosností do 20kg a to včetně náhonu obou os. Obsahem řešení je návrh variant pohonů montáží, konstrukční návrhy dílčích funkčních celků i dílů a výpočtová dokumentace. Dále je obsahem výkresová dokumentace hřídele, pastorku kola a sestavy montáže.

KLÍČOVÁ SLOVA

Německá paralaktická montáž dalekohledu, PCB piezopohon, duplexní šnekové ozubení

ANNOTATION:

Purpose of this master's thesis is a construction proposal of German Equatorial Mount capable to load capacity to 20kg inclusive both shaft-actuators. The solution contains design options of actuators of mount, design proposal of partial systems and parts and calculations. More is contain drafts of overall assembly, motor pinion and shaft.

KEY WORDS:

German Equatorial Mount, PCB piezo-actuator, Duplex worm gear

Bibliografická citace:

JANČAŘÍK, J. Konstrukce německé paralaktické montáže astronomického dalekohledu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s využitím zdrojů uvedených v seznamu použité literatury, odborné literatury, internetu a za pomoci rad vedoucího diplomového projektu Ing. Jana Pavlíka.

V Brně, 25.května 2011

.....

podpis

PODĚKOVÁNÍ:

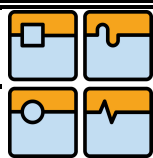
Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi poskytli cenné rady a informace při řešení problémů během vypracovávání mé diplomové práce. Zvláště bych rád poděkoval mému vedoucímu Ing. Janu Pavlíkovi, za cenné rady a připomínky. Také bych chtěl poděkovat své ženě za trpělivost a její pomoc.

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obsah

Obsah	13
1. Úvod.....	15
2. Základní přehled montáží dalekohledu	16
2.1 Dalekohledy.....	16
2.2 Úvod do problematiky montáží astronomických dalekohledů	17
3. Typy pohonů se zpětnou vazbou	20
3.1 Mechatronický systém	20
3.1.1 Senzory.....	24
3.1.1.1 Rozdělení senzorů	24
3.1.1.2 Výběrové faktory senzorů.....	24
3.1.2 Pohony.....	25
3.1.2.1 Rozdělení pohonů	25
3.1.2.2 Elektromechanický pohon	26
3.1.2.3 Pohony používající „inteligentních“ materiálů	29
3.1.3 Mechanické subsystémy.....	31
3.1.3.1 Převodovka	31
3.1.3.1.1 Typy převodovek	35
4. Návrh a výpočet montáže dalekohledu	41
4.1 Souřadnicový systém	41
4.2 Zadání pro výpočet pohonu os	42
4.3 Návrh protizávaží	43
4.4 Základní výpočet výkonu	44
4.5 Výběr pohonu	48
4.6 Výpočet převodovky	52
4.6.1 Kinematické rovnice jednotlivých kol.....	53
4.6.2 Výpočet kol	54
Výpočet na ohyb	54
Výpočet na otlak.....	55
4.6.2.1 Návrh prvního soukolí	57
4.6.2.2 Návrh druhého soukolí	59

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14																																	
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE																																		
<table><tr><td>4.6.2.3</td><td>Návrh šnekového soukolí</td><td>61</td></tr><tr><td>4.6.2.4</td><td>Redukovaný moment setrvačnosti</td><td>62</td></tr><tr><td>4.6.3</td><td>Redukovaný moment.....</td><td>63</td></tr><tr><td>4.6.4</td><td>Vlastní realizace převodovky</td><td>64</td></tr><tr><td>4.6.5</td><td>Návrh hřídele nosných os</td><td>66</td></tr><tr><td>4.6.6</td><td>Návrh polohování polární osy</td><td>74</td></tr><tr><td>4.6.6.1</td><td>Kontrola kolíku</td><td>74</td></tr><tr><td>5.</td><td>Konstrukce a popis navrhnuté montáže.....</td><td>76</td></tr><tr><td>6.</td><td>Závěr.....</td><td>79</td></tr><tr><td colspan="2">Literatura.....</td><td>81</td></tr><tr><td colspan="2">Přílohy.....</td><td>84</td></tr></table>			4.6.2.3	Návrh šnekového soukolí	61	4.6.2.4	Redukovaný moment setrvačnosti	62	4.6.3	Redukovaný moment.....	63	4.6.4	Vlastní realizace převodovky	64	4.6.5	Návrh hřídele nosných os	66	4.6.6	Návrh polohování polární osy	74	4.6.6.1	Kontrola kolíku	74	5.	Konstrukce a popis navrhnuté montáže.....	76	6.	Závěr.....	79	Literatura.....		81	Přílohy.....		84
4.6.2.3	Návrh šnekového soukolí	61																																	
4.6.2.4	Redukovaný moment setrvačnosti	62																																	
4.6.3	Redukovaný moment.....	63																																	
4.6.4	Vlastní realizace převodovky	64																																	
4.6.5	Návrh hřídele nosných os	66																																	
4.6.6	Návrh polohování polární osy	74																																	
4.6.6.1	Kontrola kolíku	74																																	
5.	Konstrukce a popis navrhnuté montáže.....	76																																	
6.	Závěr.....	79																																	
Literatura.....		81																																	
Přílohy.....		84																																	



1. Úvod

Pozorování hvězd, zkoumání vztahů a dějů ve vesmíru lidstvo fascinuje již od počátku vývoje civilizace. Staré národy pozorovaly a zkoumaly hvězdnou oblohu, popisovaly ji a připisovaly vlastnosti či božské spodobnění planetám a souhvězdím. Staří Mayové dokonce dokázali s velkou přesností vypočítat cykly Slunce, Země a Měsíce a dokázat kulatost Země dřív, než byli objeveni Evropskou civilizací.

Astronomie a fotografie hvězd se dnes těší velké oblibě. Není složité si obstarat malou domácí hvězdárnu a věnovat se tak krásnému koníčku pozorování vesmíru. Pozorování bych tady rozdělil na dva typy, na přímé pozorování, kdy přímo dalekohledem sledujeme objekt zájmu, a trvalé. Tedy o zachycení pozorování jak už na video, tak především na fotografický snímek. Focením vesmíru můžeme navíc zachytit běžným okem neviditelné ultrafialové a infračervené záření. Tento typ fotografie se těší velkému zájmu.



Obr. 1) Pohled na anatomii výbuchu supernovy Kasiopey A, získáno z [17]

Fotografii, jako na Obr. 1 ale nepořídíme běžným stylem focení. Protože pro pořízení takové fotky potřebujeme dlouhou dobu expozice, takže se pak negativně projevuje pohyb ruky fotografa a vznikají tak rozostřené snímky. Nabízí se tedy umístit snímací zařízení na stativ (stojan). Klasickými metodami focení noční oblohy fotoaparát zůstává nepohyblivý, výsledkem jsou pak snímky, na níž je patrný pohyb hvězd po obloze. Pokud tedy chceme fotit hvězdy s dlouhými časy expozice, musíme stativ opatřit pohonem buď manuálním, hodinovým strojkem nebo elektronickým se zpětnou vazbou a zajistit otáčení dalekohledu úhlovou rychlostí rotace Země. Takovýto stativ se v astronomii nazývá „montáž“.

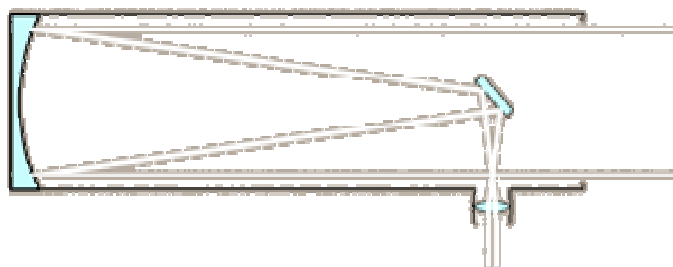
2. Základní přehled montáží dalekohledu

Jak už bylo zmíněno, pro kvalitní pozorování hvězdných objektů a pořízení jejich fotografií je nezbytná kvalitní optika, dobrý fotoaparát a velmi kvalitní montáž (hlavně při focení a natáčení). Ani sebelepší optika totiž nevyrovná chvění a chyby montáže.

2.1 Dalekohledy

Ačkoliv typ dalekohledu je velmi důležitý, nebudu se zde jejich přehledem do podrobnosti zabývat. Cílem je jen nastínit okrajové podmínky, které musí být splněny.

Dělí se na dva základní typy, na čočkové dalekohledy (refraktory) a zrcadlové dalekohledy (reflektory). Hlavní výhody reflektorů jsou nepřítomnost barevné vady, snazší výroba velkých zrcadel a výhodnější uspořádání tubusu. Světlo se v nich totiž odráží zrcadly, takže tubus má teoreticky jen poloviční délku a těžké zrcadlo je umístěno na straně pozorovatele, nikoli na vnějším konci tubusu jako objektiv refraktoru (viz Obr. 2).

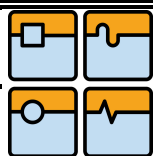


Obr. 2) Newtonův Reflektor [16]

Je zřejmé, že díky velkým přiblížením dalekohledů, se výrazně projevuje každá chyba skutečné montáže dalekohledu. V současné době je standardní periodická chyba (P.E. periodic error) mezi 30'' - 60'' (arcsec), pro lepší montáže je tato chyba maximálně 10'' ($\pm 5''$). Podle [9] je vzorec pro určení maximální periodické chyby pointace montáže při zajištění 50 lppm (line pairs per milimeter):

$$\delta(\text{arcsec}) \cong 1050 / f(\text{mm})$$

Kde $f(\text{mm})$ je ohnisková vzdálenost dalekohledu a δ je chyba pointace osy



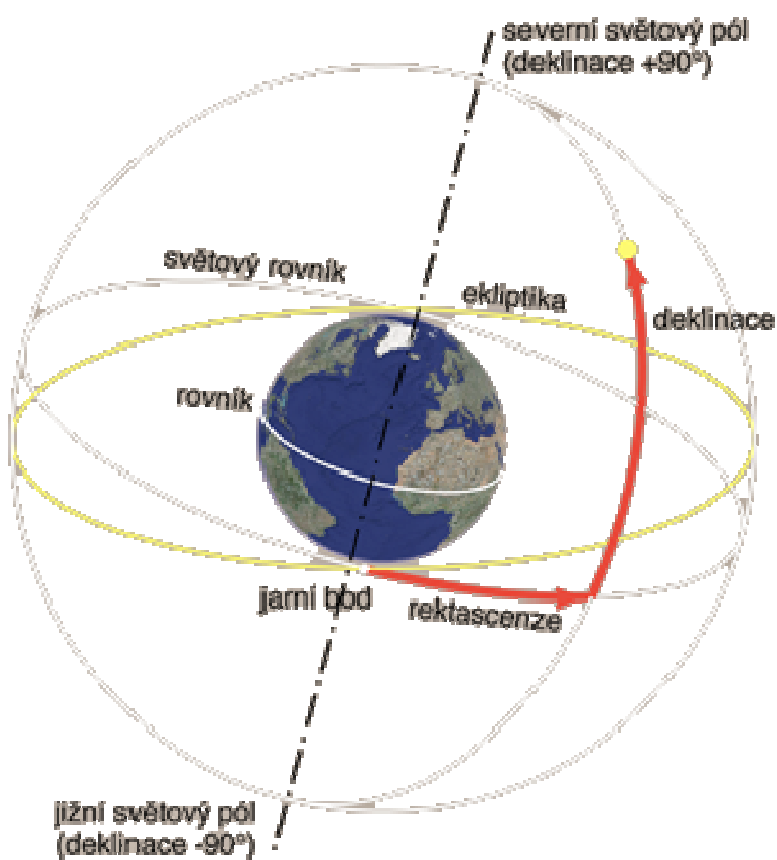
dalekohledu.

2.2 Úvod do problematiky montáží astronomických dalekohledů

Na začátek této kapitoly uvedu základní pojmy pro jednodušší popis, vycházím z literatury [16]:

Montáž je upevnění dalekohledu, umožňující nastavit ho směrem k pozorovanému objektu. Pohyb se uskutečňuje kolem dvou navzájem kolmých os. Základní dělení montáží je na ekvatoreální (nebo také paralaktické) a azimutální.

Deklinace je jedna ze dvou souřadnic, pomocí kterých je udaná poloha na nebeské sféře. Deklinace je úhel od světového rovníku. Hvězdy na rovníku mají deklinaci 0° , na pólu 90° . Hvězdy na severní polokouli mají deklinaci kladnou, na jižní zápornou. Hodnota se udává ve stupních, minutách a vteřinách. Jedná se o obdobu zeměpisné šířky. Pro označení deklinace se používá zkratka dec. nebo symbol δ .



Obr. 3) Pohled na nebeskou sféru [16]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Rektascenze je druhá z rovníkových souřadnic sloužící k určení pozice objektu na obloze. Jedná se o úhel mezi deklinační kružnicí procházející hvězdou a deklinační kružnicí procházející jarním bodem. Jedná se o obdobu zeměpisné délky, u které deklinační kružnice procházející jarním bodem odpovídá greenwickskému poledníku. Pro označení rektascenze se používá zkratka RA nebo symbol α .

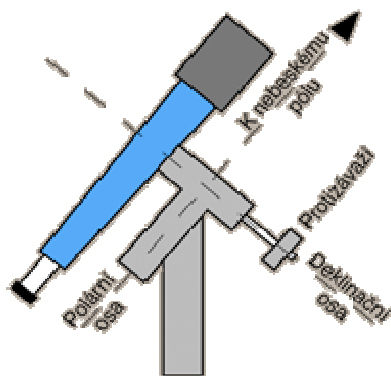
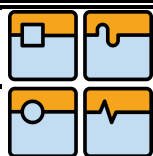
Jarní bod je bod rovnodennosti, v němž Slunce přechází přes světový rovník z jižní polokoule na severní. Jarní bod je výchozí souřadnicí pro počítání rektascenze v rovníkových souřadnicích, případně astronomické délky v ekliptikálních souřadnicích. Souřadnice jarního bodu jsou $RA=0^\circ$, $dec.=0^\circ$

Ekliptika je průsečíkem roviny ekliptiky a nebeské sféry. Po ekliptice se při pohledu ze Země pohybuje Slunce, blízko ekliptiky se nacházejí i všechny planety a Měsíc. Ekliptika protíná světový rovník v jarním a podzimním bodě.

Polární osa je osa ekvatoreální montáže, rovnoběžná se zemskou osou. Proto stále míří k pólu. Otáčením kolem polární osy se na dalekohledu nastaví rektascenze neboli hodinový úhel. Polární osa bývá poháněna hodinovým strojkem nebo elektropohonem, který zajišťuje otáčení dalekohledu společně s oblohou.

Ekvatoreální montáž je montáž dalekohledu, u které je jedna osa (zvaná hodinová nebo polární) rovnoběžná s osou otáčení Země. Druhá, deklinační osa, je na ni kolmá a leží v rovině světového rovníku. Výhodou je, že pro sledování pohybu po obloze stačí otáčet podle jedné osy, neboť obloha se otáčí podle stejné osy jako dalekohled. Podle dochovaných zpráv první ekvatoreální montáž sestrojil představený jezuitského kláštera v severních Čechách Christophoros Scheiner. Podle konstrukce rozlišujeme několik typů ekvatoreálních montáží: německá, osová anglická, podkovová, rámová, vidlicová.

Dobsonova (azimutální) montáž, viz Obr. 4) Německá montáž [16] Obr. 5, umožňuje pohyb kolem svislé a vodorovné osy. Její výroba je jednodušší a nevyžaduje protizávaží k přístroji. Na druhou stranu pro sledování objektu na obloze je nutný současný pohyb v obou osách, navíc rozdílnou rychlostí. To je pro přesnou navigaci možné pouze pomocí počítačů.



Obr. 4) Německá montáž [16]

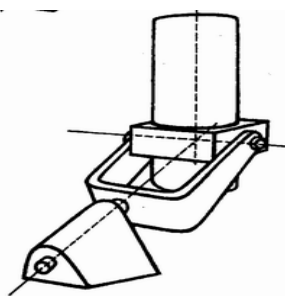


Obr. 5) Azimutální montáž [16]

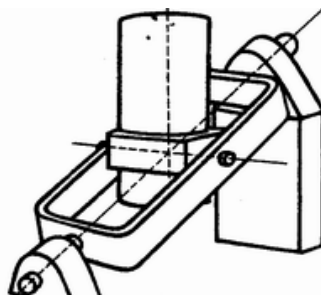
Německá montáž (paralaktická) je typická ekvatoreální montáž dalekohledu (viz Obr. 4). Polární osa spočívá na jednom pilíři. Na deklinační ose je na jednom konci přístroj, který je na druhém konci vyvážen protizávažím.

Vidlicová montáž je paralaktická symetrická montáž. Polární osa má na jednom konci vidlici. Ve vidlici se na deklinační ose otáčí refraktor. Tato montáž je určena pouze pro zrcadlové dalekohledy. Používá se tedy výhradně pro reflektory a Schmidtovy komory.

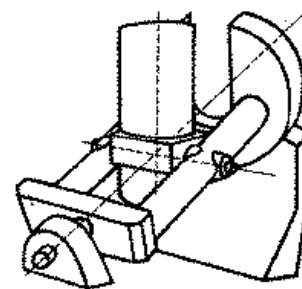
Rámová montáž je symetrická. Jedná se o velmi bytelné zařízení určené pro velké dalekohledy. Jedinou nevýhodou je nemožnost zamíření dalekohledu k blízkosti světového pólu. Existuje proto varianta s podkovovitě vykrojeným koncem.



Obr. 6) Vidlicová montáž [17]



Obr. 7) Rámová montáž [17]



Obr. 8) Anglická (rámová) montáž [17]

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 20
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3. Typy pohonů se zpětnou vazbou

Pohon os paralaktické montáže musí splňovat vysoké požadavky na kvalitu přenosu výstupního členu. Na výstupu je nutné zajistit minimální možnou chybu úhlové rychlosti a minimální možnou chybu úhlové pozice (periodickou chybu). Periodická chyba vzniká součtem rozměrových odchylek kol (průměry, házení, tloušťky zubů, atd.) a pozic hřídelí a deformací jednotlivých dílů. Odchylka natočení se pak nepříznivě promítá v kvalitě fotografií, protože větší variací se rozostřuje obraz.

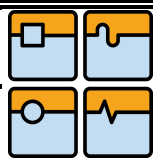
Výhoda konstrukce německé montáže dalekohledu je vyvážení hmotnosti dalekohledu protizávažím, takže na výstupní ose nejsou statické momenty. Velké jsou však setrvačné momenty dalekohledu a protizávaží. Podle zadání musí mechanismus pohybovat až 20 kg těžkým dalekohledem a asi 20 kg těžkým protizávažím úhlovou rychlostí 15°/hod. Z hlediska dynamiky je důležité takové zrychlení, aby zajistilo v co nejkratším čase až 120-násobek standardní rychlost. Dalším požadavkem na rychlosti je 0.1x, 0.2x, 0.5x...120x standardní rychlost otáčení. Z tohoto zadání vyplývá požadavek na vysokou variabilitu rychlostí pohonu.

Celá sestava musí být dostatečně tuhá a zajistit tak minimální chvění, aby se pozorovaný objekt při pohybu netřásl nebo neztratil.

Tyto podmínky lze splnit pouze použitím složitého mechatronického systému. Schéma tohoto systému je na Obr. 9. Cílem této práce není navrhnout celý funkční systém montáže, ale navrhnout mechanické systémy a prvky montáže. Proto se i v této kapitole budu zabývat různými typy mechanických subsystémů a výběrem vhodného typu elektrického servopohonu, nikoliv návrhem kompletního mechatronického systému.

3.1 Mechatronický systém

V některých technických oblastech dochází k integraci produktů nebo procesů spolu s elektronikou [2]. Nejvíce však u mechanických systémů, kde je tento vývoj zhruba od 80-tých let minulého století. Tyto systémy se mění z elektro-mechanických systémů, kde elektrická část je oddělena od mechanické v integrované elektromechanické systémy se senzory, servomotory a digitální mikroelektronikou.



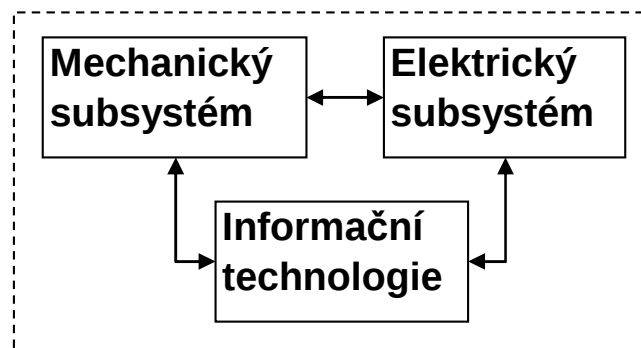
Tento integrovaný systém se nazývá mechatronický systém ze spojení MECHANický a elekTRONICKÝ systém.

Slovo „mechatronika“ bylo pravděpodobně poprvé vyjádřeno Japonskými konstruktéry v roce 1969. Podle [4] je „mechatronika synergické spojení mechanické konstrukce spolu s elektrickou a inteligentní počítačovou kontrolou v konstrukci a výrobě průmyslových produktů a procesů“.

Mechatronika je tedy interdisciplinárním oborem, který dohromady zahrnuje tyto systémy (ad. Obr. 9):

- **Mechanické subsystémy** (mech. prvky, stroje, přesnou mechaniku)
- Elektrické subsystémy (mikroelektronika, zdroje, senzory a pohony)
- Informační technologie (teorie systému, automatizace, programové vybavení, umělá inteligence)

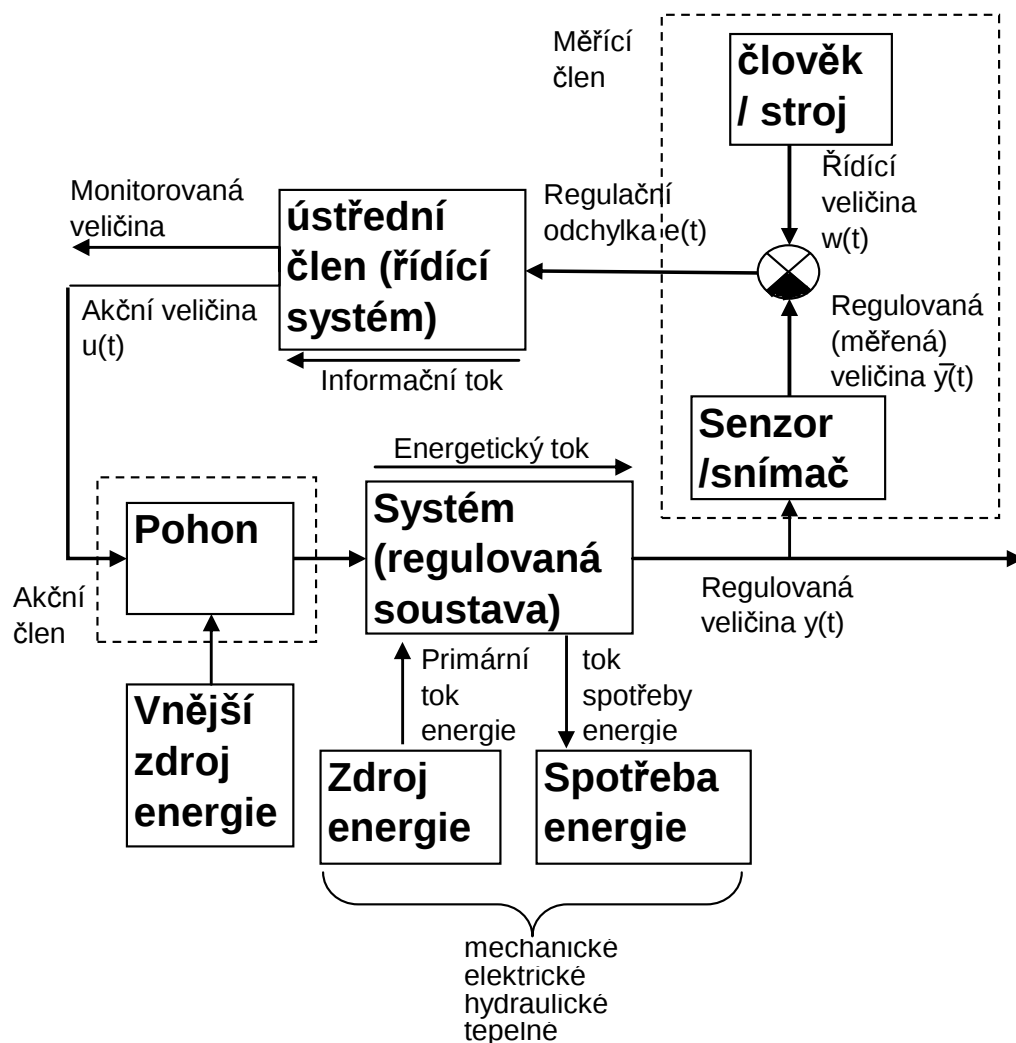
Mechatronický systém



Obr. 9) Schéma mechatronického systému [1]

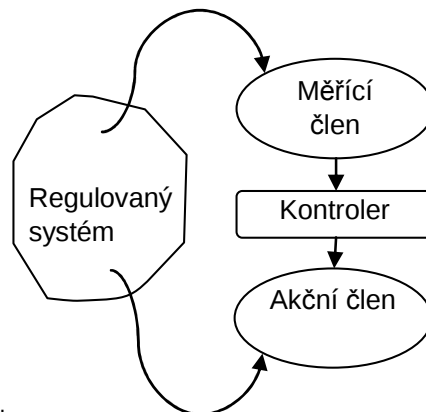
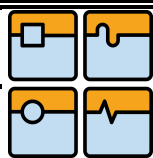
Na Obr. 10 podle [3, 5] je znázorněno blokové schéma moderního mechanického procesu jako výkon předávajících nebo výkon vytvářejících strojů. Primární energie přichází do stroje a je přímo použita pro energetické spotřebiče v případě energetických transformátorů nebo je přeměněna do jiného typu energie v případě energetických převodníků. Forma energie může být elektrická, mechanická (potenciální nebo kinetická, hydraulická, pneumatická), chemická nebo tepelná. Stroje jsou charakteristické stejnsměrným a nesejnsměrným (cyklickým) tokem energie. Pro ostatní mechanické procesy, jako jsou mechanické prvky nebo přesná mechanická zařízení, je typický tok energie po částech nebo přerušovaný.

Energetický tok je většinou výsledek obecného toku energie a potenciální energie. Informace v případě mechanických procesů může být zjištěna měřením zobecněného toku (rychlost, objem, tok objemu) nebo elektrického proudu nebo potenciálu (síla, tlak, teplota nebo napětí).



Obr. 10) Blokové schéma regulačního (mechatronického) obvodu [2]

Řídící (požadovaná) veličina s veličinou regulovanou (měřenou) jsou vstupy pro informační tok, kdy jejich výsledkem z řídicího systému je akční veličina pro pohon nebo monitorovaná veličina pro zobrazovací výstup. Akční člen bývá většinou servopohon, který předává regulovanou veličinu do systému, na který působí poruchové veličiny, ovlivňující chod celého systému. Proto měřícím členem zjišťujeme skutečnou hodnotu regulované veličiny. Ta je porovnávána s řídicí veličinou a vytváříme regulační odchylku.



Obr. 11) Zjednodušené schéma obecného mechatronického systému [2].

Snímač zjišťuje časový průběh regulované veličiny. Abychom docílili dobré regulace, musíme volit vhodný snímač i jeho umístění na regulované soustavě (mechatronickém systému). U snímače nás zajímá hlavně jeho přesnost, neboť regulační obvod nemůže regulovat přesněji, než je přesnost snímače.

Senzor	Popis
Rotační proměnný diferenční transformátor (RVDT)	Vysoká rozlišovací schopnost s velkým rozsahem
	Velmi stabilní ve statických kvazistatických aplikacích
Inkrementální čidlo	Jednoduchý, spolehlivý a levný
	Dobrá pro absolutní i inkrementální měření
Tachodynamo / Tachogenerátor	Rozlišení závisí na typu generátoru nebo magnetického toku
Snímač založený na principu Hallova jevu	Vysoká přesnost s malým až středním rozsahem
Kapacitní čidlo	Velmi vysoká rozlišovací schopnost s velkou citlivostí
	Potřebují malý zdroj energie
	Dobrá pro vysokofrekvenční dynamické měření
Induktivní fázový senzor	Velmi vysoká rozlišovací schopnost s malým rozsahem
Selsyny a resolvery	Velmi vysoká přesnost s malým rozsahem

Tab. 1) Přehled senzorů [2]

Použití mechatronického systému má své výhody. Třeba zavedením zpětné kontroly je zajištěna vysoká přesnost i bez použití přesných mechanických dílů, kdy je porovnávána regulovaná veličina s veličinou požadovanou. Proto může být přesnost konstrukce i výroby menší a mohou být použity jednodušší a levnější díly pro ložiska nebo kluzné plochy. Důležitým aspektem je kompenzace velkého, časově proměnného tření pomocí adaptivní kompenzace tření [6, 7]. Pro bezvůlový chod se často používá předpětí, kdy ale musíme počítat s vyšším třením způsobeným větším napětím mezi součástmi (např. předepjatá kola). Musíme ale počítat se zvýšeným

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 24
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

třením, které je ale mnohem jednodušší regulovat než kompenzovat vůle. Zvýšené tření má ale velmi negativní vliv na výkonnost zařízení.

Kontrola řízení podle modelu a adaptivní kontrola umožňují široký okruh operací, narozdíl od statické kontroly.

Senzory a pohony jsou dvě kriticky důležité součásti každé zpětnovazebné kontroly. Typický mechatronický systém [2], tak jako na Obr. 11, se skládá z měřicího členu, ústředního členu (kontroleru) a akčního členu. Měřicí člen může být samotný senzor nebo se může skládat z dalších dílů, jako jsou filtry, zesilovače, modulátory a ostatní signál upravující prvky. Kontrolér přijímá informace z měřicí jednotky, vyhodnocuje je na základě kontrolního algoritmu a posílá výstupní příkazy pro akční člen. Akční člen se skládá z pohonu a optimálně obsahuje zdroj energie a regulační orgán (spojovací mechanismus).

3.1.1 Senzory

V Tab.1, podle [2], je přehled různých typů rotačních senzorů. Ačkoliv tento přehled nezahrnuje všechny typy, zahrnuje alespoň ty základní.

3.1.1.1 Rozdělení senzorů

Senzory mají mnoho vlastností, které ovlivňují jejich měřicí schopnosti a jejich vhodnost pro určitou aplikaci. Analogové senzory mají spojitý výstupní signál přes konečnou množinu vstupů. Příklad analogového čidla je potenciometr, RVDT (rotational variable differential transformers). Digitální (impulsní) senzory mají výstupní hodnoty diskretizovány. Hlavním digitálním senzorem často se vyskytujícím v mechatronických systémech je inkrementální čidlo.

3.1.1.2 Výběrové faktory senzorů

Pro výběr vhodného senzoru musíme zvážit více statických a dynamických faktorů pro měření požadované fyzické veličiny. Typické faktory podle [2] jsou tyto:

- Rozsah – porovnání mezi maximální a minimální hodnotou detekovaného parametru

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 25
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- Rozlišení – nejmenší změna parametru, kterou senzoru rozpozná
- Přesnost – rozdíl mezi měřenou a skutečnou hodnotou
- Opakovatelnost – schopnost zopakovat naměřenou hodnotu v dané přesnosti
- Citlivost – poměr změny ve výstupu k jednotkové změně vstupu
- Nulové nastavení – nenulová hodnota výstupu, i když není žádný vstup
- Lineárnost – procento odchylky od teoretické lineární křivky
- Posunutí vůči nule – vychýlení výstupu od nulové hodnoty přes periodu času při žádném vstupu
- Šířka pásma – šířka intervalu frekvencí, které je přenosový kanál schopen přenést
- Rezonance – největší hodnota frekvence, která může nastat na výstupu
- Operační teplota – teplota, při které může senzor pracovat
- Mrtvé pásmo – pásmo, kde pro vstup není žádná reakce na výstupu
- Poměr signál-šum – poměr výkonu signálu a součtu výkonů šumů

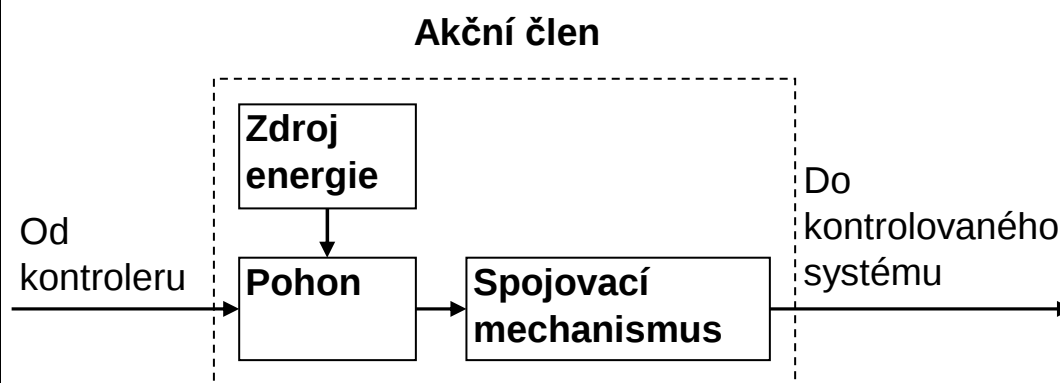
3.1.2 Pohony

Podle [2] jsou pohony jednoduše svaly mechatronického systému, které přijímají příkazy a vytvářejí změnu ve fyzickém systému pomocí síly, pohybu, teploty, toku atd. Standardně jsou pohony použity ve spojení se zdrojem energie a spojovacím mechanismem, tak jak je na Obr. 12. Zdroj energie dodává AC nebo DC v požadovaném napětí a proudu. Spojovací mechanismus slouží k propojení mezi pohonem a fyzickým systémem. Typický mechanismus zahrnuje hřeben a pastorek, soukolí ozubených kol, řemenové soukolí, vodící šroub a matku, píst a vazby.

3.1.2.1 Rozdělení pohonů

Pohony mohou být klasifikovány podle typu energie na elektrické, elektromechanické, elektromagnetické, hydraulické nebo pneumatické. Nové generace pohonů zahrnují chytré materiály, mikro- a nanopohony. Protože elektrické pohony mají většinou funkci jako zapnutý/vypnutý a nevytváří žádný pohyb, nebudu se těmito typy dále zabývat. Také pneumatické pohony jsou pro přesné pozicování

nevhodné a hydraulické vycházejí pro naše použití příliš složité a drahé. Proto je v tab.2. pouze přehled základních elektromechanických pohonů a pohonů používajících nových materiálů, někdy též nazývaných „inteligentních“.



Obr. 12) Typický akční člen [2]

3.1.2.2 Elektromechanický pohon

Nejzákladnějším elektromechanickým pohonem je motor, který převádí elektrickou energii na mechanický pohyb. Motory jsou jednoduše převodníky elektrické energie v energii mechanickou. Všeobecně je můžeme rozdělit na DC motory, AC motory a krokové motory.

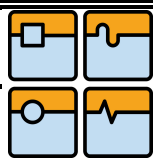
DC motory pracují s DC napětím a změnou napětí můžeme jednoduše hlídat jejich rychlost. Jsou široce používány od aplikací v rozpětí megawattů (valivé mlýny) po malé aplikace v automobilním průmyslu (startéry, ventilátory, elektrické stahování okýnek atd.). Bohužel jsou ale dražší, potřebují DC zdroj a větší údržbu než AC motory.

Pohybová rovnice DC motoru může být zapsána:

$$M = I \frac{d\omega}{dt} + M_p + M_T \quad (1)$$

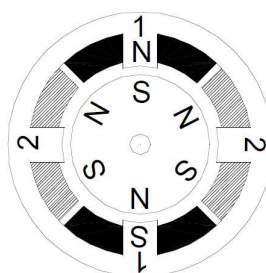
kde M je moment, I je celková setrvačná hmota, ω je úhlová rychlost rotoru, M_p je moment působící na hřídel motoru a M_T je třecí moment.

AC motory jsou nejpoužívanější již od začátku používání AC zdrojů elektrické energie. Nepotřebují kartáče ani komutátory a jsou tím levnější. AC motory se podle jejich konstrukce mohou dělit na indukční, synchronní a univerzální. Indukční motor



je jednoduchý, odolný a prostý na údržbu. Je dostupný v různých velikostech a tvarech v závislosti na počtu použitých fází. Synchronní motor je jeden z nejúčinnějších elektrických motorů a je proto používán v aplikacích kde je třeba co nejvíce snížit cenu elektrického výkonu. Navíc synchronní motory se otáčejí v synchronních otáčkách, takže jsou také vhodné pro aplikace vyžadující synchronní provoz. Univerzální motor pracuje jak s AC, tak s DC zdrojem. Obvykle jsou používány pro aplikace s malými výkony. DC univerzální motor má největší poměr výkonu k hmotnosti, ale relativně krátkou životnost.

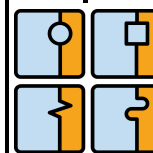
Krokový motor má inkrementální pozicovací vybavení, kde se pohybuje o jeden krok za jednotku času pro jeden řídící vstupní impuls. Protože přijímá digitalizované příkazy a vytváří z nich mechanický pohyb, jsou nejvíce používány v aplikacích s požadavkem přesné kontroly. Nejvíce se používá v malovýkonových aplikacích. Na Obr. 13 je zobrazen unipolární krokový motor.

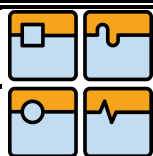


Obr. 13) Unipolární krokový motor [2]

Tab. 2) Základní přehled pohonů [2]

Pohon			Popis
DC motor	Elektromagnetické buzení	Cizí	Rychlost může být kontrolována jak změnou napětí v kotvě nebo změnou proudu v budícím vinutí
		Derivační	Používá se především tam, kde jsou požadovány relativně neměnné otáčky
		Sériový	Vysoký startovací a akcelerační moment, vysoké otáčky při malém zatížení
		Kompaudní	Malý startovací moment, dobrá regulace otáček
	Buzení permanentním magnetem	Běžný komutátorový motor	Vysoká účinnost, velká energetická špička, rychlá odezva
		S pohyblivým vinutím	Vyšší účinnost a nižší indukční odpor než u běžného komutátorového motoru
		Momentový motor	Konstruovaný pro dlouhou životnost v malých nebo v zadržovacích (stall) otáčkách
	Elektronicky komutovaný (bezkartáčový)		Rychlá odpověď, vysoká účinnost (obvykle nad 75%). Douhá životnost, vysoká spolehlivost, nepotřebná údržba. Malé rádiové rušení a generování hluku.
AC motor	Indukční		Nejpoužívanější průmyslový motor. Jednoduchý, odolný a levný.
	Synchronní		Rotor se otáčí v synchronních otáčkách. Velmi vysoká účinnost v malém rozsahu rychlostí a zatížení. Potřebné dodatečný rozběhový systém.
	Univerzální		Může pracovat v DC i AC. Velmi vysoký poměr výkonu ke hmotnosti. Relativně malá životnost.
Krokový motor	Hybridní		Mění elektrický impuls v mechanický pohyb. Zajišťuje přesné pozicování bez zpětné vazby.
	Reluktanční		Malá údržba
Piezoelektrické			Vysoký kmitočet s malým pohybem. Vysoké napětí s malou spotřebou proudu. Vysoké rozlišení.



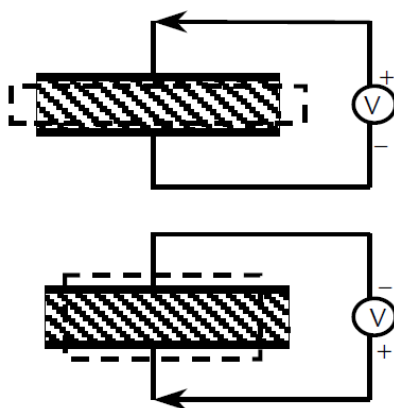


3.1.2.3 Pohony používající „intelligentních“ materiálů

Na rozdíl od konvenčních pohonů, stávají se pohony z inteligentních materiálů součástí struktur přenášejících zátěž. To je zajištěno zakotvením pohonu do rozděleného systému a začleněním do struktur přenášejících zátěž tak, že mohou potlačit vibrace nebo měnit tvar. Z pohonů z inteligentních materiálů jsou nejpoužívanější tvarově paměťové slitiny, pohony piezoelektrické (PZT), magnetostriktivní, elektrorheologické kapaliny a iontoměníčové polymery.

PZT pohony jsou v podstatě piezokrystaly s horním a spodním vodivým filmem tak, jak je zobrazeno na Obr. 14. Když je vedeno napětí přes oba vodivé filmy, krystal se rozpíná v příčném směru tak, jak je znázorněno čerchovanou čarou. Pokud je napětí přivedeno v opačném směru, krystal se smršťuje, a proto zajišťuje pohyb ve dvou směrech.

Chování nenapájených PZT motorů se dá rozdělit na dva typy. Jeden je standardně zamknutý a druhý je v nečinném stavu nezamčený. To znamená, že pokud není napájený standardně zamknutý typ, je pohyb způsobený externími silami zablokován. V druhém případě je v nenapájeném stavu pohyb volný. Nicméně pokud je nezamčený typ napájený, je potom schopen odolávat externím silovým účinkům jen vlastním třením.

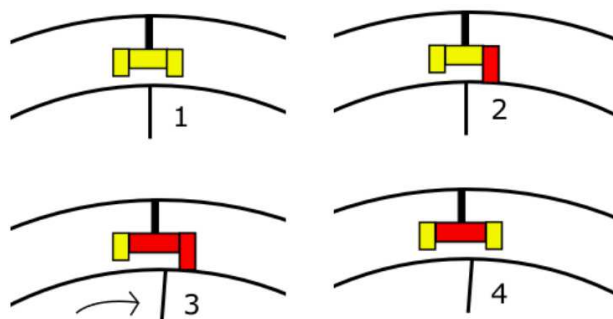


Obr. 14) Piezoelektrický aktuátor [2]

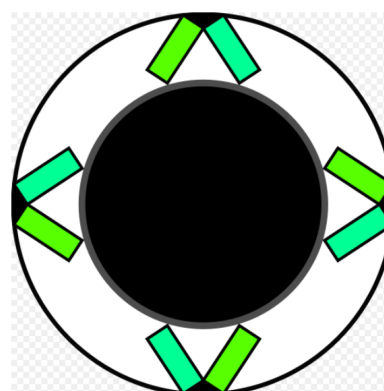
Principů rotačních PZT je dnes mnoho, jako třeba *PZT krokový motor*, zobrazený na Obr. 15. Jedná se o tzv. standardně volný typ, kdy rotor je volný a na statoru jsou připevněny 3 krystaly. Dva jsou zamykací a jeden je pohybový. V prvním kroku je stav nenapájený a všechny krystaly jsou ve standardním rozměru. V druhém je jeden zamykací krystal v důsledku přiloženého napětí protažen a přitlačen k rotoru,

ve třetím kroku je protažen pohybový krystal a je vyvolána rotace. V posledním kroku se zamykací krystal vrátí do původního rozměru. Dále se pokračuje krokem 1. Pro rotaci v protisměru se použije druhého zamykacího krystalu

PZT rohatkový motor, zobrazený na [23] Obr. 16 využívá jednoduchého principu rohatky, kdy k pohybu slouží pár pohybových krystalů, kdy jeden je smršťován a druhý se prodlužuje. Prodlužovaný krystal uvádí rotor do pohybu.

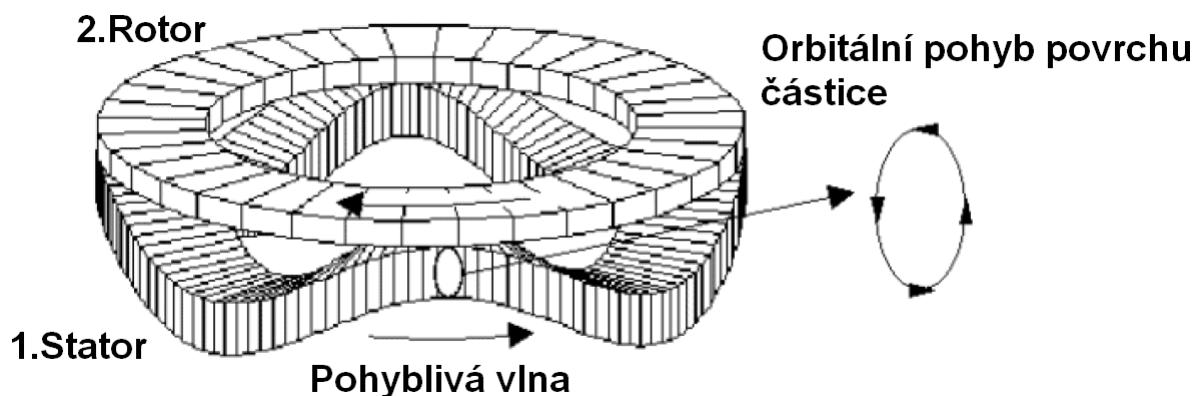


Obr. 15) Piezoelektrický krokový motor [23]

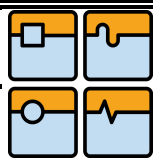


Obr. 16) Piezoelektrický rohatkový motor [23]

Posledním známým typem je motor využívajícím tzv. povrchových akustických vln (SAW-surface acoustic waves). Na obr. Obr. 17, [8], je znázorněn princip pohybu takového motoru. Elektrický výkon je převáděn v elastickou vlnu pomocí piezoelektrického efektu ve statoru. Na statoru je vyvozena tzv. Rayleighova vlna, která pod rotorem vytváří unášivý pohyb a ten je přenášen třecí vazbou na rotor, který je tlačěn proti statoru.



Obr. 17) Piezoelektrický SAW motor [8]



3.1.3 Mechanické subsystémy

Do mechanického subsystému náleží spojky, mechanické převody, pohybující se setrvačné hmoty, vnější síly a momenty.

Tak jak je popsáno v [9], je dobrý návrh mechanického systému základem dobrého mechatronického systému. Při špatné konstrukci mechaniky nemohou ani nejlepší elektronické a elektrické systémy kompenzovat chyby mechaniky. Základem je silný a tuhý rám, využití materiálů a strukturované zákonitosti k zajištění dlouhodobé stability. Nejdůležitější je vyvážení pohybu hmot k zajištění minimálního chvění, tak robustní a stabilní rám, který vydrží roky vibrací a rázů. Podle [9] je optimálnější montovat motor přímo na zátěž, s kterou potřebujeme pohybovat. Existuje mnoho konstrukcí, které zvyhodňují cenu a operativnost tohoto řešení. Například odpadnou náklady na výrobu převodovky, náklady na mazání. Sníží se celková periodická chyba, když odpadnou vůle mezi koly a tím se sníží náklady na dodatečný kompenzační systém.

Kombinací robustního a odolného rámu s použitím lehkých pohybových částí zajistíme dlouhodobou přesnost a životnost konstrukce. Lehčími pohybovými součástmi také zajistíme lepší účinnost energie pohybu a můžeme použít menší a lehčí pohony.

3.1.3.1Převodovka

Popis převodovky podle [11] je mechanická část používaná k zajištění požadovaných rychlostí na výstupu, zatímco rychlosti na vstupu jsou rozdílné. Převodový poměr mezi vstupem a výstupem povětšinou zůstává konstantní, může se ale měnit pro některá nastavení (obvykle s třecím nebo hydraulickým ovládáním a/nebo spojením se spojkou). Proto k zajištění správné konstrukce nebo vhodnému výběru převodovky musíme na začátku znát potřebné rychlosti otáčení pro výpočet vhodného převodového poměru celé převodové soustavy.

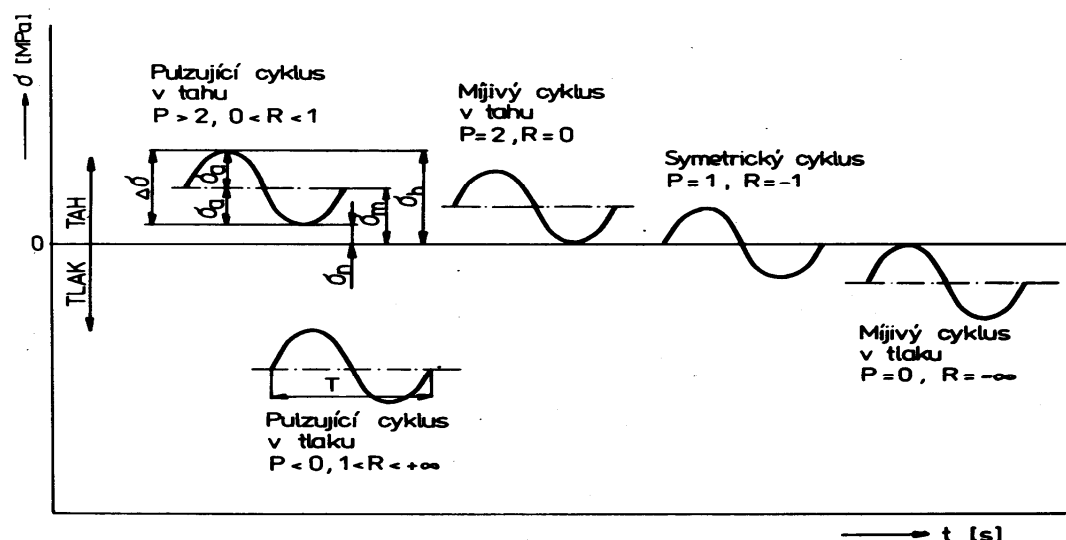
Velikost převodovky je pak dána rozložením a výběrem jednotlivých převodů a přenášeny silovými účinky. Pro návrh vhodné převodovky budu brát v úvahu pouze převody ozubenými koly, tedy na vstupu i výstupu budu definovat úhlové

rychlosti a momenty. Ozubené kola (soukolí) plynule přenášejí mechanickou energii (kroutící moment).

Kromě zrychlení a zpomalení jsou ozubená kola zatěžována za konstantních otáček. V tomto případě je obvykle dostatečný statický výpočet přenášených a reakčních sil. V počátku navrhování převodovky by měly být brány v úvahu dva typy sil. Prvním typem sil jsou reakční síly do ložiska a druhým typem jsou síly přenášeného výkonu. Síly přenášeného výkonu jsou důležité pro návrh velikostí kol a také pro výpočet účinnosti. Projevují se tangenciálně na roztečné kružnici a přenášejí síly z hnacího kola na kolo hnané.

Síly do ložiska vznikají rozkladem sil přenášeného výkonu efektem úhlu záběru zubů. Výpočet těchto sil může být komplikovaný, obzvláště pro výpočet kuželového přímého nebo šikmého ozubení, šnekového a hypoidního ozubení.

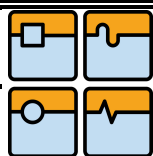
Pro vhodné posouzení převodovky je také nutno počítat s dynamickými účinky, které mohou výsledné síly značně zvětšit. Počítá se se setrvačnými hmotami, třecími odpory a parametry motoru (zrychlení, maximální moment, ...). Dalším důležitým parametrem je únava materiálu. Je to proces změn strukturního stavu materiálu a jeho vlastností, který vyvolává cyklické zatěžování [14].



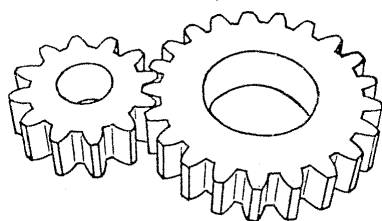
Obr. 18) Typy sinusových zátěžných cyklů a jejich charakteristiky

Pro změnu otáček z motoru směrem na výstup jsem vybral mechanickou převodovku, kde jsou převody zajišťovány pomocí soukolí.

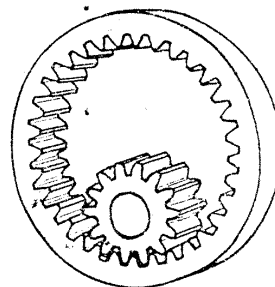
Podle [12] se soukolí dělí na valivá a šroubová. **Valivá soukolí** mohou být v uspořádání s rovnoběžnými osami kol, nazývaná též čelní soukolí. Otáčivý pohyb



je přenášen pomocí tvarového kontaktu mezi koly. Vnější čelní soukolí (viz Obr. 19) se vyznačuje opačným smyslem otáčení spoluzabírajícího kola. Vnitřní čelní soukolí (viz Obr. 20) má smysl otáčení obou kol stejný.

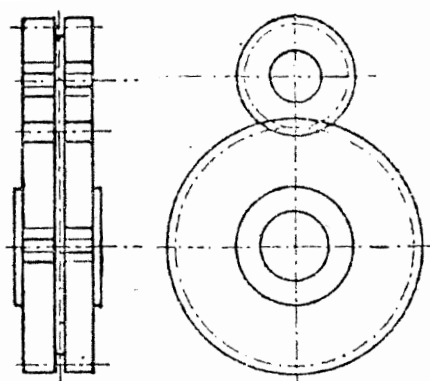


Obr. 19) Vnější čelní soukolí [12]

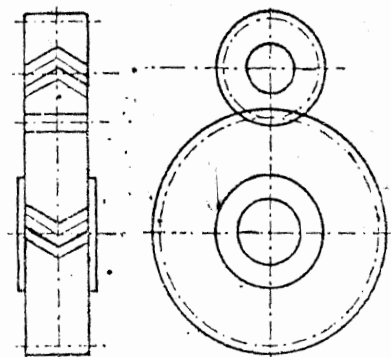


Obr. 20) Vnitřní čelní soukolí [12]

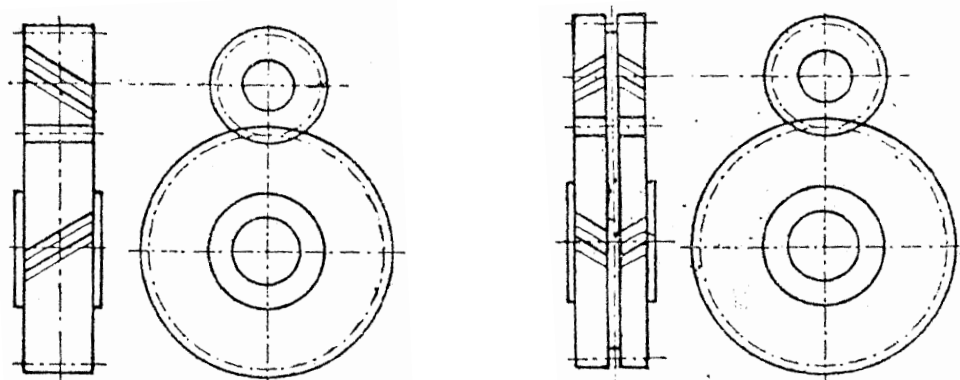
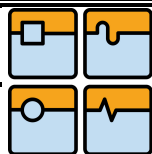
- Kola vnějších čelních soukolí mohou mít zuby:
- přímé (viz Obr. 19)
- stupňové (viz Obr. 21) – ozubený věnec je rozdělen drážkou na 2 poloviny, proti zubu věnce jedné poloviny je v druhé polovině zubová mezera
- šípové (viz Obr. 22)
- šikmé (viz Obr. 23) - boční křivky zubů jsou šikmé křivky, skloněné o úhel β
- dvojnásobně šikmé (viz Obr. 24)
- násobně šikmé, čili Citroenovy zuby (viz Obr. 25)
- kruhové



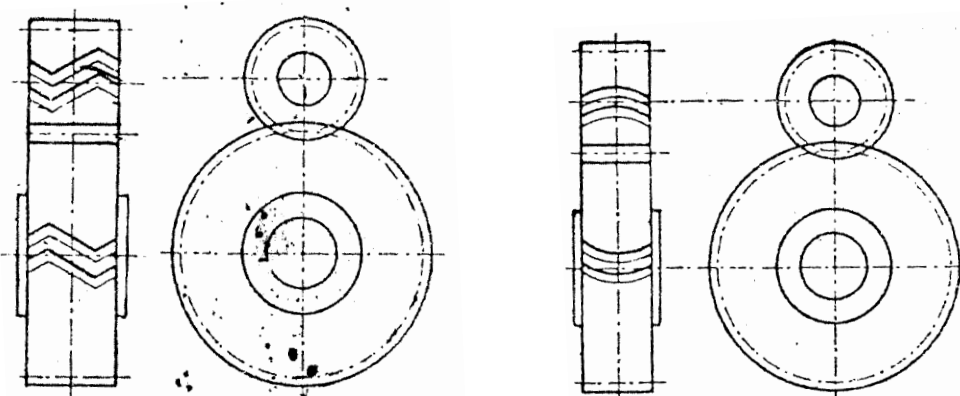
Obr. 21) Vnější čelní soukolí, stupňové [12]



Obr. 22) Vnější čelní soukolí, šípové [12]

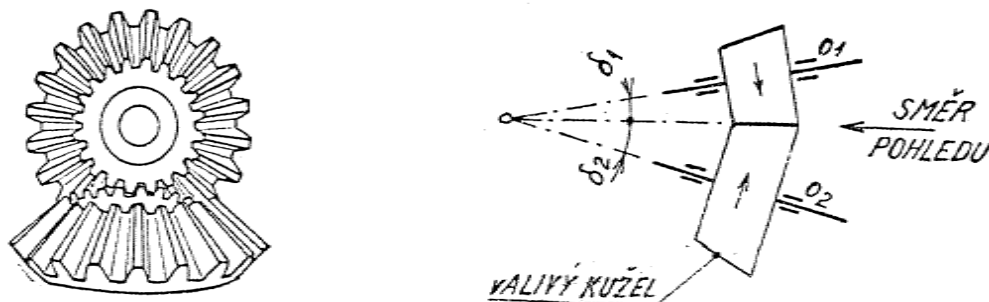


Obr. 23) Vnější čelní soukolí, šikmé [12] Obr. 24) Vnější čelní soukolí, dvojnásobně šikmé [12]



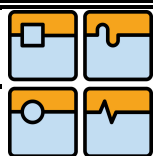
Obr. 25) Vnější čelní soukolí, násobně šikmé [12] Obr. 26) Vnější čelní soukolí, kruhové [12]

Dalším typem valivých soukolí je s různoběžným uspořádáním os. Tato soukolí se též nazývají **kuželová soukolí** (viz Obr. 27). Otáčivý pohyb přenášený zuby z hnacího kola na kolo hnané zde můžeme nahradit otáčivým pohybem dvou myšlených valivých kuželů, které se po sobě odvalují.

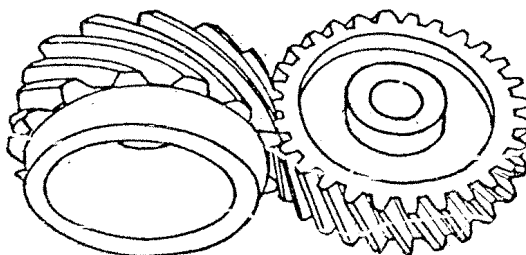


Obr. 27) Kuželové soukolí [12]

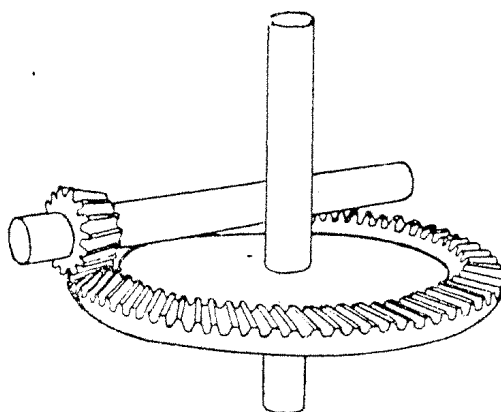
Šroubová soukolí mají mimoběžná uspořádáním os kol. Při otáčení se tělesa kol, šroubových soukolí, po sobě odvalují a současně posouvají ve směru své



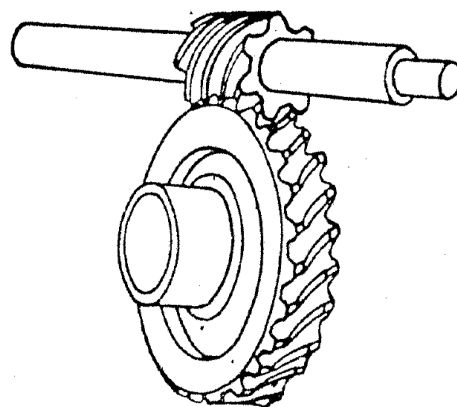
dotykové přímky a tím vzniká šroubový pohyb. Základním vzorem šroubových soukolí je soukolí hyperbolické. Tato kola jsou pracná a nákladná na výrobu a proto se více nahrazují šroubovým soukolím válcovým (viz Obr. 28), hypoidním soukolím (viz Obr. 29) a nejčastěji šnekovým soukolím (viz Obr. 30).



Obr. 28) Šroubové soukolí válcové



Obr. 29) Hypoidní soukolí

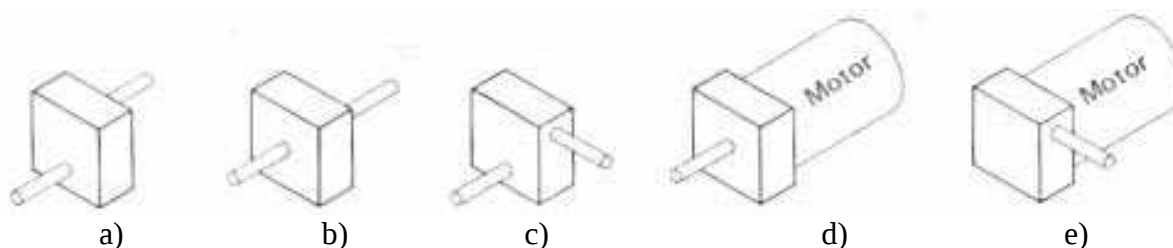


Obr. 30) Šnekové soukolí

3.1.3.1.1 Typy převodovek

Jak převodovky, tak soukolí mohou být posuzovány podle typu kol stejně jako podle uspořádání polohy vstupních a výstupních hřídelí. To je zajištěno použitím vhodných soukolí. Typy kol a soukolí jsem uvedl v předchozí kapitole, druhy uspořádání (viz Obr. 31) jsou tyto:

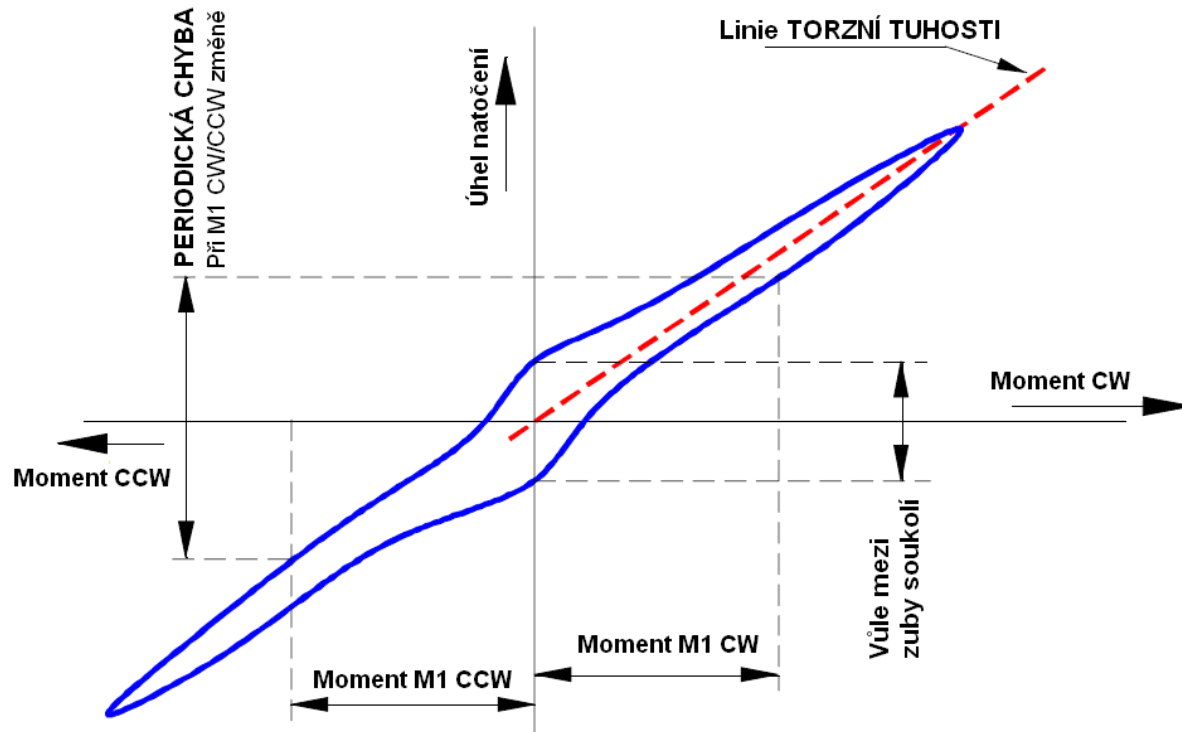
- posunuté (rovnoběžné) uspořádání
- souosé uspořádání
- pravoúhlé uspořádání
- s integrovaným motorem – souosé
- s integrovaným motorem – pravoúhlé



Obr. 31) Typy uspořádání převodovek; a) posunuté (rovnoběžné), b) souosé, c) pravoúhlé, d) s integrovaným motorem-souosé, e) s integrovaným motorem-pravoúhlé [11]

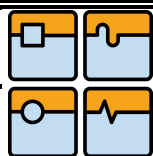
V Tab. 3) Základní přehled soukolí [11]**Error! Reference source not found.** je shrnut základní přehled a vyhodnocení jednotlivých soukolí, použitelných do převodovek. Pro jejich výběr je třeba zvážit jak orientaci os na vstupní a výstupní hřídeli, tak vlastnost a schopnost soukolí k zajištění potřebného převodu a přenosu momentu.

K zajištění co největší přesnosti je třeba vybrat vhodná soukolí, ale také zajistit minimální nebo nulovou vůli mezi koly a maximální torzní tuhost zubů (viz Obr. 32). K tomu slouží různé postupy.

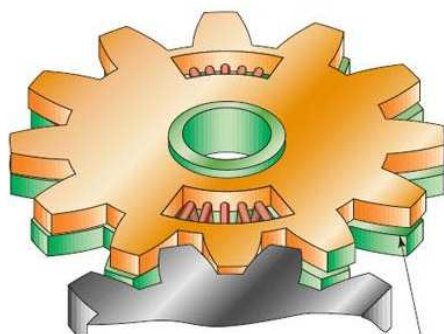


Obr. 32) Průběh vzniku periodické chyby = ztráta pohybu [11]

Například **dělená kola** proti sobě tlačena pružinami. Příklady použití jsou třeba (Obr. 33) dělená čelní přímá kola s vymezenou vůlí mezi zuby a jistým předpětím, zajištěné pružinou. Nebo kolo se šikmými zuby dělené na dvě poloviny



(Obr. 34), unášené na vodících osách, procházející oběma polovinami a dotlačené pružinou. Spoluzabírající kolo je nedělené a většinou s vnitřním ozubením. Na principu předpětí a vymezení vůle funguje i OTT šnekové soukolí (Obr. 35). Šnek je rozdělen na dvě poloviny s asymetrickým tvarem zubů, zrcadlově k sobě orientované. Obě poloviny jsou k sobě spojeny podélným drážkováním a tím nedochází k prokluzu, jsou k sobě tlačeny pružinou. Při rotaci jedním směrem dochází k unášení kola šroubovou spirálou aktivní poloviny šneku. Kolo je v kontaktu s druhou polovinou šneku, která je také unášena a tím nedochází k samosvornému chování v této polovině. Otočením směru rotace dochází k výměně aktivních polovin

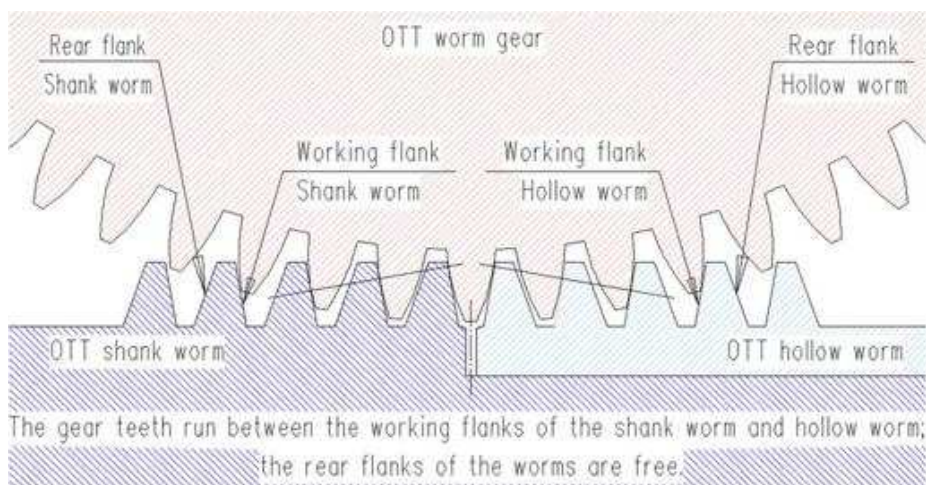


Přitlčením obou polovin kola pružinou proti sobě, dojde k vymezení vůle mezi zuby

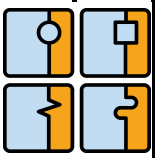


Obr. 33) Vnější čelní přímé soukolí s nulovou vůlí mezi zuby vlevo [26]

Obr. 34) Vnější čelní šikmé soukolí s dělenou hlavou vpravo [25]

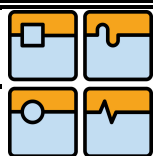


Obr. 35) OTT šnekové soukolí [24]

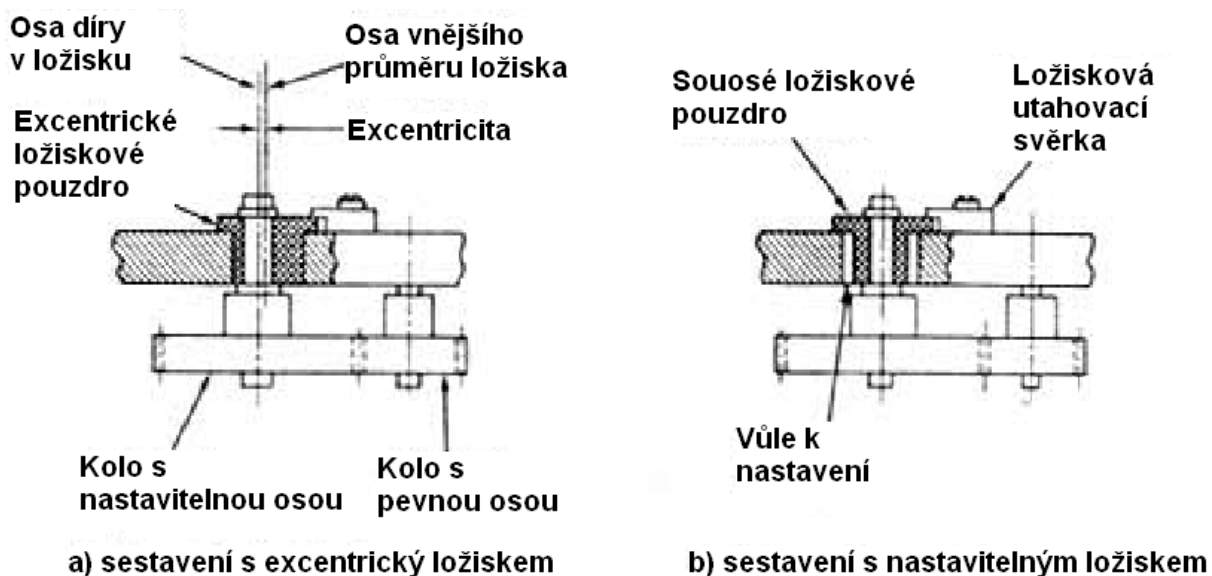


Tab. 3) Základní přehled soukolí [11]

Typ	Hodnocení přesnosti	Popis	Použití	Poznámky k přesnosti
Čelní kola s přímými zuby	1	Rovnoběžné osy Vysoké otáčky a síly Největší účinnost	Pro všechny typy převodovek a široký rozsah převodových poměrů	Kola nabízí maximální přesnost. První volba, doporučená pro všechny převody s výjimkou velmi vysokých rychlostí a sil nebo speciálních použití, jako pravoúhlé řízení.
Čelní kola s šikmými zuby	2	Rovnoběžné osy Velmi vysoké otáčky a síly Účinnost lehce menší než s přímými zuby	Nejvíce pro aplikace s vysokými rychlostmi a silami, také tam, kde se používají kola s př. zuby	Ekvivalentní kvalita k čelním přímým zubům, kromě komplikací se šikmými zuby. Doporučeno pro aplikace s vysokými silami a rychlostmi. Musí být použita axiální ložiska.
Čelní kola s kříženými šikmými zuby	6	Mimoběžné osy Vysoké tření Malé rychlosti Malé síly	Relativně malé převodové číslo, malé rychlosti a síly	Neměla by se používat pro přesné pozicování kvůli bodovému kontaktu, použitelné pro pravoúhlé převodovky, pokud je mala síla.
Čelní kola vnitřní s přímými zuby	4	Rovnoběžné osy Vysoké otáčky a síly	Pro aplikace s potřebnými vysokými otáčkami a silami. Mají malá tření a snesou velká zatížení. Používají se v planetovkách k zajištění vysokého pře. poměru	Nedoporučuje se používat pro přesné pozicování kvůli konstrukci, vyrobiteľnosti a omezení měření.
Kuželová kola	3	Skřížené osy Vysoké otáčky a síly	Vhodný pro poměry 1:1 a vyššími, dále pro pravoúhle a různouhlé aplikace	Dobrá volba pro pravoúhlé uspořádání, částečně malé převody. Složitá výroba omezuje přesnost. Měly by být umístěny na nejméně namáhaných částech převodovky.
Šneková soukolí	3	Pravoúhlé mimoběžné osy Vysoké převodové číslo Vysoké otáčky a síly Malá účinnost a nereverzibilní použití	Vysoké převody a síly,	Může být vyrobeno s vysokou přesností, ale šnek má výrazná omezení. Měla by se používat pro průměrně přesné aplikace, ale lze použít i pro přesné převodovky. Nejlepší volba v kombinaci vysokých otáček a pravoúhlého uspořádání. Nutno zajistit velmi dobré mazání
Speciální (čelní šnek, hypoid)	5	Skřížené a mimoběžné osy Malé otáčky a síly	Speciální případy	Neměla by se používat pro přesné pozicování.

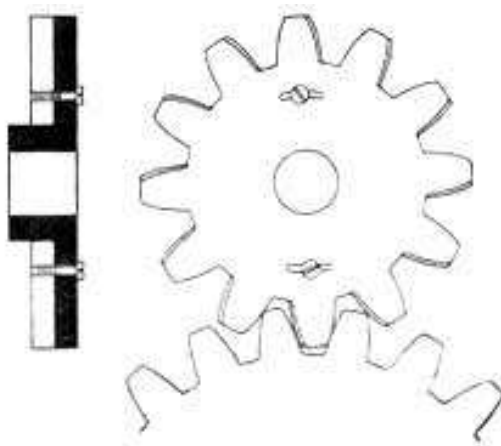


Dalším principem pro zajištění přesného přenosu jsou **nastavitelné osově vzdálenosti**. Vůle mezi zuby může být zmenšena a hlídána pomocí nastavitelných osových vzdáleností. To je zajištěno buď excentrickým ložiskem, nebo nastavitelným ložiskem (viz Obr. 36).



Obr. 36) Princip nastavitelné osově vzdálenosti [11]

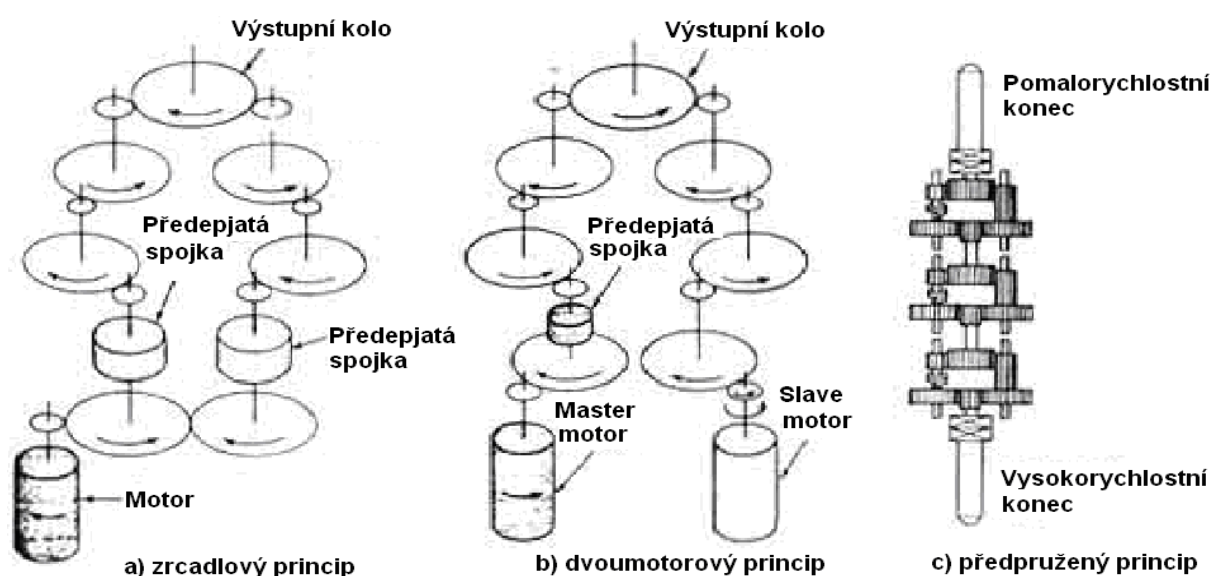
Princip s **nastavitelnou šířkou zubu**. Vůle je vymezena vzájemným potočením dvou polovin kol a následně jsou tyto poloviny k sobě přitáhnuty šroubem (viz Obr. 37).



Obr. 37) Princip s nastavitelnou šířkou zubu [11]

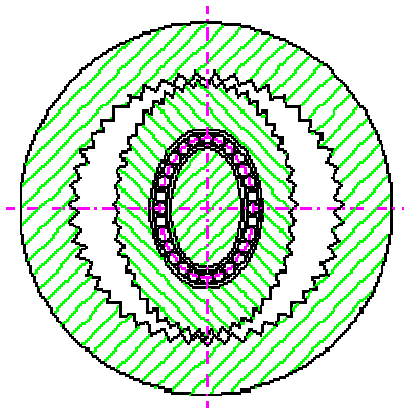
Dualní převodovky také zajišťují nulovou vůlí mezi vstupem a výstupem. Existují tři provedení:

- **zrcadlový princip:** motor pohání 2 protisměrně otáčející kola, která přes několik soukolí otáčejí výstupním kolem. Protisměrným pohybem se vymezují vůle.
- **dvoumotorový princip** (Master-Slave): dva motory jsou napájeny individuálně a pokud se jeden otáčí (Master), druhý je vypnutý a brzdí
- **předpružený princip:** předepjaté torzní pružiny působí proti směru rotace a tím dochází k vymezení vůle.

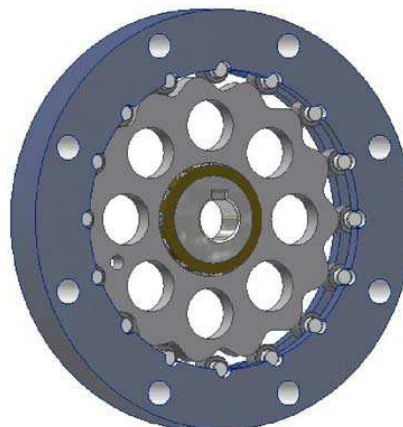


Obr. 38) Princip duální převodovky [11]

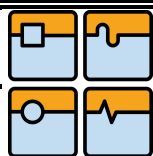
Dobré výsledky pro přesný přenos mají také harmonické převodovky a převodovky cykloidální, které využívají principu excentrického harmonického pohybu. Mají vysoký kontaktní poměr a tím se snadno eliminují vůle a také dobře snášejí přetížení. Dále se vyznačují vysokou tuhostí a velkými převodovými poměry.



Obr. 39) Harmonická převodovka [27]

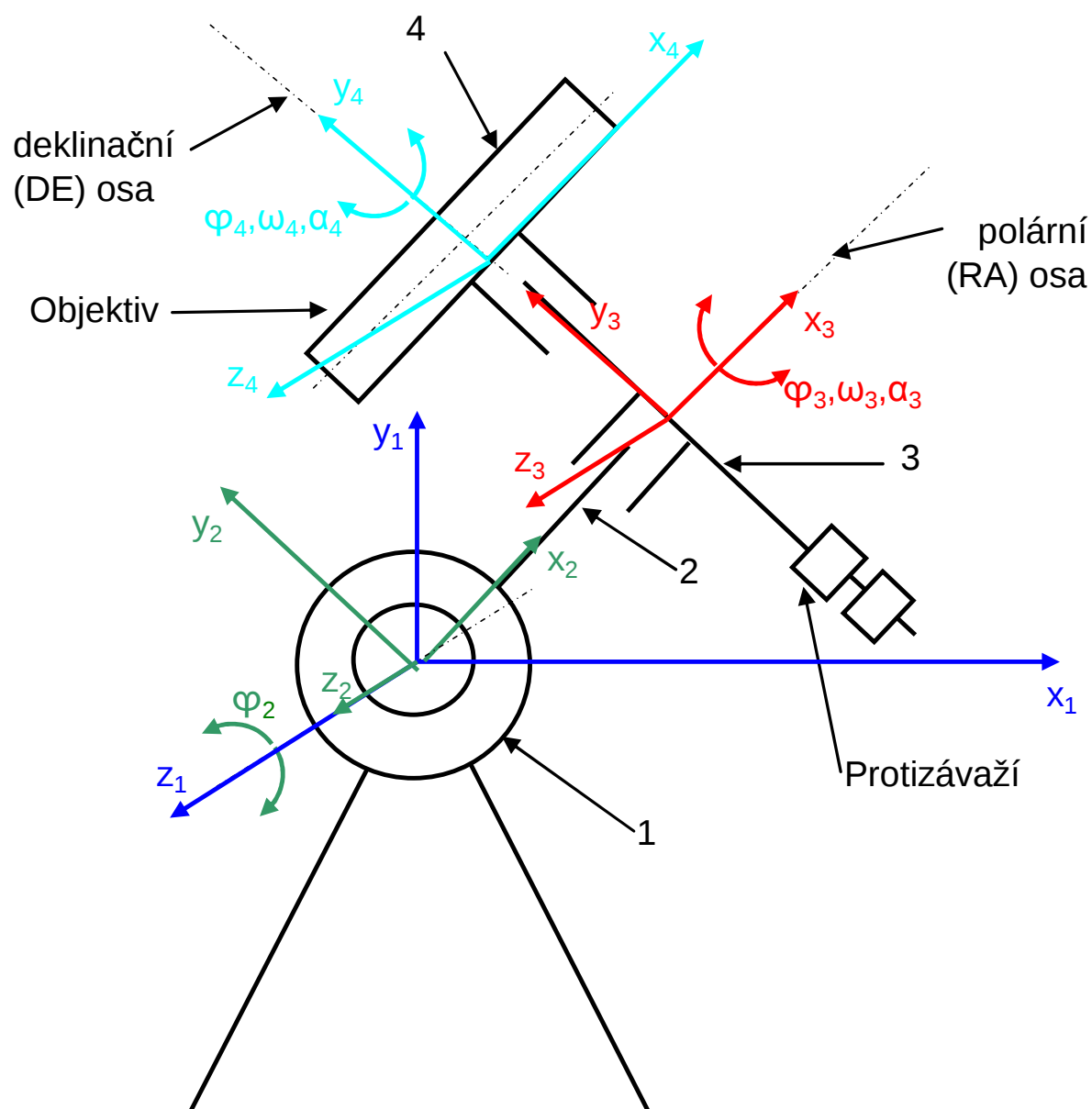


Obr. 40) Cykloidální převodovka [28]



4. Návrh a výpočet montáže dalekohledu

4.1 Souřadnicový systém



Obr. 41) Souřadný systém montáže

Na obrázku Obr. 41 je znázorněno zjednodušené schéma montáže astronomického dalekohledu. Podle tohoto schématu budu navrhovat počítat jednotlivé funkční celky. Jako první potřebuji spočítat pohon a převodovku obou hlavních os rotace, které se otáčejí kolem os x_3 a x_4 .

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 42
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Pro návrh mechanického subsystému je třeba sestavit podle [10] vhodné Eulerovy pohybové rovnice. Podle Obr. 41 zavedeme kartézský souřadnicový systém, kdy souřadnicový systém O_1, x_1, y_1, z_1 je vztažný k hlavě stativu, osa z_1 je totožná s osou otáčení členu 2 a směřuje z obrázku. Osa x_1 je rovnoběžná s tečnou se zemí, směřuje doprava a vytváří s osou x_2 rovinu, kolmou na z_1 . Osa y_1 pak směřuje kolmo od země vzhůru.

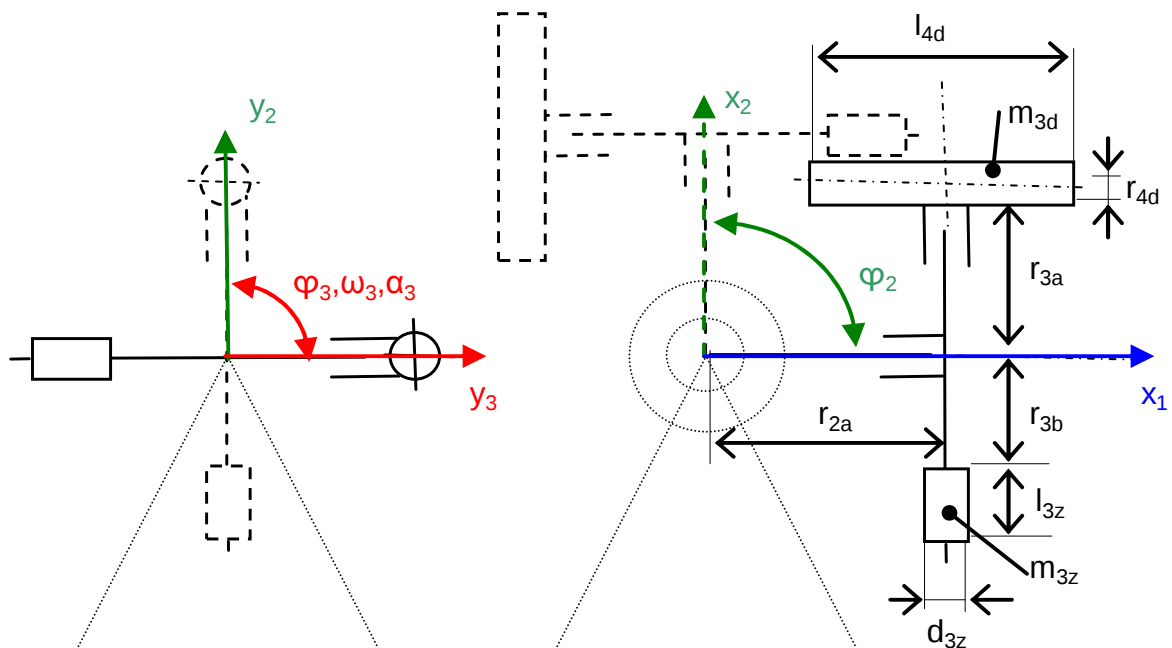
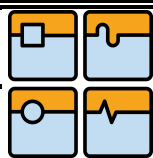
Druhý souřadnicový systém ztotožním s dílem 2 pro zajištění souososti dalekohledu s polární osou. Má stejný počátek s prvním s. s., ale osa x_2 je totožná s RA osou a z_2 je totožná se z_1 . Třetí s. s. vytvoříme tak, že y_3 leží na tzv. DEC ose a x_3 je totožná s RA. Čtvrtý díl slouží k upevnění dalekohledu a k jeho otáčení kolem DEC osy. Proto je y_4 osou rotace a osa x_4 je rovnoběžná s osou dalekohledu a osou sledovaného hvězdného objektu.

4.2 Zadání pro výpočet pohonu os

Základní otáčky os odpovídají hodinové úhlové rychlosti Země (ω_z), tedy 15°/hod nebo 4.36×10^{-3} rad/min. Maximální hmotnost objektivu, jak již bylo zmíněno, je 20 kg. Pro návrh montáže vycházím z konkurenčního produktu EM-200 firmy Takahashi. Vzdálenost objektivu od RA osy volím $r_{3a} = 220\text{mm}$. Průměr objektivu se pohybuje kolem 340mm tedy $r_{4d} = 170\text{mm}$. Hmotnost protizávaží volím $m_{3z} = 10\text{kg}$, průměr $d_{3z} = 100\text{mm}$ a materiál šedou litinu s hustotou $\rho_l = 7130\text{kg/m}^3$. Periodická chyba konkurenční montáže je $\delta_{PE} = \pm 5''$ (arcsec).

$$m_{3d} = 20\text{kg}, r_{3a} = 220\text{mm}, r_{4d} = 170\text{mm}, m_{3z} = 10\text{kg}, d_{3z} = 100\text{mm}, \rho_l = 7130 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3},$$

$$\delta_{PE} = \pm 5 \text{arcsec}, \omega_H = \omega_z = 4.36 \cdot 10^{-3} \text{ rad/min}, \varphi_2 = \left\langle 0, \frac{\pi}{2} \right\rangle, \varphi_3 = \langle 0, \pi \rangle$$



Obr. 42) Schéma základních souřadnic montáže

4.3 Návrh protizávaží

Jedním ze základních prvků německé montáže je závaží, vyrovnávající moment, způsobený hmotností dalekohledu na rameni. Schéma uložení a souřadnic je zobrazeno na Obr. 42) Schéma základních souřadnic montáže. Pro prvotní výpočet navrhuji závaží 2x5 kg. Pro navrhnutí vhodné délky vodící tyče použijeme rovnici momentové rovnováhy a pro zjednodušení výpočtu předpokládám závaží spojená do jednoho dílu:

$$M_d = M_z \Rightarrow m_{3d} \cdot g \cdot (r_{3a} + r_{4d}) = m_{3z} \cdot g \cdot \left(r_{3b} + \frac{l_{3z}}{2} \right) \quad (2)$$

hmotnost závaží můžeme vyjádřit pomocí objemu a získám tak délku závaží. :

$$m_{3z} = \rho_l \cdot \pi \cdot \frac{d_{3z}^2}{4} \cdot l_{3z} \Rightarrow$$
$$l_{3z} = \frac{4 \cdot m_{3z}}{\rho_l \cdot \pi \cdot d_{3z}^2} = 178.6 \text{ mm} \quad (3)$$

Délka je příliš velká, a proto v rovnici 2 optimalizuji délku $l_{3z}=100\text{mm}$. Průměr je pak:

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 44
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$\underline{\underline{d_{3z} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{3z}}{\rho_l \cdot \pi \cdot l_{3z}}} = 133.6mm}} \quad (4)$$

Dosazením rovnice 1.2 do 1.1 získám

$$\begin{aligned} m_{3d} \cdot (r_{3a} + r_{4d}) &= m_{3z} \cdot \left(r_{3b} + \frac{2 \cdot m_{3z}}{\rho_l \cdot \pi \cdot d_{3z}^2} \right) \Rightarrow \\ r_{3b} &= \frac{m_{3d}}{m_{3z}} \cdot (r_{3a} + r_{4d}) - \frac{2 \cdot m_{3z}}{\rho_l \cdot \pi \cdot d_{3z}^2} = 730mm \end{aligned} \quad (5)$$

a z toho vyplývá celková délka vodící tyče. Ta je $l_{3z} + r_{3b} = 830mm$. Taková délka by montáž dělala nepoužitelnou, aproto je třeba použít většího závaží ke zkrácení délky alespoň na 650mm. Vhodným upravením rovnice 1 získám rovnici pro optimalizaci hmotnosti:

$$m_{3z} \geq \frac{m_{3d} \cdot (r_{3a} + r_{4d})}{\left(r_{3b} + \frac{l_{3z}}{2} \right)}, \text{ kde } r_{3b} = 550mm \text{ a } l_{3z} = 100mm \text{ je } \underline{\underline{m_{3z} \geq 13kg}}$$

Po přepočítání je $d_{3z} \approx 155mm$, $l_{3z} = 100mm$, $r_{3b} \approx 550mm$ a $m_{3z} = 13kg$.

4.4 Základní výpočet výkonu

Pro návrh vhodného motoru je třeba znát zátěž. V našem případě je statický moment $M_d - M_z = 0$, budu tedy počítat pouze se setrvačnými hmotami. Z počátečních předpokladů budou maximální otáčky osy 120-ti násobkem úhlová rotace Země, tedy $\omega_{MAX} = 120 \times \omega_z = 0.523 \text{ rad/min}$. Pro návrh pohonu předpokládám motor spojený s osou rotace. Výpočet a návrh mechaniky provedu pro osu x_3 , protože je hlavní používanou osou. Osa x_3 je také centrální osou setrvačnosti. Můžeme tedy psát:

$$M_{x_3} - M_{S_3} - M_T = 0 \Rightarrow M_{x_3} - M_T = M_{S_3} \quad (6)$$

Pro zjednodušený modelový případ třecí moment (M_T) položíím roven nule a potom bude rovnice 5:

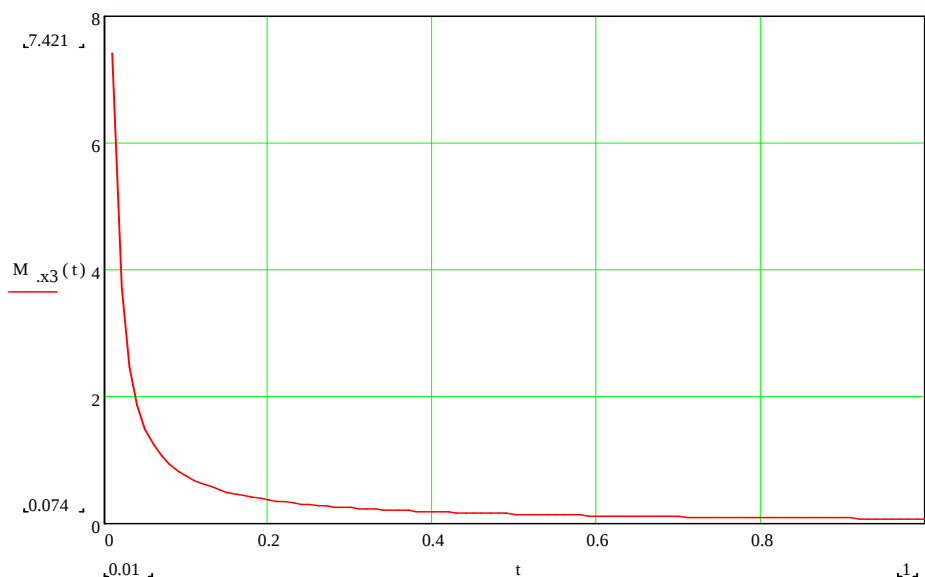
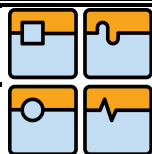
 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 45
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$M_{x3} = M_{s3}$$
$$M_{x3} = I_{x3} \cdot \alpha_{x3} = I_{x3} \cdot \frac{d\omega_{x3}}{dt} \tag{7}$$
$$\omega_{x3} = \omega_{MAX} = 0.523rad / min = 0.009rad / s \tag{8}$$

I_{x3} dopočítám součtem momentů setrvačnosti všech prvků, které nejsou na hlavní ose setrvačnosti a které spočítám pomocí Steinerovy věty:

$$I_{x3} = I_{x3d} + I_{x3z} \tag{9}$$
$$I_{x3d} = \frac{1}{4} m_{3d} \left(r_{4d}^2 + \frac{1}{3} l_{4d}^2 \right) + m_{3d} (r_{3a} + r_{4d})^2 = 3.8kg \cdot m^2 \tag{10}$$
$$I_{x3z} = \frac{1}{2} m_{3z} r_{3z}^2 + m_{3z} \left(r_{3b} + \frac{l_{3z}}{2} \right)^2 = 4.7kg \cdot m^2 \tag{11}$$
$$I_{x3} = 8.5kg \cdot m^2$$

Zavedením funkce $M_{x3}(t)$ mohu z grafického znázornění jejího výpočtu, v softwaru MathCAD, nalézt optimální moment, potřebný k zajištění potřebného zrychlení (viz Obr. 43). Vodorovná osa znázorňuje čas $t[s]$ a svislá osa znázorňuje moment $M_{x3}[Nm]$. Je zde vidět, že moment, potřebný k zajištění potřebného zrychlení, významně narůstá v intervalu od 0.4 do 0.2 sec a prudce narůstá v intervalu od 0.2 do 0.01 sec. **Čas 0.2 až 0.4 sec** je dostatečný pro dosažení otáček $120 \times \omega_Z$, a proto volím minimální moment na výstupní hřídeli **$M_{x3} \approx 0.4 \div 0.2 [Nm]$** .



Obr. 43) Průběh funkce $M_{x3}(t)$ pro 120x otáčky

Protože maximální periodická chyba (P.E.), tedy odchylka pointace montáže a skutečné sledované polohy hvězdné soustavy může být maximálně $\delta_{PE} = \pm 5''$ (arcsec), provedu kontrolu, zda je vypočítaný moment dostačující ke zrychlení a vyrovnávání chyby montáže. Pro výpočet je $\omega_{MAX} = \omega_H = \omega_Z$, tedy:

$$\omega_{x3} = \omega_H \Rightarrow \frac{d\phi_{x3}}{dt} = \omega_H \quad (12)$$

$$\int_{\phi_{x30}}^{\phi_{x3}} d\phi_{x3} = \omega_H \int_0^t dt \Rightarrow \phi_{x3} = \phi_{x30} + \omega_H \cdot t \quad (13)$$

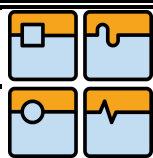
Dosazením rovnice (12) do rovnice (7) mohu psát:

$$M_{x3} = I_{x3} \frac{d}{dt} \left(\frac{d\phi_{x3}}{dt} \right) \Rightarrow M_{x3} \int_0^t \int_0^t dt \cdot dt = I_{x3} \int_{\phi_{x30}}^{\phi_{x3}} d\phi_{x3} \Rightarrow \quad (14)$$

$$M_{x3} = 2 \cdot I_{x3} \frac{\phi_{x3} - \phi_{x30}}{t^2}$$

$$\omega_H = \frac{d\phi_H}{dt} \Rightarrow \phi_H = \phi_{H0} + \omega_H \cdot t \quad (15)$$

$$-\delta_{PE} = \phi_H - \phi_{x3} \Rightarrow \phi_{x3} = \phi_H + \delta_{PE} \quad (16)$$



Znaménko $-\delta_{PE}$ znamená, že na začátku se montáž opoždí vůči skutečné poloze sledovaného souhvězdí. Součtem rovnic (15) a (16) získám vztah:

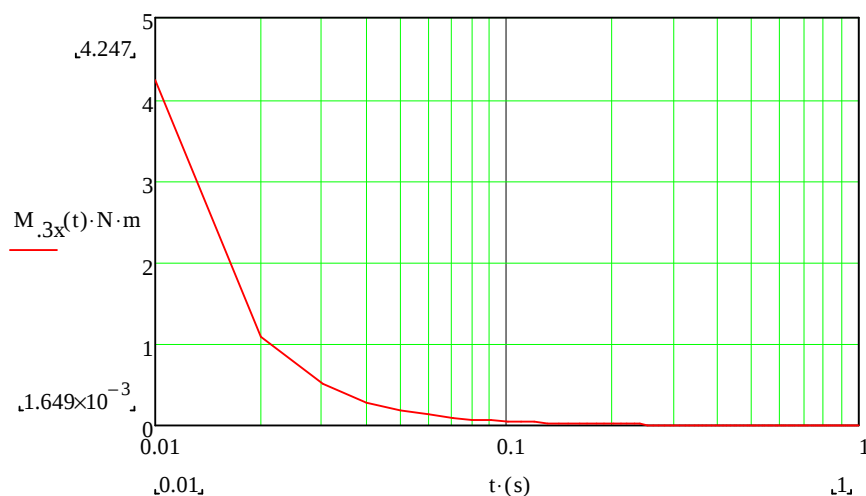
$$\phi_{x3} = \phi_{H0} + \omega_H \cdot t + \delta_{PE} \quad (17)$$

Dosazením rozšířeného stavu rovnice (17) do odvozené rovnice (14) získám základní pohybovou rovnici polární osy:

$$M_{x3} = 2 \cdot I_{x3} \frac{\phi_{H0} + \omega_H \cdot t + \delta_{PE} - \phi_{x30}}{t^2} \Rightarrow$$
$$M_{x3} = 2 \cdot I_{x3} \frac{\phi_{H0} + \delta_{PE} - \phi_{x30}}{t^2} + 2 \cdot I_{x3} \frac{\omega_H}{t} \quad (18)$$

Počáteční hodnoty $\phi_{H0} = \phi_{x30} = 0$.

Rovnici (17) přepíši na funkci v čase. Opět v programu MathCAD dosadím za t hodnoty od 0.01s do 1s. Průběh funkce je vidět na obrázku Obr. 44. Osa t je v logaritmických souřadnicích. Z grafu je patrný moment, potřebný k dosažení potřebných otáček za určitý čas. Je taky patrné, že potřebný moment klesá s přibývajícím časem, potřebným k vyrovnání rychlostí. V časech $0.2 \div 0.4$ s je **$M_{3x} \approx 0.017 \div 0.006$ [Nm]**. Je tedy patrné, jak bylo očekáváno, že moment potřebný pro zrychlení k dosažení 120x úhlová rychlost je dostačující.



Obr. 44) Průběh funkce $M_{x3}(t)$ pro normální otáčky

Výkon, potřebný k zajištění bezchybného chodu pak je:

$$P = M_{x3} \cdot 120 \cdot \omega_H = 1.8 \div 3.75 \text{ mW}$$

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.5 Výběr pohonu

Při výběru vhodného pohonu se budu řídit metodikou navrhování servopohonu ve třech etapách [1]. První etapou je **zadání servopohonu**. Druhou etapou je návrh pohonu a třetí etapou je kompletní projekční a konstrukční dokumentace. Úplné zadání má obsahovat: technickou charakteristiku pracovního stroje, požadavky na regulaci, požadavky na diagnostiku a zpětná hlášení, údaje o pracovním prostředí, speciální požadavky na konstrukční uspořádání a požadované spolehlivostní parametry.

Technickou charakteristiku jsem spočítal v předchozí kapitole:

zátěžný dynamický moment na výstupu $M_{od}=0.2 \div 0.4$ [Nm]

statický moment $M_{os}=0$ [Nm]

výstupní otáčky $\omega_o=0.1x \div 120x \omega_H=4.36 \times 10^{-4} \div 0.523$ rad/min

výstupní výkon $P_o=1.8 \div 3.75$ mW

Z požadavků na regulaci je třeba **regulovat polohu a rychlost**.

Diagnostika systému by měla být designována na výstupu pro kontrolu skutečné polohy a korigování periodické chyby vzniklé pohybem a deformací mechanických částí.

Napájení je zajištěno pomocí inteligentních baterií BQ20xx. Mají dlouhou výdrž a dodávají 6V.

Protože zastavěný prostor převodovky musí být co nejmenší a přesnost musí být vysoká, nabízí se použití duplexního šnekového soukolí. Tím je využito vlastnosti šnekového soukolí pro zajištění maximálního převodového stupně v minimálním možném zastavěném prostoru a také vysoké přesnosti, použitím tohoto speciálního typu šnekového soukolí. Proto bude **konstrukční uspořádání** převodovky s pravoúhlým uspořádáním os. Toto provedení navíc velmi jednoduše umožňuje nastavení manuální korekce os a samosvornost soukolí chrání motor i zbytek převodovky proti momentovému přetížení při nevyváženém stavu dalekohledu a protizávaží.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 49
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Nejdříve navrhnu vhodnou koncepci pohonu. Pro volbu typu servopohonu je v současné době k dispozici celá řada pohonů [1]: pohon se stejnosměrným motorem, zejména s buzením permanentními magnety, pohon s elektronicky komutovaným motorem (bezkartáčovým stejnosměrným motorem), pohon se synchronním motorem s permanentními magnety na rotoru, pohon s asynchronním motorem a pohony s krokovými motory různého konstrukčního provedení.

Všechny tyto vyjmenované motory jsou v servopohonech napájeny z výkonových tranzistorových měničů, pouze stejnosměrné motory bývají napájeny i z měničů tyristorových. Dále také piezopohony, které mají řídicí elektroniku, včetně regulace a zpětné regulační smyčky, implementovanou na obvodové desce spolu s pohonem.

Výstupní hřídel a pohon je spojen mechanicky pomocí převodovky a spojovacích součástí. Proto mezi nimi platí interakce, které jsou ovlivněny i převodovkou.

Statický moment je na výstupu roven nule, proto na pohon bude působit pouze třecí složka:

$$M_{MS}\omega_M = \frac{M_t}{\eta}\omega_o \tag{19}$$

M_{MS} ...potřebný moment motoru (Nm) M_t ...třecí moment (Nm)
 ω_M ...otáčivá rychlost motoru (s⁻¹) ω_o ...otáčivá rychlost na výstupu (s⁻¹)
 η ...účinnost převodů

Dynamický moment je potřebný k zrychlování a brzdění [1]. Pro jeho výpočet musíme znát přepočítaný moment setrvačnosti na hřídel motoru a potřebné zrychlení nebo dobu rozběhu. Při přepočtu vycházíme z rovnováhy kinetické energie pohybujících se hmot. Protože soustava nekoná žádný posuvný pohyb, nebudu při výpočtech uvažovat translační síly:

$$\frac{1}{2}I_{zM}\omega_M^2 = \frac{1}{2}I_{x3}\omega_o^2 \tag{20}$$

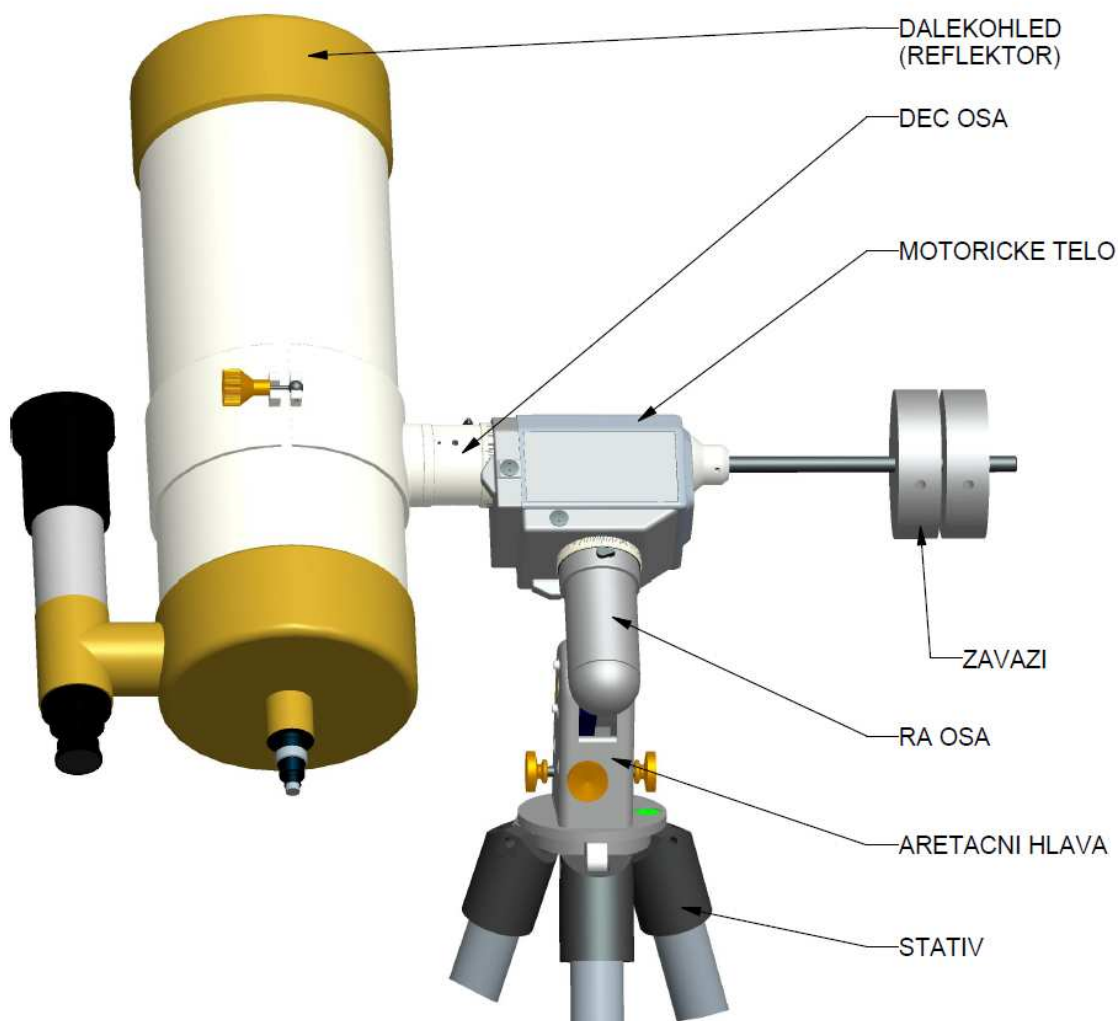
I_{zM} ...přepočítaný přídavný moment setrvačnosti (kgm²)

I_{x3} ...moment setrvačnosti zátěže (kgm²)

K takto vypočítanému momentu setrvačnosti zátěže je nutno připočítat vlastní moment setrvačnosti rotoru navrženého motoru. Při výpočtu dynamického momentu se vychází z rovnice rovnováhy momentů.

$$M_d = (I_{zM} + I_M) \frac{d\omega_M}{dt} + M_{MS} \quad (21)$$

je-li dáno požadované úhlové zrychlení $d\omega/dt$. Vypočítaný moment M_d nesmí být větší, než maximální dovolený moment zvoleného motoru, případně maximální moment, vyplývající z nastaveného proudového omezení napájecího měniče.



Obr. 45) Celkový pohled na sestavu montáže dalekohledu a reflektoru

Na Obr. 45 je znázorněna celková sestava montáže i s reflektorem pro názornost při popisu dílů, jejich výpočtu a návrhu v dalších kapitolách. Trojrozměrný model, který byl vytvořen, slouží pro základní prototypové studie a znázornění vybraného konceptu.

Ten jsem vybral pomocí nástroje zhodnocení váhových kritérií jednotlivých konceptů (viz Tab. 4). Vítězným konceptem je piezoservopohon, který má výhodu malých otáček. Odpadá tak nutnost větších převodových poměrů a tím se redukuje negativní vlivy chyb soukolí a zmenšuje se zastavený prostor. Také disponuje vlastním odměřováním polohy a není nutné dodatečné odměřování. Nespornou výhodou tohoto pohonu je vysoká přesnost pozicování, plynulá regulace otáček a velmi krátké odezvy na signál.

	Hodnocení požadavků	Základní model/ EM200, je poháněn krokovým motorem	A) Servopohon se synchronním motorem s permanentními magnety na rotoru a třífázovým vinutím ve statoru.	B) Servopohon s krokovým motorem	C) Servopohon s DC brushless motorem	D) Servopohon se stejnosměrným motorem a s buzením permanentními magnety	E) Servopohon s asynchronním motorem	F) Piezoservopohon
Požadavky								
Přesnost pozicování	9	5	2	5	3	2	1	8
Napájení baterií	6	5	8	5	3	5	4	9
Celková Hmotnost	4	5	8	5	4	2	2	9
Velikost převodovky	5	5	4	5	4	3	3	5
Proveditelnost	7	5	7	5	7	4	5	8
Cenová náročnost	6	5	5	5	7	7	6	2
Životnost	7	5	3	5	7	4	3	4
Kvalita řízení a regulace	9	5	4	5	4	3	2	8
Total = Sum		40	41	40	39	30	26	53
Weighted Total = Sum(WFxRating)		265	254	265	257	196	166	355

Hodnocení	
1	Horší než základní model
5	Stejný jako základní model
9	Lepší než základní model

Tab. 4) Váhová hodnocení konceptů

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

K výběru vhodného motoru potřebuji znát výkon potřebný k chodu systému. V kapitole 4.4 jsem zmínil výkon potřebný k otáčení DEC osy. Na této ose je největší dynamická zátěž, protože se kolem ní otáčí jak dalekohled, tak i protizávaží a je na ní tedy soustředěn největší moment setrvačnosti. Pro osu RA budu požívat stejného konceptu pohonu i převodovky, protože tím nebudu muset vytvářet více výrobních nástrojů pro výrobu převodovky a motory budou levnější při větším odběru.

Vyjdou-li z rovnosti výkonu na vstupu a na výstupu DEC osy a připočítám odhadované ztráty v převodovce, mohu vhodně vybrat motor. Běžná účinnost šnekových soukolí je mezi 0.45-0.9. Klesá s rostoucím převodovým číslem a menším úhlem záběru. Předpokládám vyšší převodové číslo a pro větší bezpečnost volím účinnost nejmenší, tedy 0.45. Další soukolí v řetězci budou 3 čelní soukolí, proto:

$$\eta_C = \eta_s \cdot \eta_{K1} \cdot \eta_{K2} = 0.45 \cdot 0.9 \cdot 0.9 \cdot 0.9 = 0.324 \quad (22)$$

$$P_i = \frac{P_o}{\eta_C} = 11.6 \text{ mW} \quad (23)$$

η_C ...celková účinnost

P_o ...výstupní výkon (mW)

$\eta_{K1,2}$...účinnost čelního soukolí

P_i ...vstupní výkon (motoru) (mW)

4.6 Výpočet převodovky

V přiložené Tab. 5 je přehled použitelných PZT servopohonů a v posledním sloupci je spočítaný celkový převodový poměr „i“, potřebný k zajištění maximálních potřebných otáček.

Průměr (mm)	Okraj (mm)	Otáčky (Rev/s)	Moment (Nmm) 1)	Moment (Nmm) 2)	Výkon (mW) 1)	Výkon (mW) 2)	Celkový převodový poměr "i"
10.00	32.00	3.10	1.00	2.00	19.48	38.96	2235
15.00	48.00	2.10	2.00	5.00	26.39	65.97	1514
20.00	64.00	1.60	4.00	8.00	40.21	80.42	1153
25.00	80.00	1.30	6.00	13.00	49.01	106.19	937
31.00	96.00	1.00	9.00	18.00	56.55	113.10	721
36.00	112.00	0.90	12.00	25.00	67.86	141.37	649
41.00	128.00	0.80	16.00	33.00	80.42	165.88	577
46.00	144.00	0.70	21.00	41.00	92.36	180.33	505
51.00	160.00	0.60	25.00	51.00	94.25	192.27	432
56.00	176.00	0.60	31.00	62.00	116.87	233.73	432
61.00	192.00	0.50	37.00	73.00	116.24	229.34	360
Jednostranné namontování piezo							
Dvoustranné namontování piezo							

Tab. 5) Přehled piezopohonů firmy PCBMotor

K zajištění převodu bude použito šnekové soukolí a další převody budou zajištěny pomocí složených soukolí čelních.

Číslování jednotlivých soukolí je od motoru, tedy pastorek na motoru je P1 a spoluzabírající kolo je K2.

Periodická chyba by měla být pokud možno nejmenší na výstupu, proto musí být kola dostatečně tuhá a při návrhu jednotlivých převodů se budu snažit o maximální převodový poměr na prvním soukolí, protože chyba jednotlivých soukolí je dělená převodovým poměrem od vstupu na výstup. Při nižším převodu je dosaženo menší chyby v přenosu a blíže k výstupu je tím dosaženo menší celkové periodické chyby.

Z Tab. 5 je patrné, že výkonově je dostatečný první model PZT servomotoru. Pro tuto verzi je převodové číslo $i=2235$. Volím $N_i:N_{i+1}$, tedy 1:8 převod pro první soukolí, 1:4 pro druhé soukolí, třetí soukolí slouží ke spojení základní a šnekové převodovky a je 1:1. Poslední třetí soukolí bude 1:70.

4.6.1 Kinematické rovnice jednotlivých kol

Pro další výpočty zavedu kinetické rovnice a vyjádřím všechny rychlosti jako funkce ω_1 . Pro soukolí s čelním ozubením platí:

$$\omega_2 r_{K2} = \omega_1 r_{P1}, \quad \omega_3 r_{K3} = \omega_2 r_{P2}, \quad \omega_4 = \omega_3$$

a pro šnekové soukolí:

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 54
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$\omega_4 r_{s4} \cos(\beta_4) = \omega_5 r_5 \cos(\beta_5)$$

Pokud vyjádřím $\frac{\omega_i}{\omega_{i+1}} = -\frac{n_{i+1}}{n_i}$ podle zvolených převodových poměrů, pak:

$$r_{K2} = 8 \cdot r_{P1}, \quad r_{K3} = 4 \cdot r_{P2}, \quad r_{K4} = r_{K3}, \quad r_5 = 70 r_{s4} \frac{\cos(\beta_4)}{\cos(\beta_5)}$$

platí:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{r_{P1}}{r_{K2}} = \omega_1 \frac{1}{8} \quad (24)$$

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{r_{P1}}{r_{K2}} \frac{r_{P2}}{r_{K3}} = \omega_1 \frac{1}{32} \quad (25)$$

$$\omega_5 = \omega_1 \frac{r_{P1}}{r_{K2}} \frac{r_{P2}}{r_{K3}} \frac{r_{s4} \cos(\beta_4)}{r_5 \cos(\beta_5)} = \omega_1 \frac{1}{2240} \quad (26)$$

4.6.2 Výpočet kol

Výpočet zubů na ohyb a životnost provedu pro druhé a třetí soukolí podle ISO 6336:2006 metoda B [19]. Pro šnekové soukolí použiji metodu ISO/DTR 14521:2008 [19].

Výpočet na ohyb

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Fb} \cdot K_{Fa} \leq \sigma_{FP} \quad (27)$$

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \quad (28)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{F\min}} Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F\min}} \quad (29)$$

$$k_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad (30)$$

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 55
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Výpočet na otlak

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{Hb} \cdot K_{Ha}} \leq \sigma_{HP} \tag{31}$$

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \tag{32}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \tag{33}$$

$$k_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \tag{34}$$

σ_F ... napětí zubu v kořeni	σ_{F0} ...nominální napětí zubu v kořeni
σ_{Flim} ...nominální napětí (testovaného kola pro dlouhou životnost)	
σ_{FG} ...limit napětí v kořeni zubu	σ_{FP} ...povolené napětí v ohybu
σ_H ... tlakové napětí	σ_{H0} ... nominální tlakové napětí na
roztečné kružnici	σ_{HP} ...povolené napětí na otláčení
σ_{Hlim} ...povolené napětí	σ_{HG} ...mezní limit otláčení (pitting)
K_A ...zátěžný faktor	K_V ...dynamický faktor
$K_{F/Hb}$...faktor rozložení zatížení na ploše zubu pro kořen/plochu	
$K_{F/Ha}$...faktor rozložení zatížení napříč zubem pro kořen/plochu	
Z_H ...plošný faktor	Z_E ...faktor elasticity
Z_ε ...faktor délky kontaktu	Z_β ...faktor zešíkmení zubu
Z_{NT} ...životnostní faktor	Z_L ...faktor mazání
Z_R ...faktor drsnosti	Z_W ...faktor zatížení (silně narůstá pro
slabší materiály)	Z_X ... velikostní faktor
F_t ...tangenciální síla	b ...tloušťka kola
k ...bezpečnost	S_{Fmin} ...minimální požadovaná bezp.
Y_F ...tvarový koeficient(napříč zubem)	Y_S ...koeficient kořene zubu
$Y_{F\beta}$... β koeficient	Y_{NT} ...životnostní faktor
Y_{ST} ...napěťový opravný koeficient (závislý k testovanému kolu)	

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 56
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$Y_{\delta relT}$...relativní vrubový faktor

Y_{RrelT} ...povrchový faktor (drsnost)

Y_X ...velikostní faktor

u ...převodový poměr (z_1/z_2)

Pro první soukolí musím použít upravenou verzi výpočtu, protože kola jsou vyrobena z plastu a ISO metoda se pro plasty nedoporučuje, protože je tato norma vyvinuta pro zátěže pohybující se v lineární oblasti namáhaného materiálu. Pro plasty použiji normu VDI 2545 modifikovanou společností KissSoft (YF metoda B) [19]. Hlavní kontrola je na ohyb se zvýšenou pozorností na změnu pevnosti materiálu při změně teplot. Tu ale nebudu pro zjednodušení výpočtu uvažovat a kontrolu provedu pro pokojové teploty. Pro tyto výpočty je třeba znát materiálové charakteristiky plastu v teplotách, které jsem si stáhl ze stránek společnosti KissSoft.

$$Y_S = (1.2 + 0.13 \cdot L) \cdot q_S^{\left[\frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L}} \right]}, \quad L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad \text{a} \quad q_S = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F}$$

$$Y_F = \frac{6 \cdot h_{Fe} \cos \alpha_{Fn}}{m_n} \cdot \frac{1}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

s_{Fn} ...šířka zubu u kořene

h_{Fe} ...výška zubu od kořene do místa

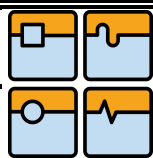
namáhání

K_A je pro všechna soukolí, podle tabulek, roven 1. Koeficienty a ovlivňující faktory $K_{F/Ha/b}$, K_V volím pro orientační výpočet 1. Podle ISO i VDI je $Y_{ST} = 2$. Koeficient šikmých zubů čelních kol Y_β a $Z_\beta = 1$, protože nejsou použity šikmé zuby.

Z_H odečtu z tabulek podle funkce $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_i}{E_i} + \frac{1 - \mu_{i+1}}{E_{i+1}} \right)}}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad \varepsilon_\alpha = \frac{g_{tb}}{p_{tb}} = \frac{\sqrt{d_{ai}^2 - d_{bi}^2} + \sqrt{d_{ai+1}^2 - d_{bi+1}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_{tw}}{2\pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t \cos \beta}$$



4.6.2.1 Návrh prvního soukolí

Pro **první soukolí** volím modul $m_{n1}=0.35\text{mm}$ a úhel záběru 20° , dále po čítám podle zvoleného standardu ISO53.2 profil C. Spočítám teoretický počet zubů $z_{th(20)} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} = 17$, dále praktický počet zubů $z_{p(20)} = \frac{5}{6} z_{th(20)} = 14$. Podle praktického počtu zubů volím 14 zubů pro první kolo. Protože je počet zubů menší, než teoretický počet, musím zvolit vhodné korekční posunutí profilu. Z tabulek odečítám, pro 14 zubů, posunutí $x_1=0.3$ a $x_2=-0.3$. Počet zubů pro druhé soukolí je $z_2=z_1 \cdot i_1=112$.

Vzorec pro výpočet průměru roztečné (valivé) kružnice je:

$$D_{pi} = z_i \cdot m_i \quad (35)$$

tedy $D_{pP1}=4.9\text{mm}$, $D_{pK2}=39.2\text{mm}$ a $r_{pP1}=2.45\text{mm}$, $r_{pK2}=19.6\text{mm}$. Průměr hlavové kružnice je:

$$D_{ai} = D_{pi} + 2m_i(1 + x_i) \quad (36)$$

platí, že $D_{aP1}=5.81\text{mm}$, $D_{aK2}=39.69\text{mm}$. Patní kružnice je:

$$D_{fi} = D_{pi} - 2[m_i(1 - x_i) + c_{ai}] \quad (37)$$

Kořenový koeficient $c_{a1}=0.25$ podle zvoleného standardu ozubení. Patní kružnice pak vychází $D_{fP1}=4.235\text{mm}$, $D_{fK2}=38.115\text{mm}$.

Základní kružnici spočítám podle:

$$D_i = D_{pi} \cos \alpha_n \quad (38)$$

, vychází pak $D_1=4.602\text{mm}$ a $D_2=36.836\text{mm}$

Osová vzdálenost soukolí je dána součtem polovin roztečných kružnic:

$$a_i = \frac{D_{pi} + D_{pi+1}}{2} = \frac{Z_i + Z_{i+1}}{2} m_{ni} \quad (39)$$

$a_1=22.05\text{mm}$.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 58
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Tloušťku kola má být $b \leq 8m_n$, proto $b_2 \leq 2.8mm$. Pastorek bude větší, pro snadnější montáž, ale pro kontrolu je podle normy počítáno maximálně $5/4d_2$. Větší pastorek již nemá z pevnostního hlediska smysl. Počítaný výkon je z vybraného motorku.

Podle rovnic 27 až 34 provedu kontrolu a rovnici 28 mohu psát rovnou do rovnice 27. Pro první kolo vybírám plastový materiál Hostaform C902:

$$\sigma_{FP1lim} = 24.2MPa, \sigma_{HP1lim} = 36.2MPa, E_1 = 2100MPa$$

Pro kolo 2 je materiál také plast, tedy POM:

$$\sigma_{FK2lim} = 29.2MPa, \sigma_{HP1lim} = 47.6MPa, E_1 = 2100MPa$$

$$F_{t1} = \frac{M_M}{r_{p1}} = 0.408N$$

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{FK2} = \frac{F_{t1}}{b_{K2} \cdot m_{n1}} Y_{FK2} \cdot Y_{SK2} = \frac{0.408}{2.8 \cdot 0.35} 1.89 \cdot 1.96 = 1.54MPa$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{0.408}{3.5 \cdot 0.35} 1.98 \cdot 1.91 = 1.26MPa$$

$$\sigma_{FGK2} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta_{relT}} \cdot Y_{R_{relT}} \cdot Y_X = 29.2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 58.4MPa$$

$$\sigma_{FGP1} = 24.2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 48.4MPa$$

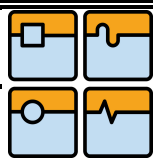
Bezpečnost na ohyb v kořeni zubu je pak:

$$k_{FP1} = \frac{\sigma_{FGP1}}{\sigma_{FP1}} = \frac{48.4}{1.26} = 38.4, k_{FK2} = \frac{\sigma_{FGK2}}{\sigma_{FK2}} = \frac{58.4}{1.54} = 37.9$$

Kontrola na otlak

$$\sigma_{H1} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{D_{p1} \cdot b_{K2}} \cdot \frac{u+1}{u}} = 2.5 \cdot 25.854 \cdot 0.9 \sqrt{\frac{0.408}{4.602 \cdot 3.5} \cdot \frac{9}{8}} = 10.985MPa$$

Protože jsou opravné faktory pro výpočet mezního limitu zatížení rovny 1, mohu rovnou vyjádřit bezpečnost:



$$k_{HP1} = \frac{\sigma_{HGP1}}{\sigma_{H1}} = \frac{36.2}{10.985} = 3.06, \quad k_{HK2} = \frac{\sigma_{HGK2}}{\sigma_{H1}} = \frac{47.6}{10.985} = 4.33$$

Kola tedy vydrží jak na otlak, tak s velkou rezervou i na ohyb. Tím bude zajištěna i dostatečná tuhost.

4.6.2.2 Návrh druhého soukolí

Pro **druhé soukolí** musí být minimální osová vzdálenost $a_2 \geq (D_{a2} + D_{v2})/2$. D_{v2} ...průměr vodící objímky kola, volím 8mm. $a_2 \geq 23.845\text{mm}$. Podle rovnice (31), po dosazení minimální osově vzdálenosti a převodového poměru, spočítám potřebný modul pro druhé soukolí.

$$Z_{K3} = 4 \cdot Z_{P2}, \quad m_{n2} \geq \frac{2a_2}{Z_{P2} + Z_{K3}} \geq \frac{47.69}{5 \cdot Z_{P2}}, \quad \text{zvolím-li počet zubů pastorku 14, bude pak}$$

$m_{n2} \geq 0.68 \approx 0.7$. Odtud spočítám pro $Z_{K3}=56$. Dále podle rovnic 35 až 39 platí:

$$D_{pP2}=9.8\text{mm}$$

$$D_{K3}=39.2\text{mm}$$

$$r_{pK3}=4.9\text{mm}$$

$$r_{K3}=19.6\text{mm}$$

$$D_{aP2}=11.62\text{mm}$$

$$D_{aK3}=40.18\text{mm}$$

$$D_{fP2}=8.47\text{mm}$$

$$D_{fK3}=37.03\text{mm}$$

$$D_{P2}=9.209\text{mm}$$

$$D_{K3}=36.836\text{mm}$$

$$a_2=24.5\text{mm}$$

Výkon pro druhé soukolí je redukován ztrátami třením v prvním soukolí $P_2 = P_1 \cdot \eta_1 = 19.48 \cdot 0.9 = 17.54\text{mW}$ a otáčky pastorku 2 jsou totožné s otáčkami kola 2, odtud tedy:

$$M_2 \cdot \omega_2 = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_1 = M_2 \cdot \omega_1 \frac{1}{8} = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_1 \Rightarrow M_2 = 8M_1 \cdot \eta_1 = 7.2\text{mNm}$$

$$F_{t2} = \frac{M_2}{r_{P2}} = 1.469\text{N}$$

$$b_{K3} \leq 5.6, \text{ proto } b_{P2} \leq 7\text{mm}$$

Pro první kolo vybírám plastový materiál ze spékané oceli SINT D39: $\sigma_{FP2\text{lim}} = 110\text{MPa}$, $\sigma_{HP2\text{lim}} = 557\text{MPa}$, $E_{P2} = 120000\text{MP}$

a kolo 2 z CuSn12Ni2:

$$\sigma_{FK3\text{lim}} = 39.5\text{MPa}, \quad \sigma_{HK2\text{lim}} = 205\text{MPa}, \quad E_{K3} = 98100\text{MPa}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 60
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{FK3} = \frac{1.469}{5.6 \cdot 0.7} 1.73 \cdot 1.85 = 1.105 MPa, \sigma_{FP2} = \frac{1.469}{7 \cdot 0.7} 1.95 \cdot 1.89 = 1.2 MPa$$

$$\sigma_{FGK3} = \sigma_{F \lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\alpha_{elT}} \cdot Y_{R_{elT}} \cdot Y_X = 39.5 \cdot 2 \cdot 1.012 \cdot 0.97 \cdot 1.02 \cdot 1 = 76.75 MPa$$

$$\sigma_{FGP1} = 110 \cdot 2 \cdot 0.974 \cdot 0.97 \cdot 0.982 \cdot 1 = 204.18 MPa$$

Bezpečnost v kořeni zubu je pak:

$$k_{K3} = \frac{\sigma_{FGK3}}{\sigma_{FK3}} = 63.98 \quad k_{P2} = \frac{\sigma_{FGP2}}{\sigma_{FP2}} = 100$$

Bezpečnost na ohyb je extrémně vysoká, je to z důvodu zvolení velkého modulu, abych zajistil dostatečnou osovou vzdálenost. Protože další zabírané kolo musí být kovové, aby byla zajištěna tuhost spoje, není vhodné použít plastový materiál na kolo 3. Proto jen zmenším tloušťku kola a pastorku do bezpečnosti 35, která je pro předchozí soukolí.

$$b_{K3} = \frac{F_{t2}}{\sigma_{FGK3} \cdot m_n} Y_{FK3} \cdot Y_{SK3} = 3.1 mm, \text{ pastorek pak bude } 3.8 mm.$$

Přepočítané bezpečnosti jsou pak

$$k_{K3} = \frac{\sigma_{FGK3}}{\sigma_{FK3}} = 35 \quad k_{P2} = \frac{\sigma_{FGP2}}{\sigma_{FP2}} = 185$$

Kontrola na otlak

$$\sigma_{H2} = 2.5 \cdot 159.8 \cdot 0.905 \sqrt{\frac{1.469}{9.209 \cdot 5.6} \cdot \frac{5}{4}} = 91.734 MPa$$

Protože jsou opravné faktory pro výpočet mezního limitu zatížení rovny 1, mohu rovnou vyjádřit bezpečnost:

$$k_{HP2} = \frac{\sigma_{HGP2}}{\sigma_{H2}} = \frac{36.2}{10.985} = 6.072, \quad k_{HK3} = \frac{\sigma_{HGK3}}{\sigma_{H2}} = \frac{47.6}{10.985} = 2.235$$

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 61
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Rozměry i materiál kola K₄ jsou totožné s kolem 3.

4.6.2.3 Návrh šnekového soukolí

U šnekového soukolí požadují samosvornost z důvodu zabránění přetížení zbytku převodovky, pokud nebude osa montáže staticky vyvážená. Proto úhel stoupání je podle tabulek $\gamma=4.75^\circ$. Kvůli malému úhlu stoupání je šnek pouze s jednou šroubovicí $z_{S4}=1$, $z_5=70$ a hlavní směr otáčení je v protisměru hodinových ručiček, tedy pravý. Pro zajištění vysoké přesnosti tohoto soukolí, volím tzv. duplexní-šnekové soukolí. To je založeno na principu různých modulů dvou protilehlých ploch šnekového kola a tím dochází k postupnému rozšiřování tloušťky zubu. Při montáži se převodovka nakalibruje do bezvúlového stavu. Pro pevnostní výpočet doporučuje výrobce klasicky spočítat šnek i kolo a po té jen přepočítat funkční délku šneku.

Normální modul volím $m_{nS}=1$ a mohu spočítat roztečný průměr šneku a šnekového kola:

$$D_{pS4} = z_1 \cdot \frac{m_{nS}}{\tan \gamma} = 12.076mm, \quad D_{p5} = z_5 \cdot \frac{m_{nS}}{\cos \gamma} = 70.24mm$$

Nyní musím zkontrolovat pevnost zubu v ohybu. Jde o statickou úlohu, protože k přetížení dochází pouze při upevnění dalekohledu na montáž. Modelový případ se týká více namáhaného šneku na RA ose. Na DEC ose k momentovému přetížení nedochází:

$$F_5 = m_{xS} \cdot b_o \cdot \cos \gamma \cdot \sigma_{DO} \cdot r_o \tag{40}$$
$$F_5 = \frac{2 \cdot M_{x3}}{D_5} = 2178N, m_{xS} = \frac{m_{nS}}{\cos \gamma} = 1.003, q = \frac{D_{pS4}}{m_{xS}} = 12, b_{oK5} = 2 \cdot m_{nS} \cdot \sqrt{q+1} = 7.234mm, \\ r_o = 1$$

F_5 ...obvodová síla na roztečné kružnici kola
 b_o ...šířka kola pro výpočet
 q ...průměrový koeficient
 σ_{DO} ...dovolené napětí v ohybu, platí $\sigma_{DO} \leq \sigma_K$

Podle rovnice (32) kontroluji pevnost zubu na ohyb. Materiál pro kolo volím CuAl10FeNi5-C-GZ $\rightarrow \sigma_{KK}=300MPa$, $E=122600MPa$ a pro šnek kalenou kalenou ocel

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

30CrNiMo8 → $\sigma_{KS}=1050\text{MPa}$, $E=20600\text{MPa}$.

$$\sigma_{DO} = \frac{F_5}{m_{xS} \cdot b_O \cdot \cos \gamma \cdot r_o} \Rightarrow k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{DO}} = 0.997$$

Je patrné, že pevnost kola neodpovídá požadované bezpečnosti, protože bezpečnost k je menší, než 1. Mohu buď změnit materiál nebo zvětšit rozměr. Podle rovnice (31), bezpečnosti $k=1$ a po dosazení meze kluzu navrhnu větší šířku kola:

$$b_o \geq \frac{k \cdot F_5}{m_{xS} \cdot \sigma_K \cdot \cos \gamma \cdot r_o} \geq 7.26\text{mm} \approx 7.3\text{mm}$$

Délka šneku je podle tabulek $l_S=21.2\text{mm}$. Bezpečnost na ohyb zubu šneku se nepočítá, protože je vyroben z pevnějšího materiálu. Musí se ale zkontrolovat míra prohnutí šneku od osy. Hlavová a patní kružnice a osová vzdálenost se určí stejně, jako pro čelní ozubení. Tedy podle rovnic (35 až 39).

$$D_{aS4}=14.035\text{mm}$$

$$D_{a5}=72.001\text{mm}$$

$$D_{fS4}=9.535\text{mm}$$

$$D_{f5}=67.501\text{mm}$$

$$D_{S4}=D_{pS4}=12.076$$

$$D_{K5}=65.979\text{mm}$$

$$a_a=41.018\text{mm}$$

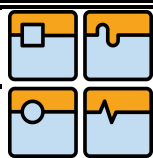
Pomocí softwaru KissSoft jsem provedl dodatečný výpočet a kontrolu mnou vypočítaných parametrů. Výsledné bezpečnosti jsou s výpočtem velmi podobné, mohu tedy říct, že výpočet byl proveden správně. Výpočty v KissSoftu jsou přílohách, mé vlastní výpočty jsou přidány na CD.

Podle metody redukce mohu vyjádřit pohybovou rovnici celé převodovky a zkontrolovat reakci mechanického systému po zavedení skutečných kol.

$$M_{RED} = I_{RED} \alpha_M \quad (41)$$

4.6.2.4 Redukovaný moment setrvačnosti

Jak už bylo uvedeno v odstavci pro výběr motoru, zjistím moment setrvačnosti z kinetických energií pohybujících se částí.



$$\frac{1}{2} I_{RED} \omega_1^2 = \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \omega_2^2 + \frac{1}{2} I_3 \omega_3^2 + \frac{1}{2} I_4 \omega_4^2 + \frac{1}{2} I_5 \omega_5^2$$

po dosazení:

$$I_{RED} = I_1 + I_2 \left(\frac{1}{8} \right)^2 + (I_3 + I_4) \left(\frac{1}{32} \right)^2 + I_5 \left(\frac{1}{2240} \right)^2 \quad (42)$$

Dílní momenty setrvačnosti dopočítám z vypočítaných rozměrů. Hustoty materiálu jsem zjistil z materiálových listů na internetu a podle vzorce (37) jsem v MathCadu jednotlivé momenty setrvačnosti spočítal:

$$I_i = \frac{1}{2} \rho_i \cdot \pi \cdot b_i \cdot r_i^2 \quad (43)$$

Po dosazení je rovnice (36):

$$I_{RED} = 2.793 \cdot 10^{-10} + (9.217 \cdot 10^{-7} + 2.385 \cdot 10^{-8}) \left(\frac{1}{8} \right)^2 + 2 \cdot 6.25 \cdot 10^{-6} \left(\frac{1}{32} \right)^2 + (3.4366.25 \cdot 10^{-7} + 1.5496.25 \cdot 10^{-4} + 8.5) \left(\frac{1}{2240} \right)^2 = 1.729 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

4.6.3 Redukovaný moment

Vychází z rovnosti výkonů na dvou koncích spojené soustavy:

$$M_{RED} \omega_M = M_M \omega_M - M_{x3} \omega_{x3},$$

v tomto případě moment na výstupu roven pouze tření ložisek, které je zanedbatelné.

Proto:

$$M_{RED} = M_M = 1 \text{ mNm}$$

dosadím do rovnice (36) a vyjádřím zrychlení motoru:

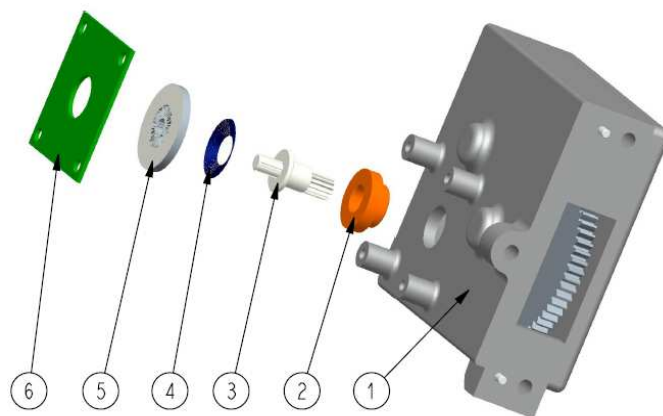
$$\alpha_M = \frac{M_{RED}}{I_{RED}} = 578.398 \frac{1}{\text{s}^2}$$

Pro zrychlení platí vztah $\alpha_{x3} = \frac{\alpha_M}{i_C} = \frac{578.398}{2235} = 0.259 \frac{1}{\text{s}^2}$, takže doba odezvy převodovky je vyhovující.

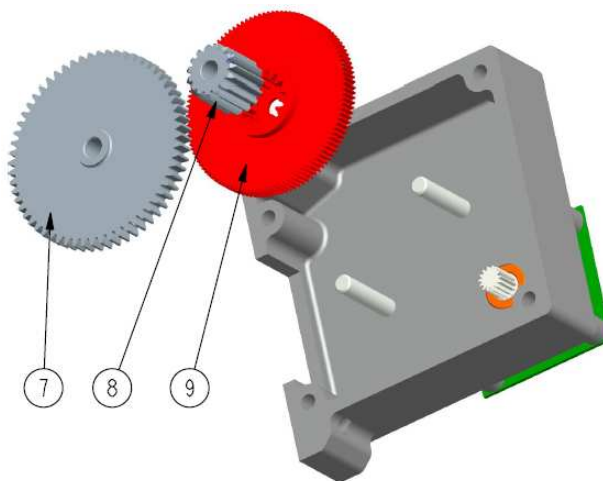
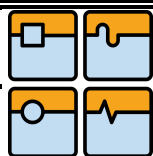
4.6.4 Vlastní realizace převodovky

Při konstrukci převodovky jsem musel zvážit vhodné umístění hřídelí, rozmístění a spojení s motorem a s výstupní hřídelí. Protože jsem vybral piezopohon, lze očekávat přenos chvění z tohoto pohonu na kola. Tím by docházelo ke snížení životnosti samotných kol, ale také k chvění dalekohledu. Požadavek konstrukce takového pohonu je i k zajištění dostatečné axiální síly, potřebné k přenosu harmonické vlny statoru na rotor třením. Tato síla se ovšem projeví dalšími třecími ztrátami. I proto jsem pro první kolo vybral plastový materiál, který se dá sytit až 15% teflonu, ačkoliv jeho životnost není výrazně snížena. Kluzné vlastnosti takového materiálu jsou pak velmi dobré. Dalším ovlivňujícím faktorem konstrukce je snadná demontáž a údržba a modulární použití pro pohon obou os.

Proto jsem vytvořil převodový modul (viz Obr. 46 a Obr. 47), který obsahuje pohon se základní elektronikou a snímáním polohy, tlačnou axiální pružinu, rotor a tři první soukolí. Tento modul zjednodušuje montáž celé převodovky a umožňuje i snadnou výměnu.

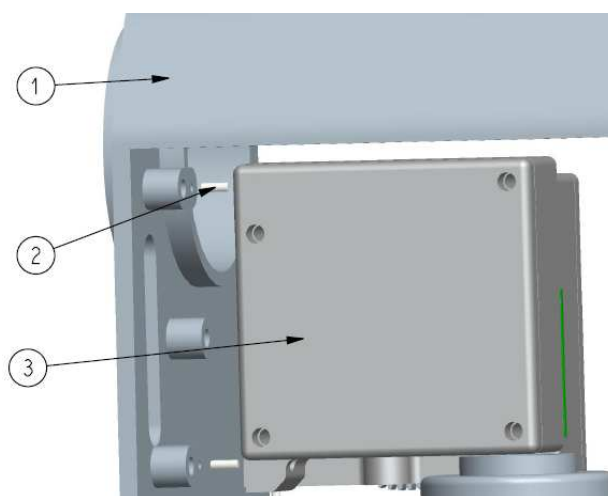


Obr. 46) Rozbitý pohled na způsob montování motoru s převodovkou. 1) tělo převodovky, 2) kluzné ložisko, 3) motorový pastorek s drážkováním zajišťující spojení s rotorem, 4) konická tlačná pružina, 5) rotor s vnitřním drážkováním, 6) piezopohon



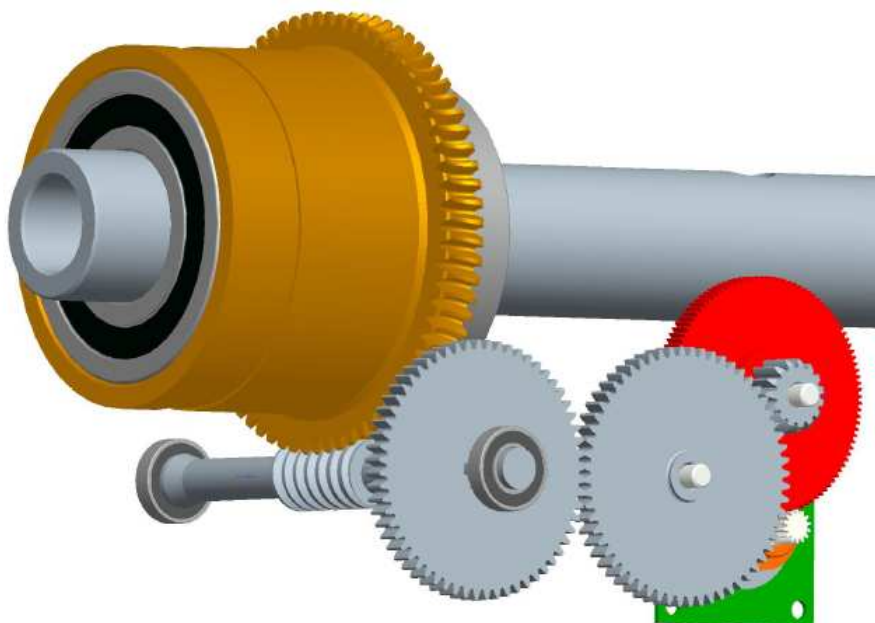
Obr. 47) Přední pohled na převodovku. 7) kolo 3; 8) pastorek 2; 9) kolo 2)

Převodový modul je usazen pomocí dvou přesných kolíků a dosedá na tři broušené plochy. Tak bude zajištěná potřebná přesnost soukolí.



Obr. 48) Uchycení převodového modulu (3) do motorického těla (1) a usazení kolíky (2)

Původně navrhovaný koncept tří soukolí jsem musel upravit a oddělit šnekové soukolí od zbytku převodovky, abych zajistil jednodušší montáž kol. Další výhodou je modulárnější design. Protože by v tomto případě osa kola 2 vycházela v dělicí rovině, musel jsem vložit kolo 3, které imaginárně prodlužuje osou vzdálenost mezi osou pastorku 2 a šnekovým kolem. Pohled na celou převodovku je na Obr. 49 pod textem.



Obr. 49) Pohled na celou převodovku

Po návrhu délky DEC osy a nosného náboje celého dalekohledu, mohu přepočítat hmotnost protizávaží. Podle rovnic 2 až 5 je pak:

$$r_{3b}=260\text{mm}$$

$$l_{3z}=150\text{mm}$$

$$d_{3z}=148\text{mm}$$

$$m_{3z}=20\text{kg}$$

Přepočítané úhlové zrychlení je pak $\alpha_{x3}=0.442\text{rad/s}^2$.

4.6.5 Návrh hřídele nosných os

Protože mám spočítané rozměry převodovky a průměru vñence šnekového kola, mohu navrhnout ložiska a nosné hřídele. Ty budou namáhány na ohyb, zkrutný moment je přenášen nábojem šnekového kola, takže jej z výpočtu vynechám.

Zadáno:

$$m_{3z}= 20 \text{ kg}$$

$$m_{3d}= 20 \text{ kg}$$

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

$$b=154 \text{ mm}$$

$$c= 75 \text{ mm}$$

$$d=60 \text{ mm}$$

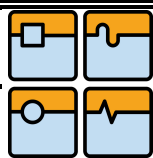
materiál zvolen dle ČSN 12060.1 [31]:

$$R_m= 590 \text{ MPa}$$

$$R_e= 325 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dov}=3 \text{ 00 MPa}$$

$$E= 210 \text{ GPa}$$

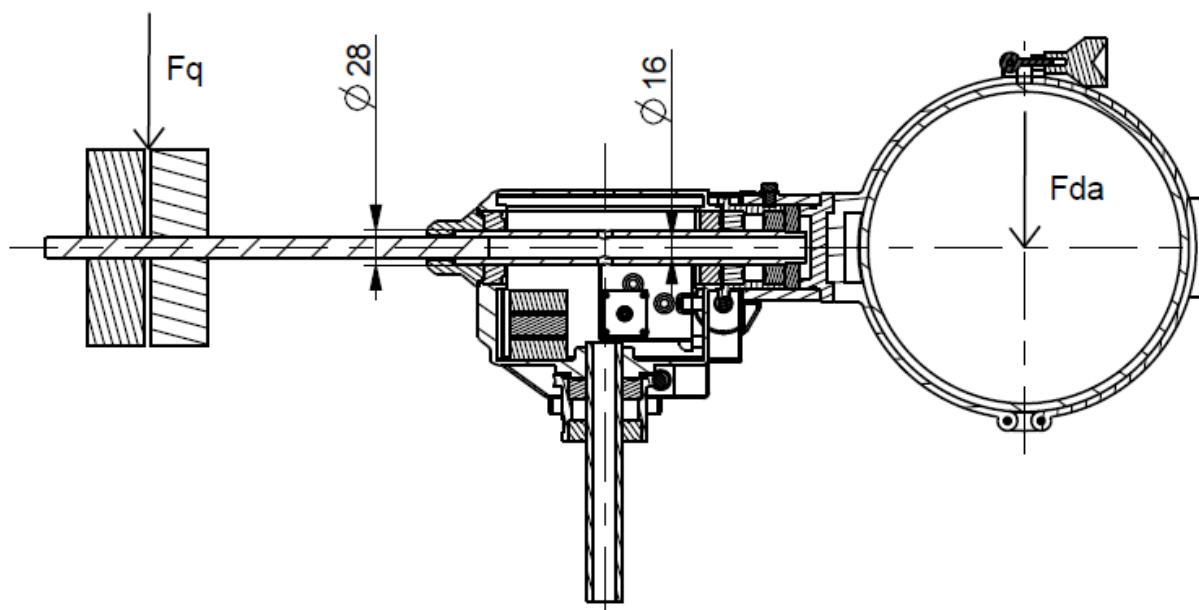


DEC osa musí být dutá. Do této dutiny bude umístěn hřídel závaží. Z prvotního zadání bude dutá i osa RA, kde tímto vzniká prostor pro instalaci polárního hledí. Dalším ovlivňujícím požadavkem je díra kolmá na osu DEC hřídele v prostoru osy polárního hledí (viz. Obr. 50).

Na Obr. 51 je znázorněno schéma rozložení sil DEC osy a zavedena vhodná souřadná soustava. Síly, působící na hřídele, vyjádřím závislé na natočení, protože podle toho se také mění jejich směr působení. Pro zjednodušení výpočtu vyjádřím silové působení jako jednotlivou sílu F_{qz} a dále síly, působící od dalekohledu a závaží, posunu na okraje nosného hřídele spolu s adekvátní vyrovnávací silovou dvojicí:

$$F_q = q_z \cdot l_{3z} = 196.13N$$

$$l = a + b + d = 244mm$$



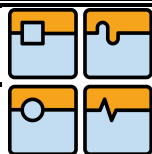
Obr. 50) DEC osa v horizontální poloze

Při kontrole DEC osy je největší zatížení, pokud je tato osa horizontálně orientovaná. Tedy úhle $\varphi_3=0^\circ$. Potom nemusím x-ové účinky sil uvažovat

$$F_{qz} = F_q \cdot \cos(\varphi_3) = 196.13N$$

$$F_{daz} = m_{3d} \cdot g \cdot \cos(\varphi_3) = 196.13N$$

$$\mu_{qz} = F_{qz} \cdot (r_{3b} - (a + b) + \frac{l_{3z}}{2}) = 26.1Nm, \quad \mu_{daz} = F_{daz} \cdot (r_{4d}) = 33.34Nm$$



Určení výsledných stykových sil:

$$F_{Bz} = \frac{\mu_{da} - \mu_{qz} + F_{daz}(b+d) - F_{qz}a}{b} = 281.464N$$

$$F_{Az} = F_{qz} + F_{daz} - F_{Bz} = 110.8N$$

kde:

F_{Az} ...je reakční síla v podpěře A

F_{Bz} ...je reakční síla v podpěře B

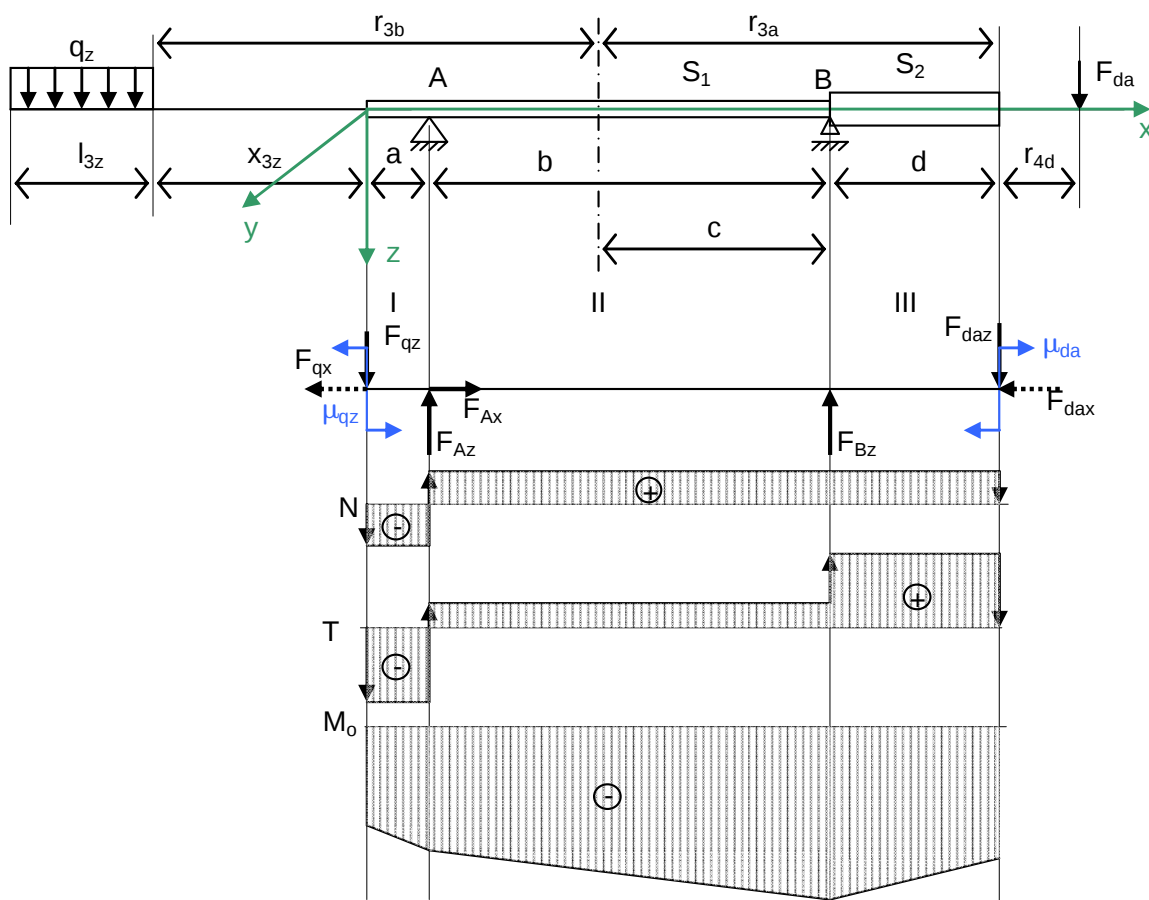
Určení VVÚ:

$$N_I = 0, T_I = -F_{qz} = -196.13N, M_{oI} = -\mu_{qz} - F_{qz}x_I = -26.086Nm$$

$$N_{II} = 0, T_{II} = -F_{qz} + F_{az} = -38.206N,$$

$$M_{oII-} = -\mu_{qz} - F_{qz}x_{II} + F_{Az}(x_{II} - a) = -31.97Nm, M_{oII+} = -37.854Nm$$

$$N_{III+} = 0, T_{III+} = F_{daz} = 196.13N, M_{oIII+} = -\mu_{dz} - F_{daz}(l - x_{III}) = -33.343Nm,$$



Obr. 51) schéma, uvolnění a VVÚ DEC osy

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 69
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Nejprve zkontroluji bezpečnost hřídele na ohyb. Maximální napětí v ohybu musím ještě vynásobit korekčním koeficientem, pro díru podle [18] $d/D=10/28$, $\alpha=2.1$

$$\sigma_{ex} = \alpha \cdot \sigma_o = \alpha \cdot \frac{M_{o\max}}{W_o} = 2.1 \cdot 19.6, \sigma_o = \pi \frac{D_1^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_1}{D_1} \right) \right] = \alpha \cdot \frac{M_o}{W_o} = 1925 \text{ mm}^3 [18]$$
$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{ex}} = \frac{314 \text{ MPa}}{41.2 \text{ MPa}} = 7.6$$

Pomocí Maxwell-Mohrovy varianty Castiglianovy [10] věty mohu spočítat prohnutí nosníku.

$$w_J = \frac{\partial W}{\partial F_J} = \int_0^l \frac{M_{oy}}{EJ_y} \frac{\partial M_{oy}}{\partial F_J} dx + \beta \int_0^l \frac{T}{GS} \frac{\partial T}{\partial F_J} dx \tag{44}$$
$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)},$$

Poissonovo číslo $\mu=0.3$. Plochu průřezu spočítám podle: $S_i = \pi \left(\frac{D_i^2 - d_i^2}{4} \right)$ a kvadratický moment průřezu $J_i = \pi \left(\frac{D_i^4 - d_i^4}{64} \right)$. Protože je konec hřídele spojen s tuhou částí náboje, počítám na ohyb s vnějším průměrem tohoto náboje. Průměry hřídelí volím:

$D_{h1} = 28 \text{ mm}$
 $D_{h2} = 70 \text{ mm}$

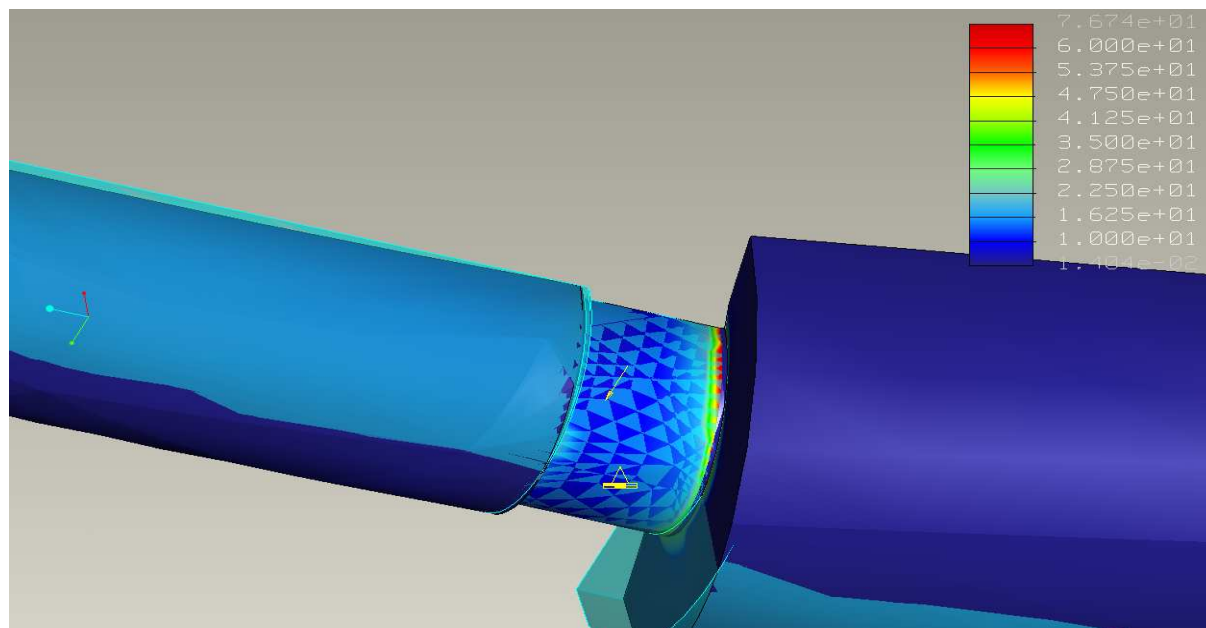
$d_{h1} = 16 \text{ mm}$
 $d_{h2} = 16 \text{ mm}$

$$w_{da} = \frac{1}{EJ_1} \int_0^a M_{oI}(-x_I) dx_I + \frac{1}{EJ_1} \int_a^{a+b} M_{oII}(-a) dx_{II} + \frac{1}{EJ_2} \int_{a+b}^l M_{oIII}(x_{III} - l) dx_I + \beta \int_0^a \frac{T_I}{S_1}(0) dx_I +$$
$$+ \beta \int_a^{a+b} \frac{T_{II}}{S_1}(0) dx_{II} + \beta \int_{a+b}^l \frac{T_{III}}{S_2}(1) dx_{III} = 0.031227 \text{ mm}$$

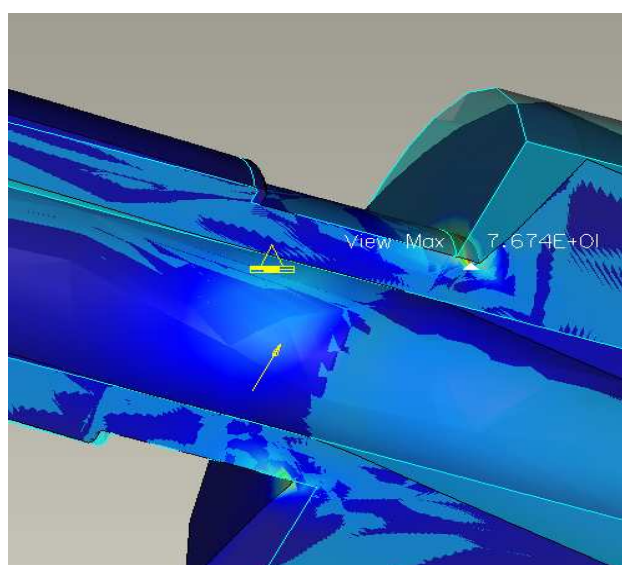
kde:

W_o ...modul průřezu v ohybu hřídele
 d ...vnitřní průměr hřídele
 w_{da} ...posunutí bodu v působišti síly F_{da}
 E ...modul pružnosti
 M_o ...ohybový moment

J ... kvadratický moment průřezu
 D ...vnější průměr hřídele
 S ...plocha průřezu hřídele
 T ...posouvající síla

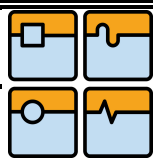


Obr. 52)) MKP hřídele DEC osy, pohled na lokální napětí



Obr. 53) Max lokální napětí DEC osy

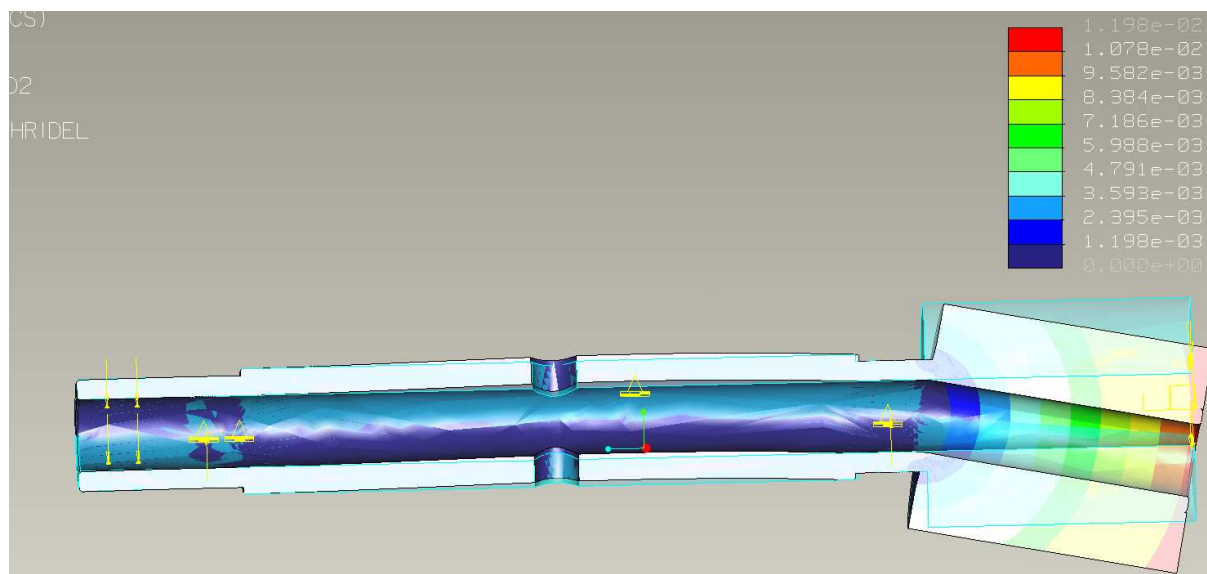
V softwaru PRO/Mechanics pro PRO/E je nasimulovaná situace podle uvolnění na Obr. 51. Pro zjednodušení výpočtu, jsem zvolil ze sestavy pouze osu. Předpokládám, že spojení s nábojem a ložisky na konci hřídele je tuhé, a proto jsem konec hřídele modeloval na rozměry náboje. Tím simuluji průřez S_2 , který jsem použil ve výpočtu. Pro další zjednodušení je osa rozdělena na zrcadlové polovinu, podle roviny symetrie procházející osou hřídele a osou díry pro hledáček. Výsledky jsou znázorněny na Obr. 52 a Obr. 54, kde první obrázek je pohled na lokální napětí a druhý pohled je posunutí. Z lokálního napětí je patrné, že v místě, kde končí podpora



ložiskem, dochází k největšímu napětí (viz. Obr. 53). Toto napětí je ale v dovolené mezi.

$$\sigma_{ex} = 76.7 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} = 314 \text{ MPa}$$

Z Obr. 54 je patrné, že posunutí zde vychází menší než spočítané podle Castigliánovy věty. Protože je požadována velká tuhost, je tento materiál vyhovující.



Obr. 54) MKP hřídele DEC osy, pohled posunutí

Pokud je DEC osa natočena o 90°, potom na ni nepůsobí síly od hmotností ohybově, ale normálově. Musím tedy zkontrolovat posunutí :

$$u = \sum_{i=II}^{III} \int_0^{l_i} \frac{N_i(x_i)}{ES_i} dx \quad (45)$$

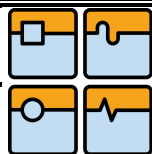
$$\text{tedy } u_1 = \frac{N_{II}(x_{II})}{ES_1} dx_{II} + \frac{N_{II} I(x_{III})}{ES_2} dx_{III} = -3.527 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

Kontrolu RA osy provedu podobně, jako předchozí osu. Kompletní výpočet je v příloženém CD.

$$F_{dcz} = (m_{3d} + m_{3z}) \cdot g \cdot \cos(\varphi_2) = 392.26 \text{ N}$$

$$\mu_{dcz} = F_{dcz} \cdot r_2 = 27.9 \text{ Nm}$$

kde:



F_{dcz} ...je síla součtu hmotností

F_{Az} ...je reakční síla v podpěře A

F_{Bz} ...je reakční síla v podpěře B

$r_{2a} = 71 \text{ mm}$

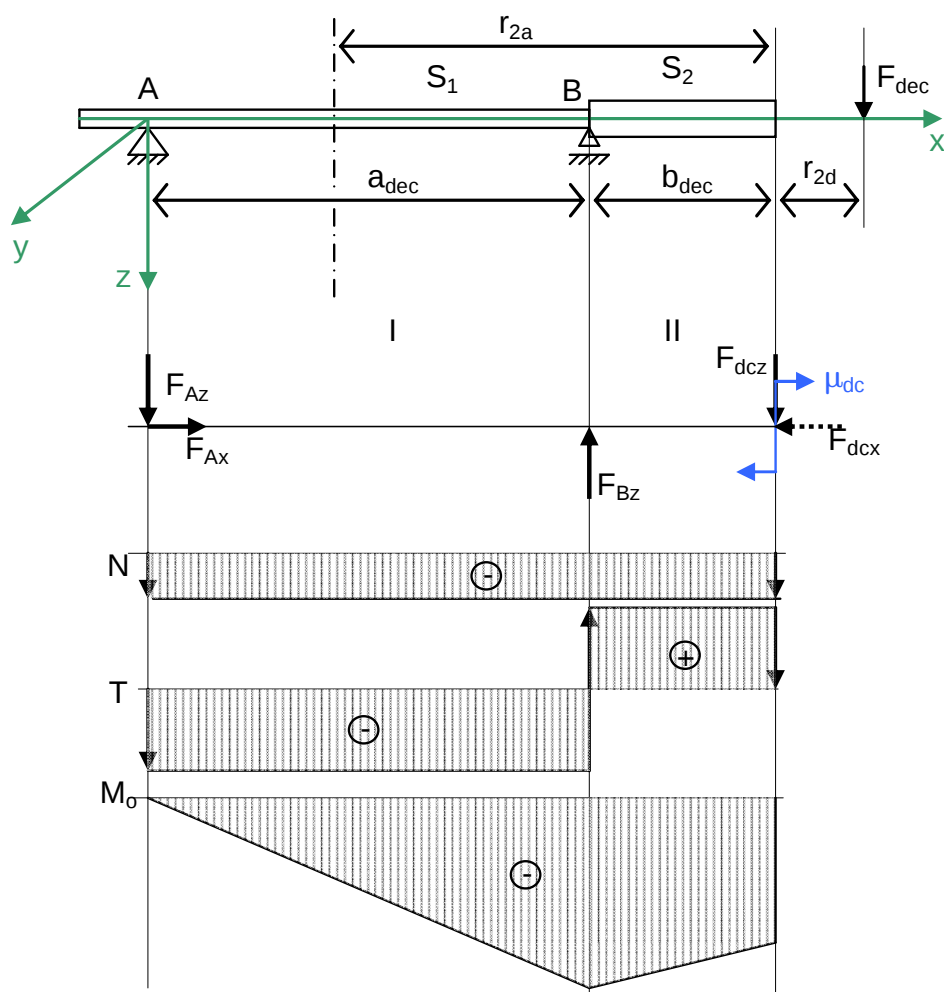
$a_{2dec} = 85.8 \text{ mm}$

$b_{2dec} = 75.5 \text{ mm}$

Určení výsledných stykových sil:

$$F_{Bz} = \frac{\mu_{dcz} + F_{daz}(a_{dec} + b_{dec})}{a_{dec}} = 1062 \text{ N}$$

$$F_{Az} = F_{Bz} - F_{daz} = 670 \text{ N}$$



Obr. 55) schéma, uvolnění a VVÚ RA osy

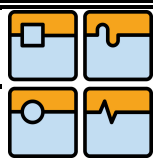
Určení VVÚ:

$$N_I = 0, T_I = -F_{Az} = -670 \text{ N}, M_{oI} = -F_{Az}x_I = 0 \text{ Nm}$$

$$N_{II} = 0, T_{II} = -F_{qz} + F_{az} = -38.206 \text{ N}, M_{oII-} = -\mu_{zd} - F_{daz}(l - x_{II-}) = -86.8 \text{ Nm},$$

$$M_{oII+} = -\mu_{zd} - F_{daz}(l - x_{II+}) = -58.24 \text{ Nm}$$

délka posunutí



$$w_{da} = \frac{1}{EJ_1} \int_0^{adec} M_{oI}(-x_I) dx_I + \frac{1}{EJ_1} \int_{adec}^{adec+bdec} M_{oII}(x_{II} - l) dx_{II} + \beta \int_0^{adec} \frac{T_I(0)}{S_1} dx_I +$$
$$+ \beta \int_{adec}^{adec+bdec} \frac{T_{II}(1)}{S_1} dx_{II} \quad 0.14mm$$

Kontrola bezpečnosti na ohyb je bez korekčního koeficientu, protože na této hřídeli díra není:

$$\sigma_{ex} = \frac{M_o(x)}{W_o(x)} = \frac{\sigma_k}{k_k}$$

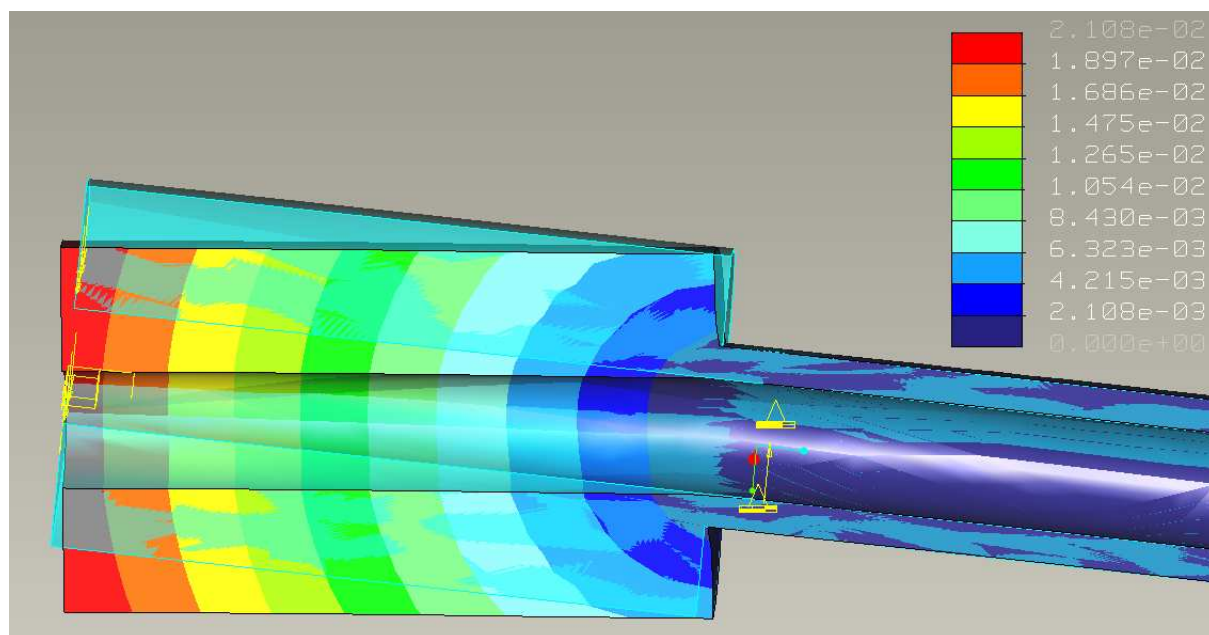
$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{ex}} = \frac{325MPa}{46.7MPa} = 6.6$$

Průměry průřezů, materiál i kvadratické momenty jsou stejné, jako u DEC osy. Posunutí je pak podle rovnice (44) $w_{o2} = 0.14mm$.

Kontrola na zkrácení:

$$u_2 = \frac{N_I(x_I)}{ES_1} dx_I + \frac{N_{II}(x_{II})}{ES_2} dx_{II} = -4.251 \cdot 10^{-4} mm$$

Obdobně jako u předchozího výpočtu jsem provedl kontrolu v softwaru PRO/Mechanika.



Obr. 56) MKP hřídele DEC osy, pohled posunutí

Reakční síly v ložiscích jsou malé a ložiska jsou předimenzovaná, proto je nebudu kontrolovat na životnost.

4.6.6 Návrh polohování polární osy

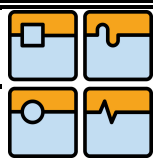
Polohování polární osy je u většiny typů montáží zajištěno pomocí dvou protilehlých šroubů s jemným závitem. Při utahování jednoho šroubu musíme druhý povolovat a naopak. Šrouby tlačí na páku spojenou s tělem RA osy a tím je zajištěno plynulé a jemné nastavení této osy. Nevýhodou je, že pro potřebných 90° deklinace by byl chod nerovnoměrný a navíc je pro zajištění takového úhlu potřeba hodně místa. Navrhl jsem tedy nastavitelnou páku, která je uchycena k tělu RA osy pomocí kolíků (viz Obr. 57).



Obr. 57) Spojení mezi polohovací pákou a tělem RA osy

4.6.6.1 Kontrola kolíku

Sílu kolíku odvodím od momentu, který vzniká na rameni od zátěží k středu otáčení RA těl. Vzdálenost středu kolíku od osy otáčení volím $r_k=25\text{mm}$:



$$M_{zx} = (m_z + m_{da}) \cdot g \cdot r_{2x} = 392.4 \cdot 0.176 = 69 Nm$$

$$M_{zy} = g \cdot \left[(m_z (r_{2y} + r_{3a} + r_{4d}) + m_{da} (r_{2y} - r_{3b} - \frac{l_z}{2})) \right] = 55 Nm$$

$$F_{1s} = \frac{M_{zx}}{r_k} = 2762 N$$

Bezpečnost pak přepočítávám pro větší momentovou dvojici. Z tabulek pro 11 500 [30] je $\tau_{sdov} = 85 MPa$,

$$\tau_s = \frac{F_s}{\frac{\pi d_k^2}{4}} \leq \tau_{sdov} \Rightarrow$$

$$d_k \geq \sqrt{\frac{4 F_s}{\pi \cdot \tau_s}} = 5.76 mm$$

Z tohoto výpočtu budu volit nejmenší průměr kolíku 6mm.

Kde:

M_{zx} ..,moment k ose z_2 od x-ových složek podle Obr. 41

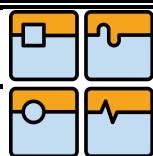
M_{zy} ..,moment k ose z_2 od y-ových složek podle Obr. 41

F_s ..,střížná síla, působící na kolík

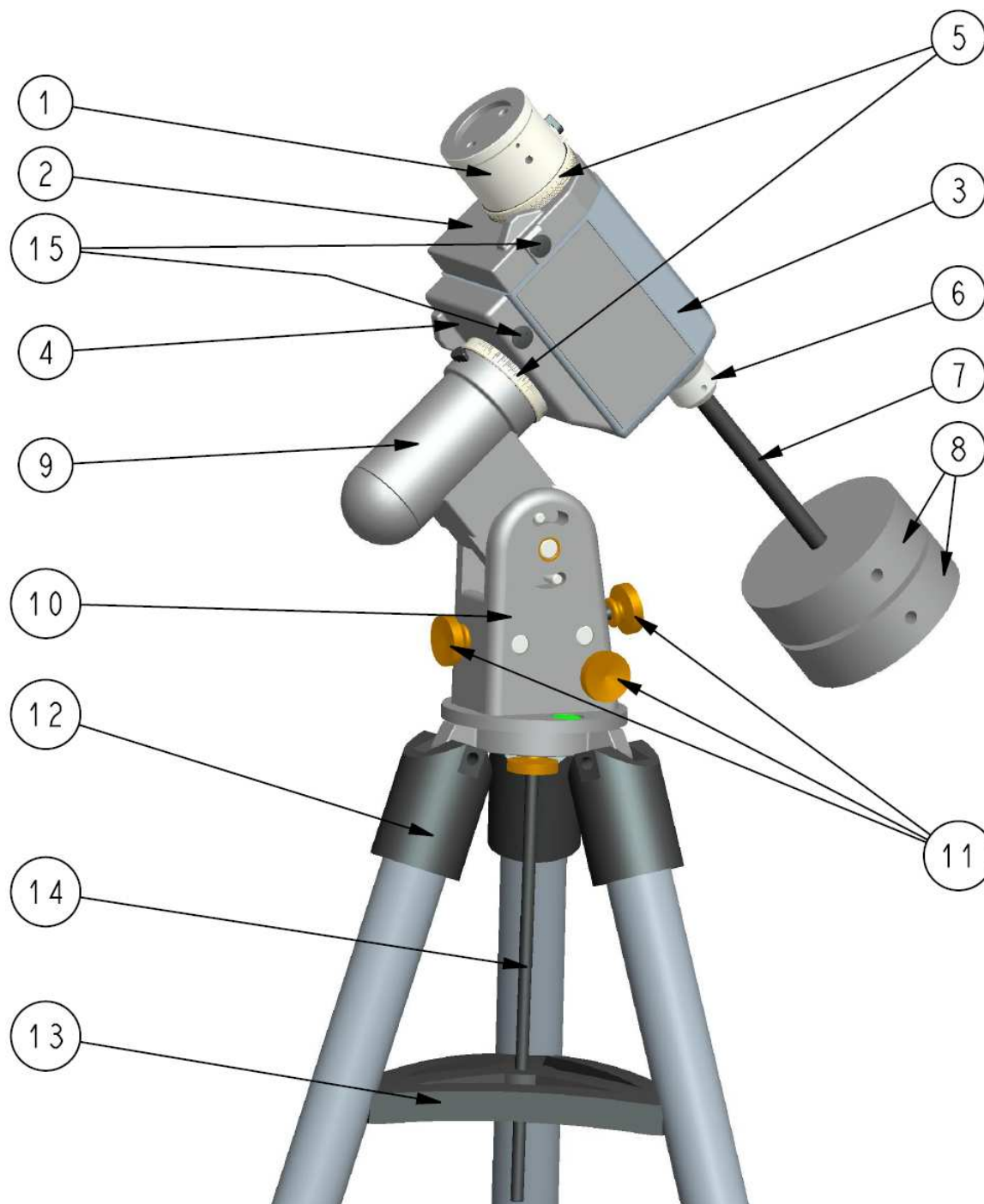
r_k ..,rameno od osy otáčení polohovací páky a osy umístění kolíku

τ_{sdov} ..,dovolené smykové napjetí

d_k ..,průměr kolíku

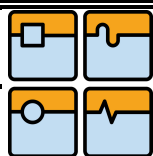


5. Konstrukce a popis navrhnuté montáže

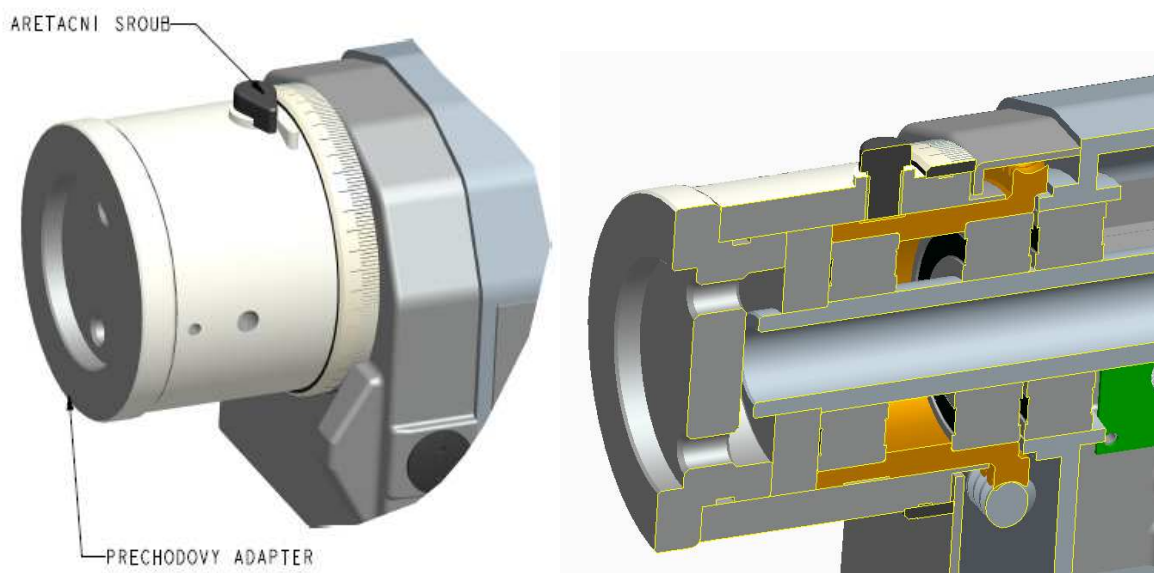


Obr. 58) Celkový pohled na sestavu montáže

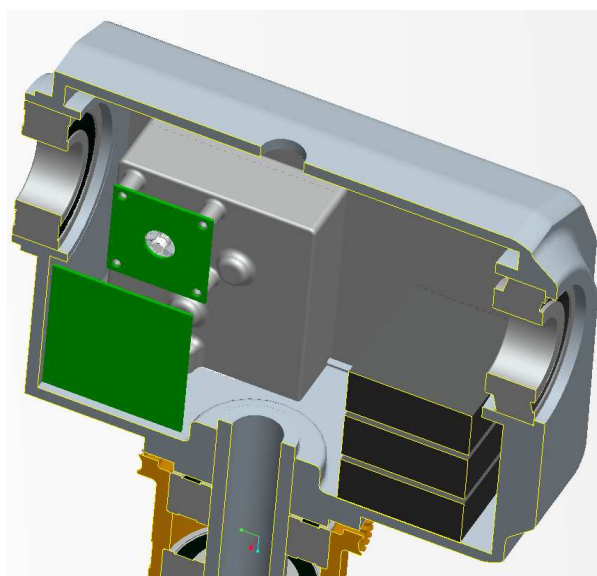
Na Obr. 58 jsou očíslovány jednotlivé díly a funkční celky, které v této kapitole podrobněji popíši.



Pozice 1 ukazuje sestavu hlavy DEC osy. Je to upevňovací díl, ke kterému je přes adaptér připevněn držák nebo objímka dalekohledu. Je zde kladen požadavek pro zajištění volné rotace celé otočné hlavy, tedy dalekohled se může volně otáčet nebo musí být pevně připojen k pohonu. Konstrukčně je to řešeno tak, že je hlava pevně spojena s hřídelí, ta se může otáčet v ložiscích šnekového náboje i motorického těla (poz. 3 na Obr. 58) a klouže po vnějším průměru náboje. Pokud je ale dotažen aretační šroub, je hlava spojena s převodovkou a lze dalekohledem otáčet pomocí pohonu. Stejný princip funkce je i pro hlavu RA osy.



Obr. 59) Pohled na zakončení DEC osy

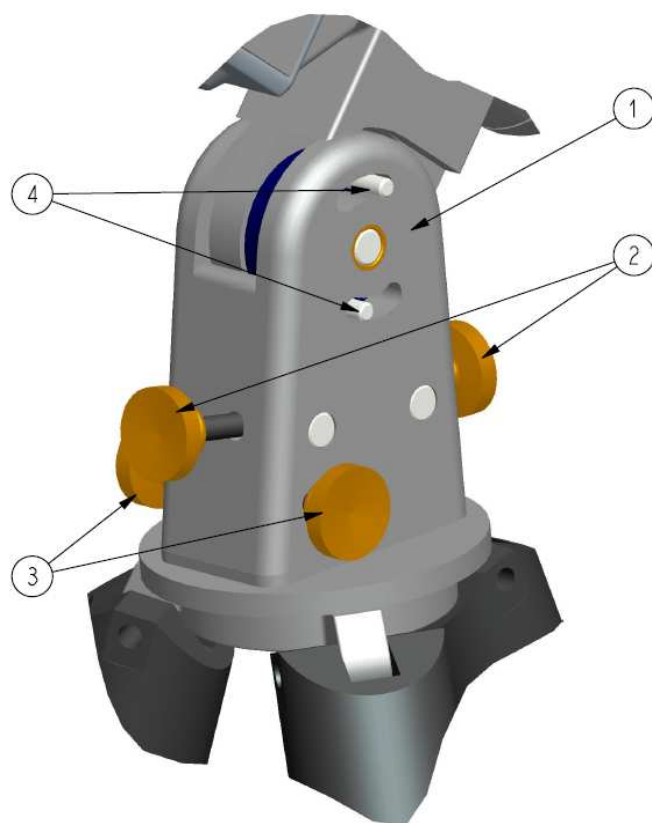


Obr. 60) Řez motorickým tělem

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 78
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Motorické tělo znázorněné pozicí 3 v sobě skrývá 2 převodové moduly, elektroniku a baterie potřebné pro pohon a také je k němu připevněna osa a náboj RA osy.

Na Obr. 61 je pohled na montážní hlavu. Ta slouží jako spojovací prvek mezi trojnožkou a montáží dalekohledu. Její hlavní funkce jsou pro jemné nastavení rektascenze a deklinace.



Obr. 61) Aretační hlava: pozice 1) tělo montážní hlavy, 2) nastavovací šrouby deklinační osy, 3) šrouby pro jemné nastavení rektascenze, 4) kolíky spojující páku rotace s tělem RA osy

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 79
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6. Závěr

Cílem diplomové práce bylo udělat důkladnou analýzu problematiky, návrh variant řešení a výpočtovou dokumentaci s konstrukčním návrhem a výkresovou dokumentací vybraných částí.

Tyto cíle se podařilo splnit. Byl proveden reverzní inženýring paralaktické montáže EQ6 a důkladná analýza dostupných typů. Z analýzy funkcí existujících montáží byly zadány nutné parametry a funkce navrhovaného systému. Dále také byla provedena důkladná analýza pohonů a jejich komponent, zajišťujících bezvadný a bezchybný chod.

Při návrhu variant bylo použito nástroje pro výběr pomocí váhového zhodnocení. Byly posuzovány jak kvalitativní faktory, tak i cena a životnost. Byla vybrána varianta tzv. EQ6 třídy, která obsahuje pohony, elektroniku i baterie v jednom bloku. Dále je také možné nastavovat dalekohled ručním ovládáním s odpojenou převodovkou.

Návrhové výpočty převodovky byly provedeny pomocí výpočetního softwaru MathCAD. Ten je přiložen na CD. Pro kontrolu a vykreslení tvaru zubů byl použit software KissSoft, podle kterého byl také překontrolován návrhový výpočet. Celý 3D model spolu s výkresem sestavy, výkresem pastorku motoru a DEC hřídele jsou také k nahlédnutí v příloze.

Pro výběr motoru byly zohledněny minimální energetické ztráty a široký rozptyl otáček. Proto byl vybrán piezopohon, který nejen disponuje integrovanou řídicí elektronikou a motorem na jedné desce, ale také velmi rychlou odezvou, opakovatelností a přesností. Další výhodou je jeho vysoká momentová charakteristika při minimálních otáčkách. Nevýhodou je nutnost instalace tlačné pružiny.

Nutnost použití pružiny pro fungování motoru byla uvažována při řešení převodovky, kde byl také kladen důraz na modulárnost a snížením nákladů pro střední sériovou výrobu. Proto byl navržen „převodový“ modul, který je požit pro oba pohony, je jednoduše montovatelný a snadno se dá vyměnit. Samotná převodovka se tak dá pohodlně složit a poté upevnit do motorického těla. Při konstruování těla byl započítán prostor nezbytný pro zbytek elektroniky a baterie.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 80
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Pro zajištění bezvůlového chodu posledního, šnekového, soukolí byl zvolen koncept duplexního šnekového kola. Výhodou takového systému je jeho zaručený bezvůlový chod, možnost rozebrání převodovky a opětovné složení s jednoduchou korekcí k vymezení vůlí. Tento šnek se dá nahradit a lze opět jednoduše vymezit bezvůlový stav. Návrh a výpočet tloušťky zubů byl zohledněn k stavu, kdy je připevněn dalekohled, ale moment od něj není vyrovnán závažím nebo naopak.

Dále byl navrhnut náboj hlavy otočné DEC osy tak, aby bylo možno připevnit různé typy držáků dalekohledů od většiny dnešních dodavatelů.

Orientování RA osy je zajištěno pomocí dvou šroubů s jemným závitem, které jsou umístěny proti sobě. Ty tlačí do páky, která je upevněná k tělu RA osy a zajišťují tak jemné nastavování. Šrouby se proti sobě musí povolovat a utahovat. Protože by ale musel být rozměr nosiče montáže příliš velký, aby bylo zajištěno nastavení RA osy od 0°-90°, je tělo RA osy od páky odděleno a přenos rotace mezi nimi je zajištěn pomocí kolíků. Takto se dá nastavit poloha RA osy ručně do určité oblasti, kde po spojení kolíky můžeme stavěcími šrouby jemně doladit úhel.

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Literatura

[1] SKALICKÝ, Jiří. Elektrické regulované pohony , skripta VUT FEKT, 2007
Dostupné z: www.vutbr.cz

[2] BISHOP, Robert H. The Mechatronics Handbook, ISBN 0-8493-0066-5/02, 2002
CRC Press LLC

[3] Kyura, N. and Oho, H., Mechatronics - an industrial perspective. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics,1(1):10–15.

[4] Harashima, F., Tomizuka, M., and Fukuda, T., Mechatronics - “What is it, why and how?” An editorial.IEEE/ASME Transactions on Mechatronics,1(1):1–4, 1996.

[5] ŠVARC, I.: Automatizace - Automatické řízení, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2002, Dostupné z: www.vutbr.cz

[6] Isermann, R. (ed.), Integrierte mechanisch elektroni-sche Systeme. March 2–3, Darmstadt, Germany, 1993. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 179. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993.

[7] Isermann, R., Lachmann, K. H., and Matko, D.,*Adaptive Control Systems*, Prentice-Hall, London, 1992.

[8] <http://www.pcbmotor.com>

[9] <http://www.boschrexroth.com>

[10] KRATOCHVÍL, Ctirad, SLAVÍK, Jaromír. Dynamika-Mechanika těles, skripta VUT FSI, 2007, CERM, s.r.o. Brno,

[11] Speed reducers and gear train, <http://documents.kellysearch.com>

[12] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů III. Převody*. Brno: Vysoké učení technické, 1982

[13] <http://www.cs.cmu.edu>

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 82
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[14] Ptáček, L. a kol. Nauka o materiálu I. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o.,2001

[15] <http://jankr.sweb.cz>

[16] <http://www.kalista.cz/>

[17] <http://astrosvet.com>

[18] JANÍČEK, Přemysl, ONDRÁČEK, Emanuel, VRBKA, Jan, BURŠA, Jiří. Mechanika těles-Pružnost pevnost I, skripta VUT FSI, 2004, CERM, s.r.o. Brno

[19] Gear Design with KISSsoft, 2009, <http://www.kisssoft.ch/>

[20] www.meade.com

[21] www.takahashi-europe.com

[22] www.vixen-europe.com

[23] <http://en.wikipedia.org>

[24] <http://www.allytech.eu>

[25] <http://www.designworldonline.com>

[26] <http://motionsystemdesign.com>

[27] <http://www.kks.zcu.cz>

[28] <http://www.smcyclo.com>

[29] ISO6336, Part 1-3, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, 1996

[29] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, KOVARIK, Robert, SOBEK, Evžen. Základy konstruování, září 2001, CERM, s.r.o. Brno

[30] Strojnické tabulky, 4. doplněné vyd. ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2008. 914 s.ISBN 978-80-7361-051-7

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 83
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	
[31] JANÍČEK, Přemysl, FLORIAN, Zdeněk. Mechanika těles-Úlohy z pružnosti pevnosti I, skripta VUT FSI, 2004, CERM, s.r.o. Brno , ISBN 80-214-2655-1		

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 84
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	
Seznam použitých zkratk PZT - Piezoelektrické pohony DEC – deklinační osa, nastavení deklinace RA – right ascension, nastavení rektascenze δ – chyba pointace [arcsec] δ_{PE} – periodická chyba		

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 85
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Přílohy

- CD s 3D modelem azimutální montáže, vzorečky a výpočty v MathCADu, kontrolní výpočty v KissSoftu
- výkresová dokumentace