



**ČESKÉ
VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**

12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Bakalárska práca

Planetová převodovka pro naklápěcí zkušební stav

Planetary Gear for a Tilting Test Stand

Autor:

Martin Macánek

Študijný program:

B2342 - TZSI

Vedúci bakalárskej práce:

Ing. Jiří Vávra, Ph.D

Dátum odovzdania bakalárskej práce:

12.7.2017

Praha 2017

Zadanie BP

ABSTRAKT

Bakalárska práca sa zaoberá konštrukčným návrhom uloženia planétového reduktora a kontrolnými výpočtami navrhnutých uložení pre dvojsový skúšobný naklápací stav. Naklápací stav bude slúžiť pre výskum chovania motorových kvapalín za pôsobenia dynamických účinkov spaľovacieho motoru v celom jeho rozsahu otáčok. Súčasťou práce je aj vytvorenie funkčného modelu konštrukčného návrhu planétového reduktora v 3D prostredí v programe PTC Creo. Hlavným cieľom práce je vytvoriť konštrukčný návrh uloženia reduktora na základe použitého súkolesia z automobilovej prevodovky.

KĹÚČOVÉ SLOVÁ

planétový reduktor, konštrukčný návrh uloženia, hydrostatický prevod, kontrolne výpočty, dvojsový naklápací skúšobný stav, 3D model, spaľovací motor, hydrogenerátor, statická analýza.

ABSTRACT

The bachelor work discusses the design of planetary reducer fitting and check analysis of designed fittings for dual axis tilting test stand. The tilting stand will serve the purpose of engine liquid performance while dynamical action of combustion engine operation is in its full range of revolutions. Creation of functional model of design of planetary reducer in 3D space in PTC Creo programme is an indispensable part of the work. The main aim of the work is to create a design of reducer fitting based on the used gearing from automobile gear box.

KEYWORDS

planetary reducer, design of fitting, hydrostatic transmission, check analysis, dual axis tilting test stand, 3D model, combustion engine, hydro generator, static analysis

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som túto bakalársku prácu vypracoval samostatne pod odborným vedením vedúceho bakalárskej práce pána Ing. Jiřího Vávry, Ph.D. a za pomoci odborných konzultácií pána Ing. Davida Světlíka. Ďalej prehlasujem, že som použil len podklady, ktoré sú uvedené v priloženom zozname.

V Prahe dňa 25.6.2017

.....

Podpis

Obsah

Úvod	11
1. Naklápací stav	12
2. Vstupné parametre	14
2.1 VSTUP reduktora - spaľovací motor	14
2.2 VÝSTUP reduktora - hydrostatický stroj	16
3. Planétové prevody	18
3.1 Charakteristika planétového súkolesia.....	18
3.2 Voľba zapojenia planétovej prevodovky	19
3.3 Prevodovka ZF 4 HP-20.....	19
3.4 Identifikácia parametrov použitého súkolesia	24
3.5 Výpočet krútiacich momentov a priemerov hriadeľov	25
4. Konštrukčný návrh	27
5. Silové pomery	32
5.1 Výpočet síl v ozubení	33
5.2 Výpočet reakcií na vstupnom hriadeli	34
5.3 Výpočet trvanlivosti ložísk:	37
6. Kontrolné výpočty	39
6.1 Kontrola na otláčenie evolventného drážkovania zo vstupného hriadeľa na planétové koleso	39
6.2 Kontrola na otláčenie evolventného drážkovania zo spaľovacieho motora na vstupný hriadeľ.....	39
6.3 Kontrola tesného pera na výstupnom hriadeli.....	40
6.4 Statická kontrola hriadeľov.....	41
Záver	43
Použitá literatúra.....	44

Zoznam použitých symbolov a skratiek

Názov veličiny	Značka	Jednotka
Maximálny točivý moment z charektreristiky motora	$M_{T-max-M}(ch)$	[N.m]
Točivý moment pri maximálnom výkone z charakteristiky motora	$M_{T-max-P}(ch)$	[N.m]
Točivý moment pri maximálnych otáčkach z charakteristiky motora	$M_{T-max-n}(ch)$	[N.m]
Maximálny točivý moment	$M_{T-max-M}$	[N.m]
Točivý moment pri maximálnom výkone	$M_{T-max-P}$	[N.m]
Točivý moment pri maximálnych otáčkach	$M_{T-max-n}$	[N.m]
Súčiniteľ pre bezpečný prenos točivého momentu	k_{Mt}	[-]
Maximálny výkon pri pretáčaní motora	P_{max}	[kW]
Maximálny točivý moment v reverznom smere z charakteristiky motora	$M_{R-max}(ch)$	[N.m]
Uhlová rýchlosť pri maximálnom momente v reverznom smere	ω_{max}	[rad·s ⁻¹]
Otáčky pri maximálnom momente v reverznom smere	n_{max}	[min ⁻¹]
Maximálny točivý moment v reverznom smere	M_{R-max}	[N.m]
Požadovaný prevodový pomer prevodovky	$i_{celkový}$	[-]
Maximálne otáčky spaľovacieho motora	$n_{SM\ max}$	[min ⁻¹]
Maximálne otáčky vstupného hriadeľa hydrogenerátora	$n_{HG\ max}$	[min ⁻¹]
Prevodový pomer planéta - koruna	i_{pk}^r	[-]
Prevodový pomer planéta - satelit	i_{ps}	[-]
Prevodový pomer satelit - koruna	i_{sk}	[-]
Počet zubov satelita	Z_s	[-]
Počet zubov planéty	Z_p	[-]
Počet zubov koruny	Z_k	[-]
Výrazná medza klzu v ťahu	Re	[N.mm ⁻²]

Názov veličiny	Značka	Jednotka
Medza klzu v ťahu	$R_{p0,2}$	[N.mm ⁻²]
Tvrdosť v jadre zubu	J_{HV}	[HV]
Tvrdosť na boku zubu	V_{HV}	[HV]
Medza únavy v ohybe	$\sigma_{Flim b}$	[N.mm ⁻²]
Medza únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim b}$	[N.mm ⁻²]
Návrhový modul v normálnej rovine	m_n'	[mm]
Zmeraný rozmer cez zuby	x	[mm]
Menovitý rozmer cez zuby	W	[mm]
Modul v dotyčnej rovine	m_t	[mm]
Roztečný priemer planéty	d_1	[mm]
Počet zubov platéty	z_1	[-]
Hlavový priemer planéty	d_{a1}'	[mm]
Modul v normálnej rovine	m_n	[mm]
Počet zubov drážkovania vstupný hriadeľ-planéta	z_{PK}	[-]
Modul drážkovania vstupný hriadeľ-planéta	m_{PK}	[mm]
Referenčný priemer drážkovania vstupný hriadeľ-planéta	db_{PK}	[mm]
Počet zubov drážkovania motor - vstupný hriadeľ	z_{SM}	[-]
Modul drážkovania motor - vstupný hriadeľ	m_{SM}	[mm]
Hlavový priemer drážkovania motor - vstupný hriadeľ	db_{SM}	[mm]
Dovolené napätie v krute pre vstupný hriadeľ	τ_{D1}	[N.mm ⁻²]
Dovolené napätie v krute pre čap satelitu	τ_{D2}	[N.mm ⁻²]
Dovolené napätie v krute pre výstupný hriadeľ	τ_{D3}	[N.mm ⁻²]
Krútiaci moment na vstupnom hriadeľi	$M_{k vstup}$	[N.m]
Priemer vstupného hriadeľa	$d_{vstup min}$	[mm]
Krútiaci moment na čape satelitu	$M_{k čap}$	[N.m]

Názov veličiny	Značka	Jednotka
Účinnosť vonkajšieho ozubenia planéty - satelit	η_{ps}	[-]
Minimálny priemer čapu satelitu	$d_{\text{čap min}}$	[mm]
Priemer čapu použitého satelitu	$\varnothing d_{\text{čap}}$	[mm]
Krútiaci moment na výstupnom hriadeli	$M_k \text{ výstup}$	[N.m]
Účinnosť vnútorného ozubenia satelit - koruna	η_{sk}	[-]
Priemer výstupného hriadeľa	$\varnothing d_{\text{výstup}}$	[mm]
Tangenciálna sila od planéty na satelit	F_{t12}	[N]
Tangenciálna sila od satelitu na planétu	F_{t21}	[N]
Počet satelitov	s	[-]
Priemer valivej kružnice planéty	d_{w1}	[mm]
Redukovaná tangenciálna sila od planéty na satelit	$F_{t12 \text{ RED.}}$	[N]
Redukovaná tangenciálna sila od satelitu na planétu	$F_{t21 \text{ RED.}}$	[N]
Axiálna sila od planéty na satelit	F_{a12}	[N]
Redukovaná radiálna sila od planéty na satelit	$F_{r12 \text{ RED}}$	[N]
Maximálny točivý moment na vstupnom hriadeli v hlavnom smere	Mh	[N.m]
Celková reakcia v ložisku A	A	[N]
Tangenciálna reakcia v ložisku A	A_x	[N]
Radiálna reakcia v ložisku A	A_y	[N]
Axiálna reakcia v ložisku A	A_z	[N]
Celková reakcia v ložisku B	B	[N]
Tangenciálna reakcia v ložisku B	B_x	[N]
Radiálna reakcia v ložisku B	B_y	[N]
Maximálny točivý moment na vstupnom hriadeli v reverznom smere	Mr	[N.m]
Ohybový moment v rovine xz	$M_{ox}(z)$	[N.m]
Maximálny ohybový moment v rovine xz	M_{oxmax}	[N.m]
Ohybový moment v rovine xz v mieste a	$M_{ox}(a)$	[N.m]
Ohybový moment v rovine yz	$M_{oy}(z)$	[N.m]

Názov veličiny	Značka	Jednotka
Ohybový moment v rovine yz v mieste a	$Moy(a)$	[N.m]
Maximálny ohybový moment v rovine yz	Moy_{max}	[N.m]
Dynamická únosnosť ložiska	C	[N]
Statická únosnosť ložiska	C_0	[N]
Radiálna sila pôsobiaca na ložisko	Fr	[N]
Axiálna sila pôsobiaca na ložisko	Fa	[N]
Koeficient radiálneho zaťaženia	X	[-]
Koeficient axiálneho zaťaženia	Y	[-]
Pomerný súčiniteľ ložiska	e	[-]
Dynamické ekvivalentné zaťaženie	P	[N]
Hodinová trvanlivosť ložiska	L_h	[h]
Hodinová trvanlivosť ložiska v hlavnom smere	L_{hH}	[h]
Hodinová trvanlivosť ložiska v reverznom smere	L_{hR}	[h]
Tlak na boku drážky/pera	p	[Mpa]
Modul evolventného drážkovania	m	[mm]
Účinná dĺžka drážkovania	l	[mm]
Pomerný súčiniteľ	ψ	[-]
Dovolený tlak	p_D	[Mpa]
Činná dĺžka pera	l_a	[mm]
Celková dĺžka pera	$l_{(\check{C}SN)}$	[mm]
Šírka pera	b	[mm]
Strihové napätie	τ_s	[N.mm ⁻²]
Dovolené napätie	τ_D	[N.mm ⁻²]
Súčiniteľ redukovaného napätia podľa τ_{max}	α	[-]
Minimálna statická bezpečnosť	k	[-]
Statická bezpečnosť podľa teórie	$k_{\tau_{max}}$	[-]
Vzdialenosť podper	l	[mm]
Priemer vstupného hriadeľa v kontrolovanom mieste	$\varnothing d$	[mm]
Vzdialenosť stredu ložiska A od pôsobiska sily	a	[mm]

Názov veličiny	Značka	Jednotka
Vzdialenosť stredu ložiska B od pôsobiska sily	b	[mm]
Maximálny ohybový moment v kontrolovanom mieste	$M_{o\ max}$	[N.m]
Prierezový modul v ohybe	W_o	[mm ³]
Napätie v ohybe	σ_o	[N.mm ⁻²]
Krútiaci moment	M_k	[N.m]
Prierezový modul v krútení	W_k	[mm ³]
Napätie v krútení	τ_k	[N.mm ⁻²]
Redukované napätie podľa teórie	$\sigma_{o\ RED}^{\tau_{max}}$	[N.mm ⁻²]

Úvod

Práca je zameraná na konštrukčný návrh uloženia planétového reduktora pre dvojosový naklápací stav.

Naklápací stav bude slúžiť pre výskum dynamických vlastností kvapalín v spaľovacom motore osobného automobilu v závislosti na rôznych polohách testovaného motora. Testovaný motor bude naklápaný v dvoch osách pri plnom výkone motora. V [7] bolo zistené, že cesta toku výkonu zo spaľovacieho motora na dynamometer bude riešená pomocou hydrostatického prevodu. Hydrostatický prevod spĺňa požiadavok na flexibilné spojenie, ktoré zaručí naklápanie testovaného motora v dvoch osách. Spaľovací motor a hydrostatický stroj majú iný rozsah otáčok, kde maximálne otáčky hydrostatického stroja sú o polovinu menšie ako maximálne otáčky spaľovacieho motora. Keďže má byť spaľovací motor testovaný v celom svojom rozsahu otáčok, je nutné, aby bol použitý reduktor medzi spaľovacím motorom a hydrostatickým strojom. Z pomeru maximálnych otáčok spaľovacieho motora a maximálnych otáčok hydrostatického stroja vznikol požiadavok na prevodový pomer blížiaci sa číslu 2. Ďalším požiadavkom bol súosový vstup a výstup.

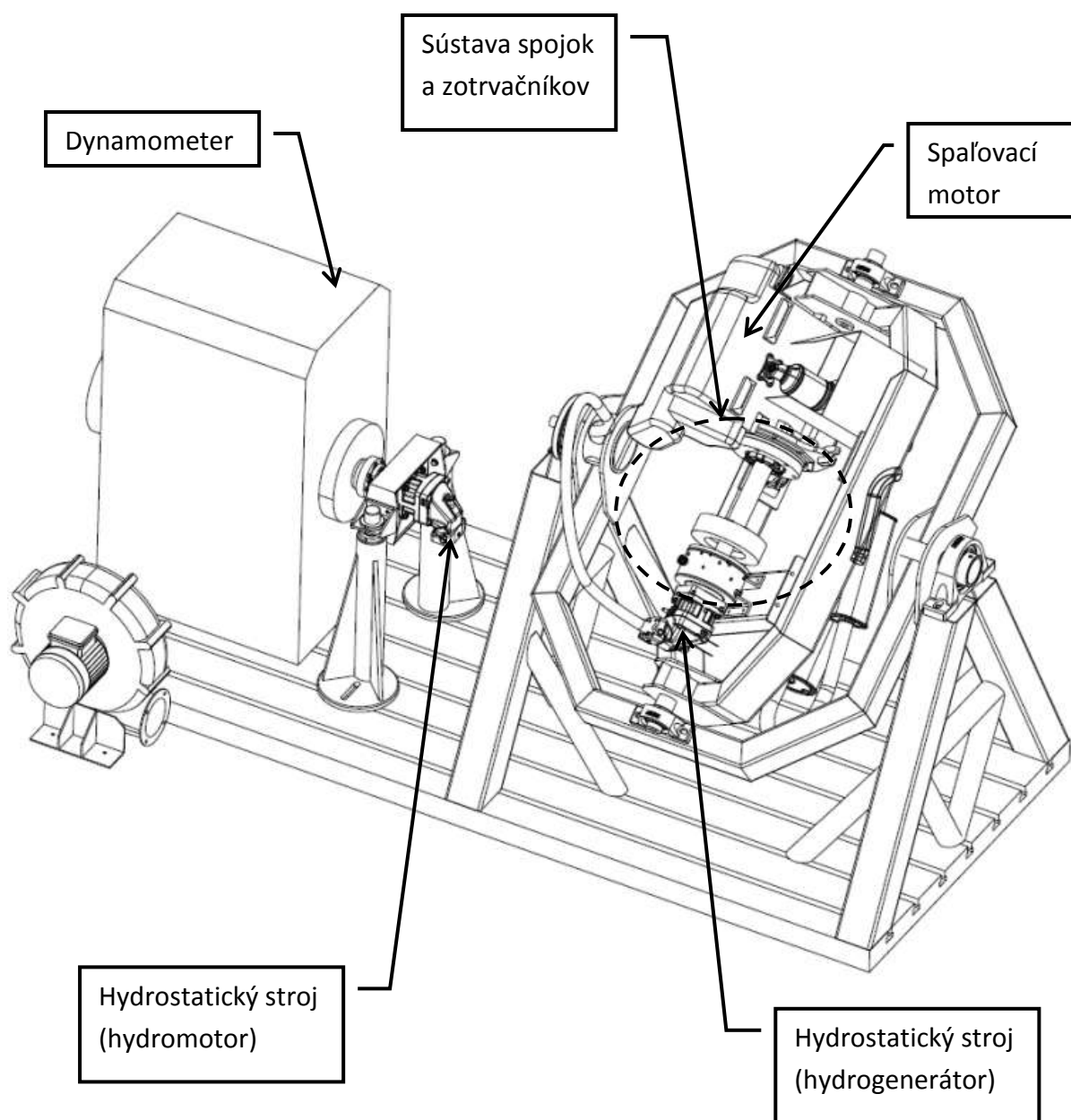
Planétová prevodovka spĺňa predošlé požiadavky. Prevodovka bude slúžiť ako reduktor. Reduktor bude umiestnený medzi spaľovacím motorom a hydrogenerátorom tak, aby tvorili jeden celok pri naklápaní skúšobného stavu v dvoch osách. Pri návrhu treba dbať na minimalizáciu rozmerov a technológičnosť návrhu.

Priemyslovo vyrábané planétové prevodovky sa nevyrábajú v dostatočnom rozsahu otáčok a majú nevyhovujúce prevodové pomery, preto je nutné vytvoriť vlastnú planétovú prevodovku. Konštrukčný návrh vychádza z predošlej práce [9] v ktorej bolo zistené, že kusová výroba ozubeného súkolesia pre reduktor by bola z ekonomického hľadiska nevýhodná. Z toho dôvodu vznikla táto bakalárska práca, v ktorej je celý konštrukčný návrh uloženia jednotlivých komponentov postavený na použitom súkolesí z automobilovej prevodovky.

Hlavným cieľom tejto práce teda je navrhnúť vhodné uloženie reduktora podľa zadaných parametrov a previesť kontrolne výpočty navrhnutých komponentov. Ďalším cieľom bude previesť navrhnutý reduktor do 3D prostredia v programe PTC Creo a s tým spojená výkresová dokumentácia.

1. Naklápací stav

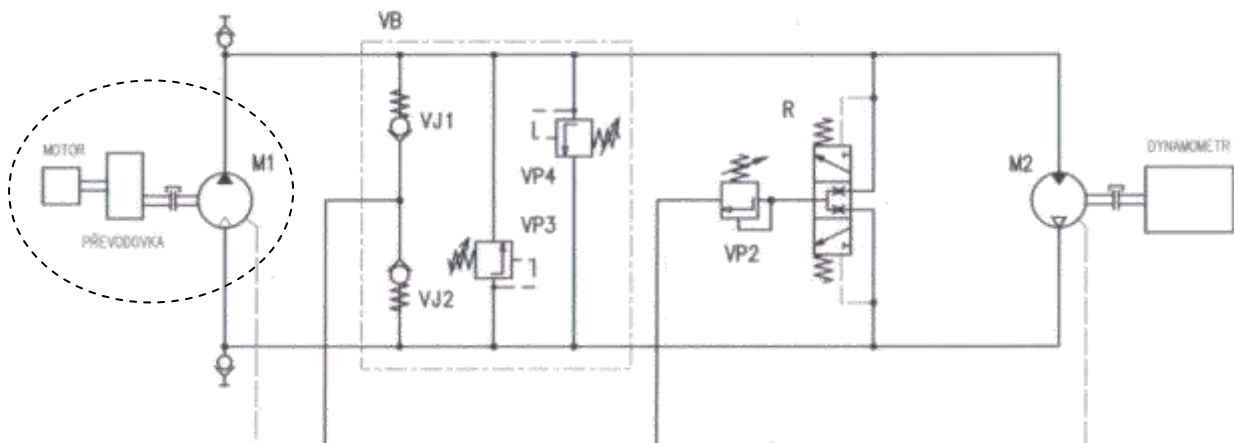
Na (Obr. 1) [7] je znázornené schéma dvojsového naklápacieho stavu, kde je spojenie spaľovacieho motora a hydrostatického stroja (hydrogenerátora) riešené **bez reduktora**. Spojenie je na (Obr. 1) [7] realizované pomocou sústavy dvojice prídavných zotrvačiek a spojok *Centraflex* s hriadeľom, ktoré umožňuje testovať spaľovací motor len v obmedzujúcom rozsahu otáčok odpovedajúcim maximálnym otáčkam hydrogenerátora. Toto spojenie bude na základe [7] **nahradené** navrhnutým planétovým reduktorom, ktorý umožňuje testovanie spaľovacieho motora v celom rozsahu otáčok. Reduktor bude pri naklápaní v dvoch osách tvoriť jeden pevný celok so spaľovacím motorom a hydrogenerátorom.



Obr. 1 - Schéma dvojsového naklápacieho stavu bez reduktora [7]

Hydrostatický prevod

Hydrostatický prevod (Obr. 2) [7] sa skladá z hydrogenerátora M1 (hnaného od spaľovacieho motora), hydraulického vedenia, hydromotoru M2 (hnacieho dynamometru) a riadenia hydrostatického prevodu. Médium, ktoré bude prevádzať výkon od hriadeľa spaľovacieho motora na hriadeľ dynamometru, je hydraulický olej. Smer toku výkonu môže byť aj opačný, kde dynamometer môže pretáčať spaľovací motor. [7]



Obr. 2 - Schéma hydraulického prevodu [7]

V (Obr. 2)[7] je znázornené spojenie prevodovky a motora M1 pomocou spojky, ktorá v súčasnom návrhu nebude použitá. Realizovanie spojenia je z motora na prevodovku a následne rovno na hydraulický stroj M1. V tejto práci sa budem detailnejšie venovať vyznačenej časti v hydraulickom obvode, t.j. konštrukčnému návrhu uloženia prevodovky medzi motorom a hydrogenerátorom.

Výhodou hydrostatického prevodu je možnosť okamžitého rozpojenia hnacieho a hnaného stroja v prípade havárie poistnými ventilmi (ktoré spoja výtlačnú a saciu vetvu).[7]

2. Vstupné parametre

Planétový reduktor bude pracovať pre obidva smery toku výkonu. V hlavnom smere zaťaženia, kedy ide tok výkonu zo spaľovacieho motora na hydrogenerátor a v reverznom smere t.j. pri pretáčaní motora, kedy bude tok výkonu opačným smerom pri rovnakom smere otáčania a zaťaženie bude podstatne menšie. Reduktor musí tvoriť jeden celok so spaľovacím motorom a hydrostatickým strojom pri naklápaní v oboch osách. Vstup a výstup reduktora uvažujem pre hlavný smer toku výkonu.

2.1 VSTUP reduktora - spaľovací motor

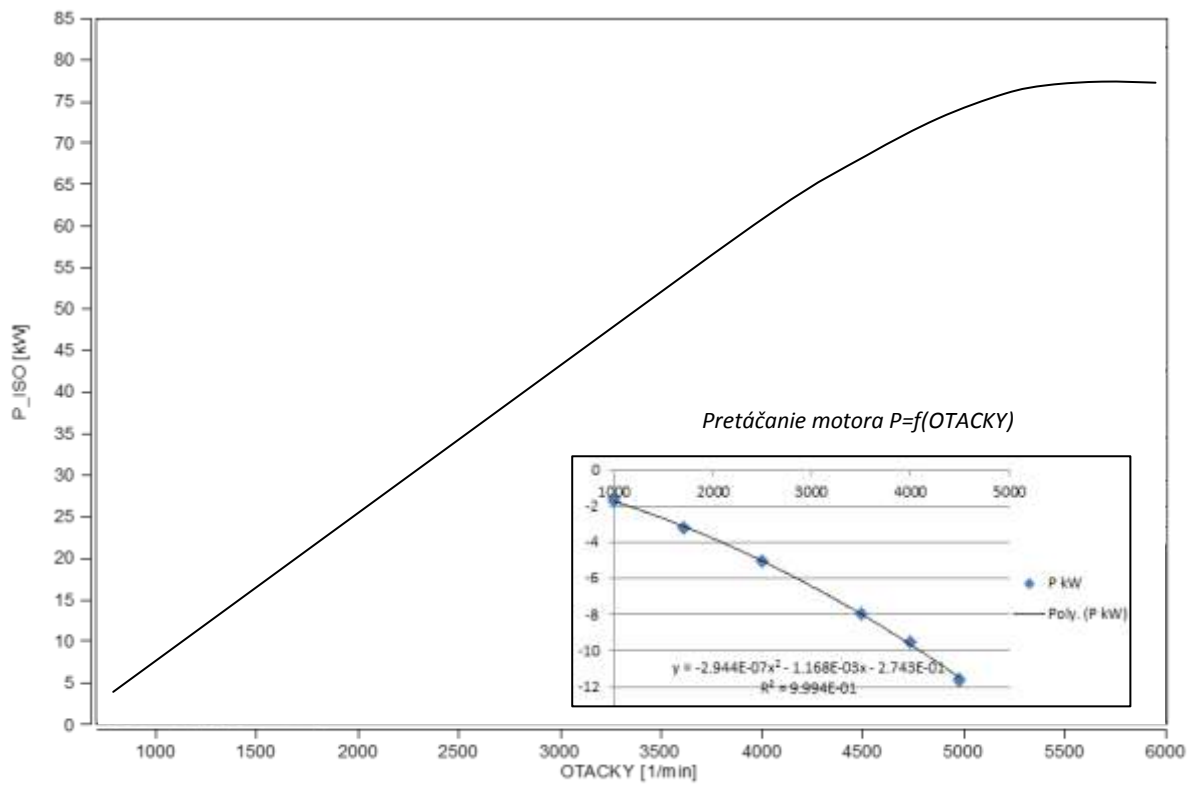
Kľukový hriadeľ spaľovacieho motora je spojený so vstupným hriadeľom reduktora. Na vstupe reduktora je použitý skúšobný zážihový spaľovací motor od firmy VW, so zdvihovým objemom 1598cm^3 ktorého výkonová charakteristika (obr. 3) [7] a momentová charakteristika na (obr. 4) [7] sú znázornené nižšie. Z výkonovej charakteristiky pri pretáčaní motora napríklad pri jazde z kopca (Obr. 3) [7] je zrejmé, že výkon motora je záporný. Záporné znamienko značí opačný smer tok výkonu.

Hlavný smer toku výkonu

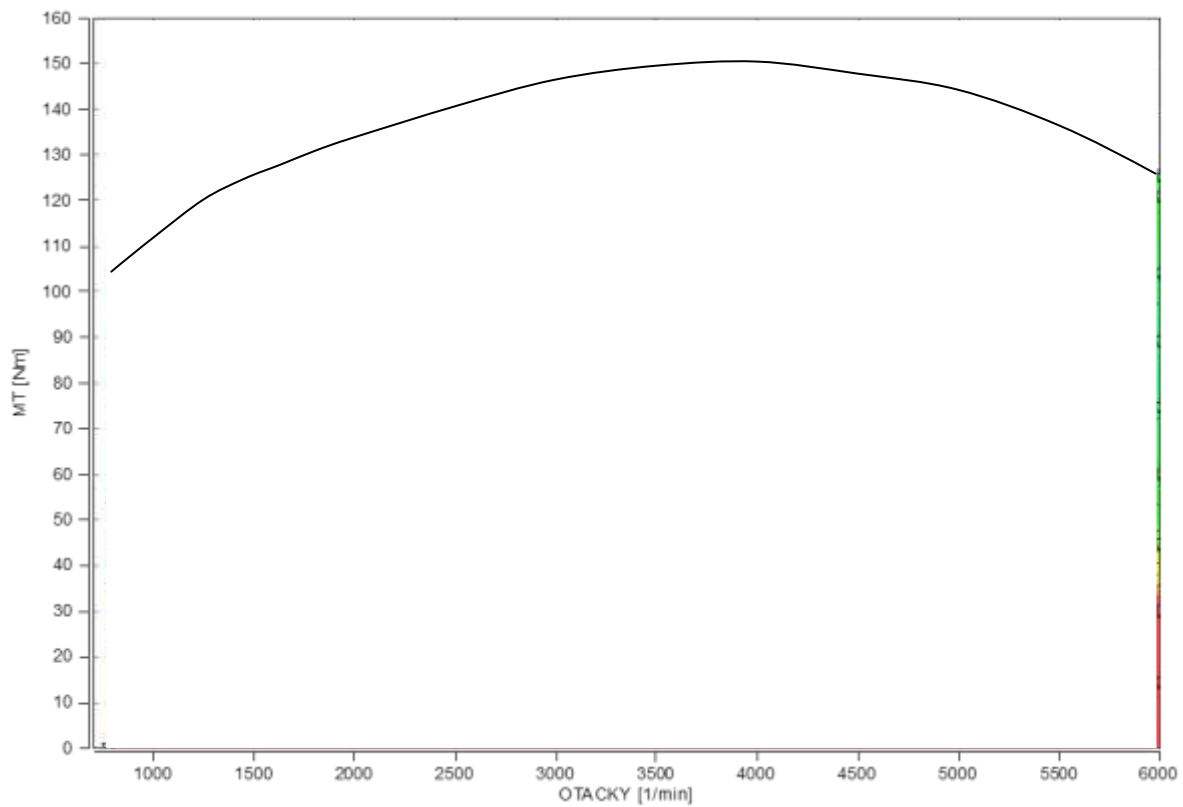
Výkon zo spaľovacieho motora (Obr. 2) [7] je prenášaný cez planétový reduktor, na hydrogenerátor M1, v ktorom sa mení mechanická energia na tlakovú energiu hydraulického oleja, ktorý je dopravovaný pomocou hydraulického vedenia do hydromotora M2. V hydromotore M2 sa zase späť mení tlaková energia hydraulického oleja na mechanickú energiu, ktorá je cez pružnú spojku odovzdávaná dynamometru.

Pretáčanie motora- reverzný smer toku výkonu:

Ako už bolo spomenuté, tak aj pri pretáčaní motora vzniká zaťaženie, ktoré je síce podstatne menšie ako v hlavnom smere, ale reduktor musí byť dimenzovaný aj pre tento smer toku výkonu. V reverznom smere rotujú ozubené kolesá rovnakým smerom ako v hlavnom smere, čiže smer radiálneho a tangenciálneho zaťaženia sa nemení, ale smer pôsobenia axiálnych síl je opačný. Konštrukčný návrh uloženia planétového reduktora teda musí byť prispôbený tak, aby dostatočne odolával zaťaženiu aj v reverznom smere a to hlavne spomínanému dominantnému axiálnemu zaťaženiu od ozubenia.



Obr. 3 - Výkonová charakteristika spaľovacieho motora [7]



Obr. 4 - Momentová charakteristika spaľovacieho motora [7]

Z charakteristiky spaľovacieho motora boli zistené hodnoty odpovedajúce maximálnemu momentu $M_{T-max-M}$ (ch), ktorý je schopný motor dosiahnuť, momente pri maximálnom výkone motora $M_{T-max-P}$ (ch) a momente pri maximálnych otáčkach motora $M_{T-max-n}$ (ch)

- $M_{T-max-M}$ (ch)=150 N·m pri otáčkach 4000 min⁻¹
- $M_{T-max-P}$ (ch)=137 N·m pri otáčkach 5500 min⁻¹
- $M_{T-max-n}$ (ch)=126 N·m pri otáčkach 6000 min⁻¹

Pre ďalšie výpočty boli na strane bezpečnosti použité hodnoty momentu vynásobené súčiniteľom pre bezpečný prenos točivého momentu $k_{Mt}=1,13$ ktorý som volil na základe [9].

- $M_{T-max-M} = M_{T-max-M} (ch) \cdot k_{Mt} = 150 \cdot 1,13 = 170 \text{ N}\cdot\text{m}$ pri otáčkach 4000 min⁻¹
- $M_{T-max-P} = M_{T-max-P} (ch) \cdot k_{Mt} = 137 \cdot 1,13 = 155 \text{ N}\cdot\text{m}$ pri otáčkach 5500 min⁻¹
- $M_{T-max-n} = M_{T-max-n} (ch) \cdot k_{Mt} = 126 \cdot 1,13 = 142 \text{ N}\cdot\text{m}$ pri otáčkach 6000 min⁻¹

Pri pretáčaní motora bol zistený z maximálneho výkonu maximálny točivý moment v reverznom smere:

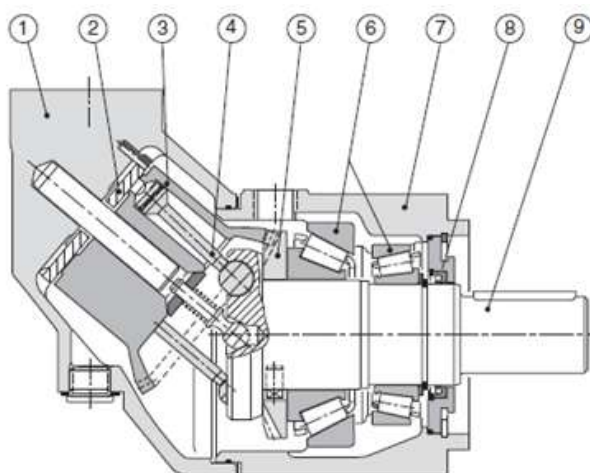
$$P_{\max} = M_{R-\max}(ch) \cdot \omega_{\max} \rightarrow M_{R-\max}(ch) = \frac{30 \cdot P_{\max}}{\pi \cdot n_{\max}} = \frac{30 \cdot 11500}{\pi \cdot 4500} = 24,4 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- $M_{R-\max} = M_{R-\max}(ch) \cdot k_{Mt} = 24,4 \cdot 1,13 = 27,6 \text{ N}\cdot\text{m}$

2.2 VÝSTUP reduktora - hydrostatický stroj

V naklápacom stave bude použitý hydrogenerátor/hydromotor F12-80 od firmy Parker, ktorého pripojovacie rozmery sa nachádzajú v prílohe č. 5.

Hydrostatický stroj (Obr. 5)[12] môže byť za určitých podmienok prevádzkovaný v motorickom aj generátorovom režime a zároveň spĺňa požiadavok flexibilného spojenia, preto je vhodný pre túto aplikáciu.

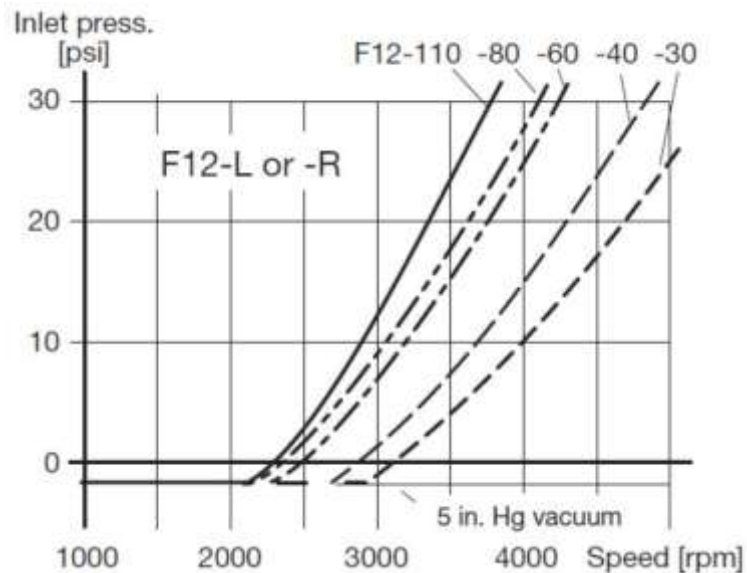


Legenda:

- | | |
|---|--------------------------|
| 1 | Teleso |
| 2 | Miska pružiny ventilu |
| 3 | Vrtanie valca |
| 4 | Piest s piestnym krúžkom |
| 5 | Rozvodové koleso |
| 6 | Kuželové valivé ložiská |
| 7 | Ložiskové puzdro |
| 8 | Hriadeľové tesnenie |
| 9 | Vstupný/výstupný hriadeľ |

Obr. 5 - Rez hydrogenerátorom/hydromotorom F12-80 [12]

V generátorovom režime bude stroj meniť mechanickú energiu na hydrostatickú tlakovú energiu kvapaliny. Pri prevádzke hydrogenerátora nad rýchlosťou samonasávacieho procesu musí byť hydrogenerátor na vstupe dostatočne natlakovaný. V opačnom prípade môže dôjsť k zvýšenému hluku a zhoršenému výkonu. Minimálny požadovaný vstupný tlak v závislosti od rýchlosti hriadeľa je 1 bar (Obr. 6) [3]. Výpočet hydrostatického stroja bol už prevedený v predošlej práci [7] podľa katalógu [3].



Obr. 6 - Závislosť vstupného tlaku na otáčkach hydrogenerátora [12]

V motorickom režime hydrostatického stroja t.j. pri pretáčaní motora od dynamometra je hydrostatický stroj poháňaný tlakom hydraulického oleja.

Parametre hydrostatického stroja podľa [7]:

- Max otáčky 3000 min⁻¹
- Potrebný vstupný tlak 1bar
- Maximálny točivý moment 340Nm pri rozdiel tlakov 280bar
- Hmotnosť 28kg
- Mechanická účinnosť 0,96 (pri maximálnych otáčkach 3000 min⁻¹ a tlaku 280bar)

Zo vstupných parametrov vznikol požiadavok na prevodový pomer reduktora bližiaci sa číslu 2.

$$i_{celkový} = \frac{n_{SM \max}}{n_{HG \max}} = \frac{6000}{3000} = 2 [-]$$

3. Planétové prevody

Planétové prevody sú zvyčajne valivé valcové súkolesia s rovnými, šikmými alebo kužeľovými zubami. Hlavnou výhodou planétových prevodov na rozdiel od jednoduchých prevodov je, že na zuby kolies pôsobia menšie sily, pretože točivý moment je vždy rozdelený na viacero ozubených kolies, tým pádom dosahujeme väčšiu životnosť. Navyše toto rozloženie poskytuje tichý chod a kontinuálny prenos sily. Ďalšími výhodami sú súosovosť vstupného a výstupného hriadeľa, vysoká účinnosť a tuhá konštrukcia.

Medzi nevýhody patrí hlavne väčšie zaťaženie ložísk satelitov, zložitejšia konštrukcia, vyššie požiadavky na kvalitu výroby, presnosť montáže a hlavne obmedzujúce podmienky napríklad podmienka zmontovateľnosti.

3.1 Charakteristika planétového súkolesia

Planétové súkolesia sú tvorené ozubenými kolesami a unášačom. Centrálné kolesá sú súosové s unášačom a centrálnou osou celého mechanizmu a satelity sú rotačne uložené na unášači. Satelity zaberajú buď navzájom medzi sebou alebo s planétami. Z kinematického hľadiska teda konajú satelity pri rotácii unášača pohyb zložený z dvoch rotácií: unášavej a relatívnej. [8]

Unášač (**r**) a centrálné kolesá nazývame centrálnymi členmi a ich spoločnú osu nazývame centrálnou osou. [8]

Centrálné kolesá s vonkajším ozubením často nazývame planéty (**p**) a centrálné kolesá s vnútorným ozubením nazývame korunové kolesá (**koruny-k**). [8]

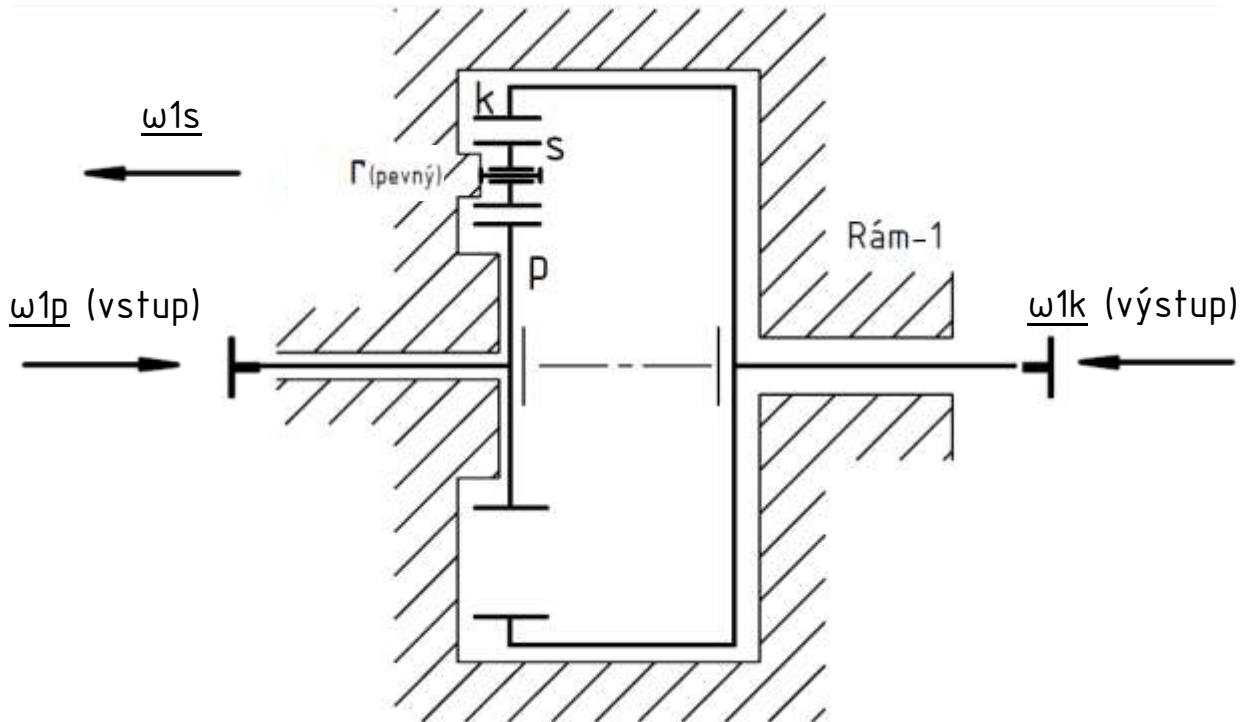
Satelity s jedným ozubením (jeden ozubený veniec) nazývame jednoduché a s dvomi vencami dvojité. [8]

Planétové súkolesia s jedným unášačom sa nazývajú **jednoduché planétové súkolesia**. [8]

Jednoduché planétové súkolesia môžu mať rôzny počet centrálnych kolies, spojených medzi sebou satelitmi. Typ jednoduchých planétových súkolesí sa označuje štruktúrnym symbolom, ktorý označuje pred písmenom *k* počet centrálnych kolies a písmeno *r* značí unášač. [8]

3.2 Voľba zapojenia planétovej prevodovky

Na základe predošlej práce [9] bolo zvolené súkolesie typu $2k+r$ so zapojením ($p \rightarrow k$) t.j. s tokom výkonu z planéty na korunu pri zastavenom unášači. Z (Obr. 7) je zrejmé, že planéta p (vstup) rotuje vzhľadom k rámu opačným smerom ako koruna k . Hnané satelity s od planéty p , sú umiestnené na pevnom unášači r , ktorý je súčasťou rámu. Satelity poháňajú korunové koleso ktoré je spojené s výstupným hriadeľom.



Obr. 7 - Schéma zapojenia reduktora

3.3 Prevodovka ZF 4 HP-20

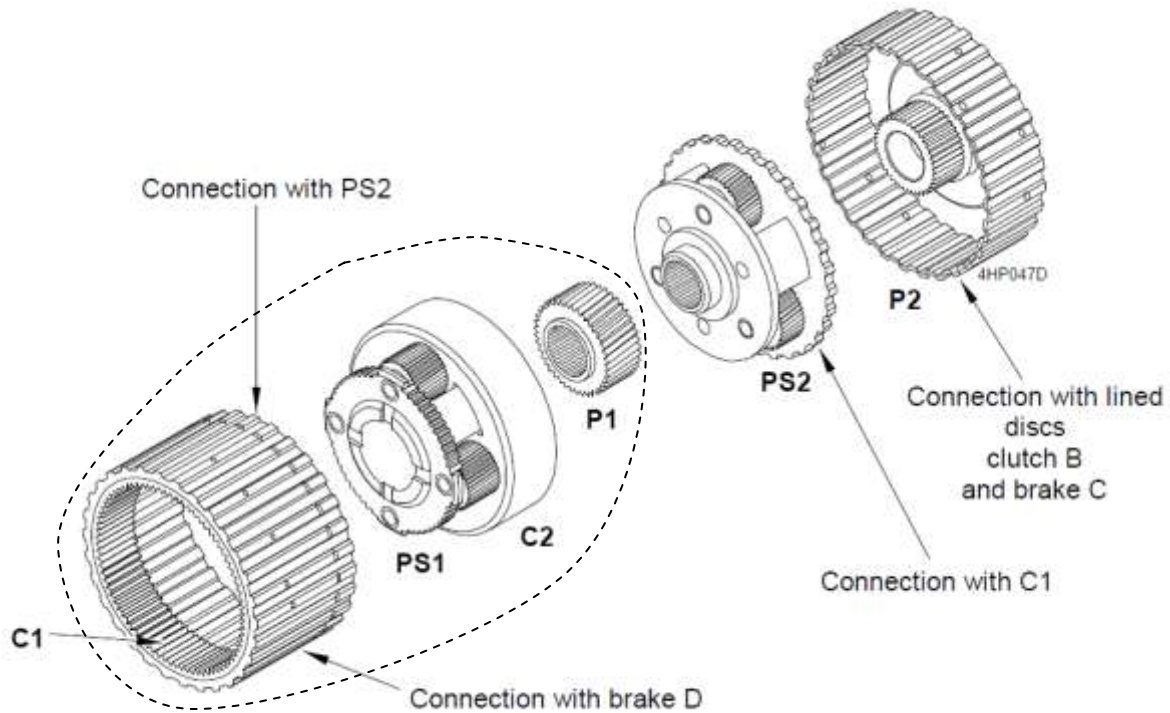
Predpokladá sa fyzická realizácia len jedného naklápacieho stavu, nie sériová výroba, takže rozpočet dovoľuje nákup použitej automobilovej prevodovky. Kusová výroba planétového súkolesia na zakázku je z ekonomického hľadiska nevýhodná, preto bolo použité súkolesie z automobilovej prevodovky ZF 4 HP-20 ktorá dostatočne spĺňa naše požiadavky:

- súkolesie typu $2k+r$
- prevodový pomer blížiaci sa číslu 2
- schopnosť preniesť maximálny točivý moment $M_{T-max-M}=170Nm$

Jedná sa o 4-stupňovú automatickú prevodovku s použitým prevodom typu *Simpson*. Skladá sa z dvoch jednoduchých planétových súkolesí $2k+r$, ktoré sú navzájom spojené. [6]

Použité súkolesie z automobilovej prevodovky

Z prevodovky bolo použité vyznačené prvé súkolesie (Obr. 8) [6], ktoré sa skladá z korunového kolesa C1, planéty P1, unášača satelitov PS1 a štyroch satelitov S1. Počty zubov jednotlivých kolies sú uvedené v tabuľke 1.



Obr. 8 - Schéma použitého súkolesia z automobilovej prevodovky ZF 4 HP-20 [6]

Tabuľka 1 - Označenie a počet zubov použitých ozubených kolies

Názov	Označenie	Počet zubov z_i
Korunové koleso C1	k	81
Satelit S1	s	20
Planéta P1	p	39

Z počtu zubov jednotlivých kolies bol stanovený celkový prevodový pomer:

$$i_{pk}^r = \frac{z_k}{z_p} (-1)^j = \frac{81}{39} (-1)^1 = -2,077 [-]$$

(Kde znamienko mínus značí opačný smer rotácie výstupu ako vstupu)

Dopočet jednotlivých prevodových pomerov:

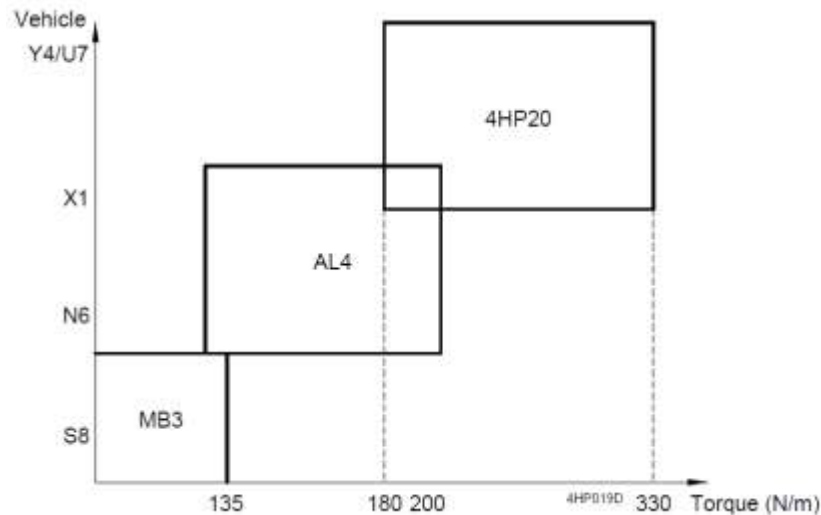
planéta - satelit

$$i_{ps} = \frac{z_s}{z_p} = \frac{20}{39} = 0,51 [-]$$

satelit - koruna

$$i_{sk} = \frac{z_k}{z_s} = \frac{81}{20} = 4,05 [-]$$

Ďalším požiadavkom bolo prenesenie vstupného točivého momentu $M_{T-max-M} = 170Nm$.



Obr. 9 - Použitelnosť prevodovky v závislosti na vstupnom točivom momente [6]

Ako môžeme vidieť na (Obr. 9) [6], tak komponenty prevodovky ZF 4 HP-20 sú dimenzované na maximálny vstupný moment $330Nm$ čo je dostatočne vyhovujúce.

Mazanie prevodovky

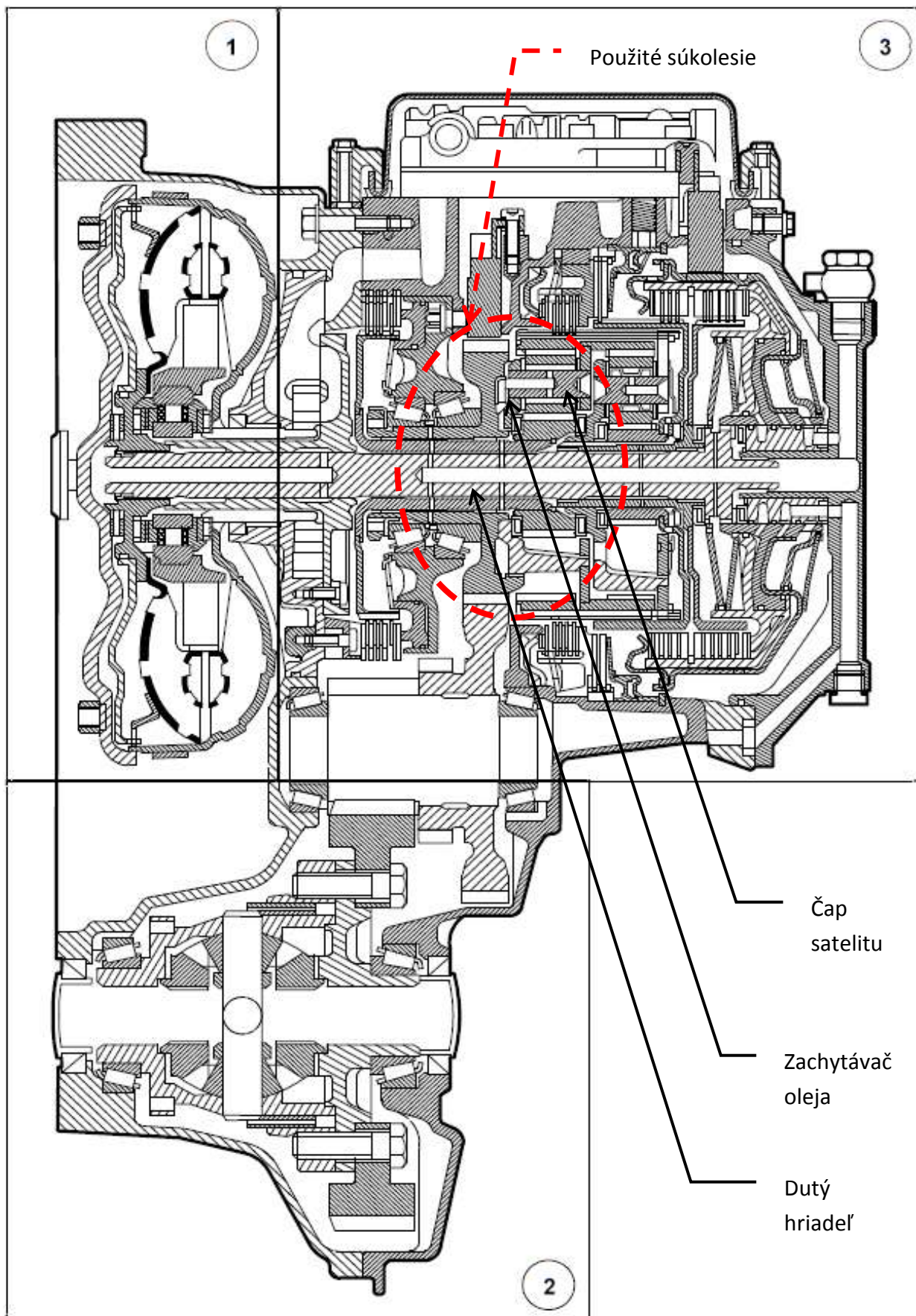
Pre správny chod súkolesia a jeho dlhodobú životnosť je potrebné navrhnuť správne mazanie rotujúcich súčastí. V prevodovke ZF 4 HP-20 je použitý systém obehového mazania. Olej je použitý k mazaniu všetkých troch častí prevodovky:

- 1 - Prevodník (mazanie pod tlakom)
- 2 - "Final drive" (mazanie rozstrekom oleja)
- 3 - Mechanizmus (mazanie pod tlakom)

Olej je chladený vo výmenníku tepla pripojenému k chladiacemu okruhu motora.

Doporučený olej: *ESSO LT 71 141* [6]

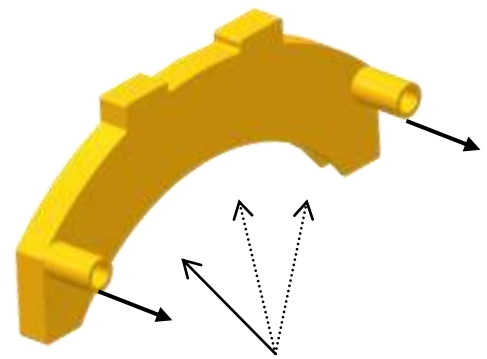
V reze prevodovky ZF 4 HP-20 je vyznačené použité súkolesie (Obr. 10) [6]. Nás však zaujíma len mazanie použitého súkolesia ktoré sa nachádza v časti 3 - Mechanizmus (mazanie pod tlakom). Najdôležitejšie je mazanie ihlových ložísk, ktoré sú najviac namáhané. Ihlové ložiská sa nachádzajú na dutých čapoch satelitov, preto je nutné analyzovať dopravu oleja do čapov satelitov.



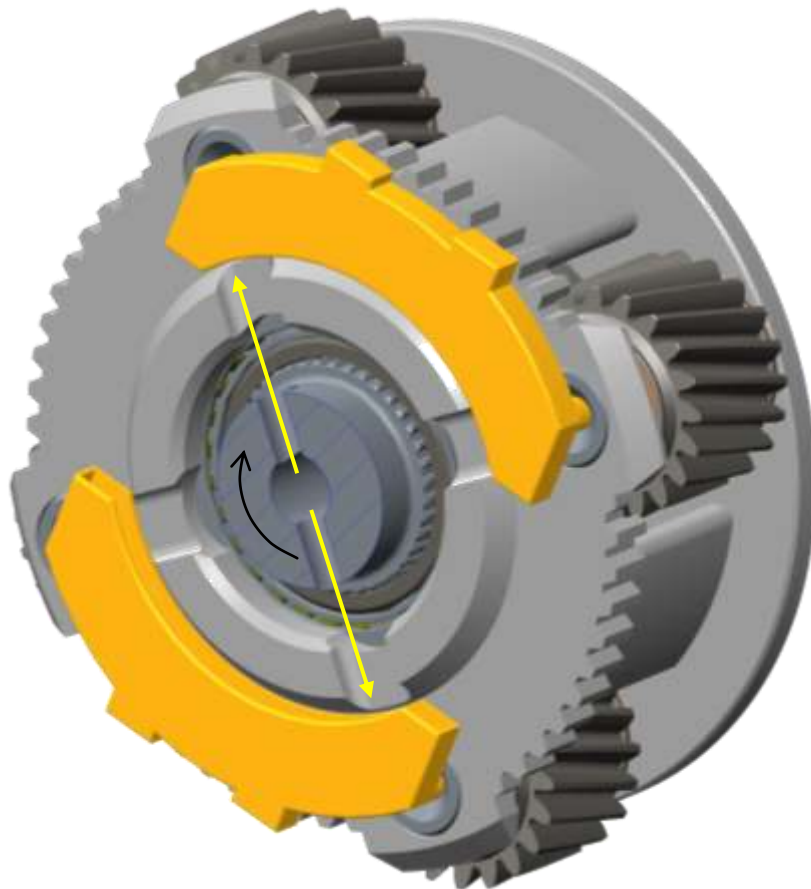
Obr. 10 - Rez prevodovkou ZF 4 HP-20 [6]

Doprava oleja do dutých čapov satelitov

Cez dutý hriadeľ prevodovky je pod tlakom privádzaný olej (Obr. 12), ktorý cez radiálne vyvŕtané otvory prúdi vplyvom odstredivej sily do zachytávača oleja. Zachytávač oleja (Obr. 11) je špeciálne vytvarovaný tak, aby zachytával radiálne rozstrekovaný olej a cez duté otvory ho dopravoval následne do dutých čapov satelitov. Z dutých čapov je olej následne dopravený cez radiálne otvory v čape do obežných dráh ihlových ložísk.



Obr. 11 - Zachytávač oleja



Obr. 12 - Doprava oleja do čapov satelitov

Tento princíp je však pre naše účely príliš zložitý, pretože by bolo problematické dopraviť natlakovaný olej do dutého hriadeľa. Navyše v pôvodnej prevodovke je zastavený unášač len pri prvom prevodovom stupni, takže pri ostatných prevodových stupňoch sa ihlové ložiská mažu v olejovej lázni. V konštrukčnom návrhu však uvažujem trvalo zastavený unášač, ktorý je cez drážkovanie uložený v ráme a ďalej uvažujem len jeden stály prevod. Z týchto dôvodov je nutné vymyslieť iný spôsob dopravy oleja do čapov satelitov ako je v pôvodnej prevodovke ZF 4 HP-20.

3.4 Identifikácia parametrov použitého súkolesia

Materiál:

Predpoklad: konštrukčná oceľ 16MnCr5 (16 420) cementovaná kalená, ktorej hodnoty potrebné pre výpočet sa nachádzajú v tabuľke 2.

Tabuľka 2 - Materiálové vlastnosti ozubenia

Označenie podľa ČSN	Re/R _{p0,2} [Nmm ⁻²]	J _{HV} [HV]	V _{HV} [HV]	σ _{Flim b} [Nmm ⁻²]	σ _{Hlim b} [Nmm ⁻²]
16 420	735	300	650-720	700	1270

Materiálové charakteristiky sú nutné pre výpočet síl, ktoré vznikajú v ozubení.

Modul súkolesia:

Modul použitého súkolesia bol zmeraný tromi spôsobmi:

Z rozmeru cez zuby:

Pre počet zubov $z=39$ podľa ČSN 01 4675 je počet zubov, cez ktoré meriame rozmer x predpísaný ako $z'=5$ a $W=13,8307$

$$m_n' = \frac{x}{W} = \frac{19,3}{13,8307} = 1,396\text{mm}$$

Zo scanu prevedeného do CAD:

$$m_n' = m_t \cos(\beta) = \frac{d_1}{z_1} \cos(\beta) = \frac{58,601}{39} \cos(20) = 1,394\text{mm}$$

Z odtlačku zubov planéty na papier:

$$m_n' = \frac{d_{a1}'}{\frac{z_1}{\cos(\beta)} + 2} = \frac{60,648}{\frac{39}{\cos(20)} + 2} = 1,394\text{mm}$$

Predpoklad je, že ozubené kolesá sú korigované. Práve z dôvodu korekcie ozubených kolies a "know-how" výrobcu ZF bolo veľmi zložité zistiť presnú hodnotu modulu. Pri porovnaní vypočítaných hodnôt modulu sa od najbližšieho normalizovaného modulu

$m_n=1,375\text{mm}$ líšia vypočítané hodnoty približne o 1% čo je zanedbateľné a táto chyba prakticky nemá vplyv na ďalšie výpočty, keďže využívame predpoklad symetrických síl ktorému je venovaná pozornosť v kapitole číslo 5.

Volím podľa ČSN 01 4608 normalizovaný modul $m_n=1,375\text{ mm}$

Evolventné drážkovanie na planétovom kolese:

Prenos točivého momentu zo vstupného hriadeľa reduktora na planétové koleso je zabezpečený pomocou evolventného drážkovania. Spojenie náboj - hriadeľ je určené základným profilom, referenčným priemerom db , modulom m a počtom zubov z . Na vstupnom hriadeli bude nutné vyrobiť podľa nameraných hodnôt náboja vonkajšie drážkovanie.

$$z_{PK}=40 \quad m_{PK}=0,8\text{mm} \quad db_{PK}=33\text{mm}$$

Na základe nameraných hodnôt bolo zistené, že sa jedná o drážkovanie:

a) pre hriadeľ: *DIN 5480 - W33x0,8x40xh6x9e*

b) pre náboj: *DIN 5480 - N33x0,8x40xH7x9H*

Evolventné drážkovanie na výstupe zo spaľovacieho motora:

Prenos točivého momentu zo spaľovacieho motora na vstupný hriadeľ je zabezpečený takisto pomocou evolventného drážkovania. Identifikácia prebiehala na náboji, takže bude nutné podľa nameraných hodnôt vyrobiť drážkovanie na vstupnom hriadeli.

$$z_{SM}=28 \quad m_{SM}=0.75\text{mm} \quad db_{SM}=22\text{mm}$$

Na základe nameraných hodnôt bolo zistené, že sa jedná o drážkovanie:

a) pre hriadeľ: *DIN 5480 - W22x0,75x28xh6x9e*

b) pre náboj: *DIN 5480 - N22x0,75x28x40xH7x9H*

3.5 Výpočet krútiacich momentov a priemerov hriadeľov

Jednotlivé hriadele sú dimenzované na maximálny točivý moment. Pre výpočet ich minimálnych priemerov sú zvolené dovolené napätia: $\tau_{D1} = 110\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$,

$\tau_{D2} = 150N \cdot mm^{-2}$ a $\tau_{D3} = 120N \cdot mm^{-2}$. Jedine vstupný hriadeľ sa bude vyrábať, preto pre čapy satelitov a výstupný hriadeľ bude tento výpočet slúžiť len ako kontrolný. Účinnosť ozubení volím na základe [9]: $\eta_{ps} = 0,98[-]$ a $\eta_{sk} = 0,99[-]$.

Vstupný hriadeľ

Maximálny krútiaci moment zaťažujúci vstupný hriadeľ odpovedá maximálnemu vstupnému momentu $M_{T-max-M}$.

$$M_{k\ vstup} = M_{T-max-M} = 170\ Nm$$

$$d_{vstup\ min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k\ vstup} \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{D1}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 170 \cdot 10^3}{\pi \cdot 110}} = 19,89\ mm$$

Čap satelitu

Keďže budú použité štyri satelity, musí sa zaťažujúci moment rovnomerne rozložiť na všetky satelity preto je krútiaci moment delený počtom satelitov s viz kapitola 5. Priemer čapu satelitu nie je nutné navrhovať pretože sú použité čapy z automobilovej prevodovky.

$$M_{k\ \check{c}ap} = \frac{M_{k\ vstup}}{s} \cdot i_{ps} \cdot \eta_{ps}$$

$$M_{k\ \check{c}ap} = \frac{170}{4} \cdot 0,51 \cdot 0,98 = 85\ Nm$$

$$d_{\check{c}ap\ min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k\ \check{c}ap} \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{D2}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 85 \cdot 10^3}{\pi \cdot 150}} = 14,23\ mm$$

Čapy satelitov majú priemer $d_{\check{c}ap}=14,5$. Čapy satelitov sú pre $M_{k\ \check{c}ap}$ vyhovujúce.

Výstupný hriadeľ

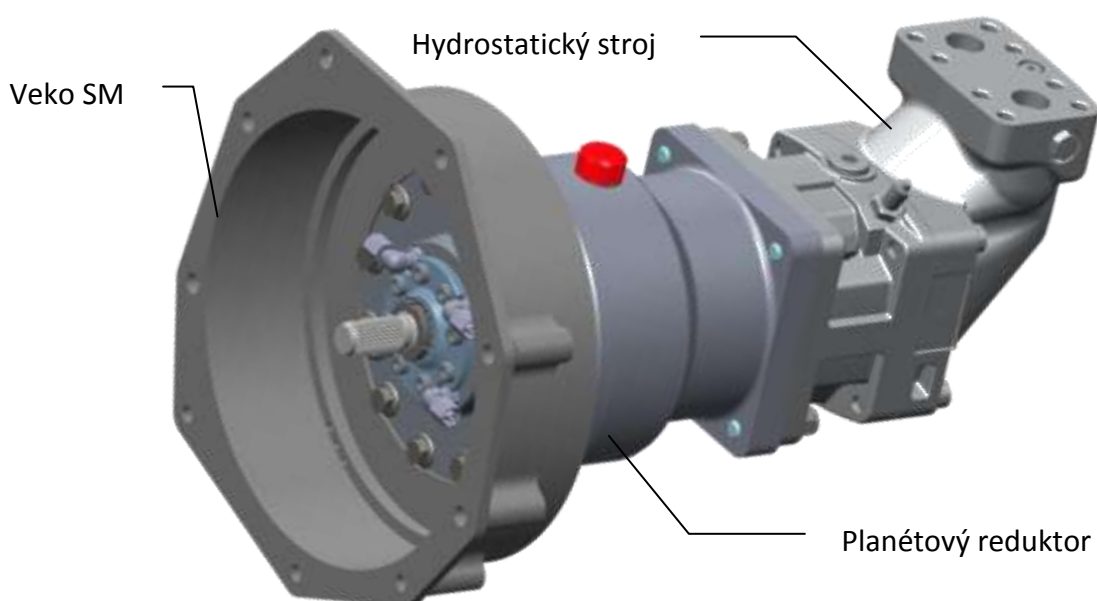
$$M_{k\ výstup} = M_{k\ vstup} \cdot i_{ps} \cdot \eta_{ps} \cdot \eta_{sk} = 170 \cdot 2,08 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 343\ Nm$$

$$d_{výstup\ min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k\ výstup} \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{D3}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 343 \cdot 10^3}{\pi \cdot 120}} = 24,71\ mm$$

Výstupný hriadeľ reduktora (vstupný hriadeľ hydrostatického stroja) s priemerom $d_{výstup} = \varnothing 40k6$ bol už navrhnutý v predošlých prácach [7] a [9]. Výstupný hriadeľ pre $M_{k\ výstup}=343Nm$ vyhovuje.

4. Konštrukčný návrh

Na základe použitého automobilového planétového súkolesia bol vytvorený konštrukčný návrh (Obr. 13), ktorý splňuje všetky požiadavky zo zadania. Zložitosť návrhu vznikla na základe poznatkov zistených z princípu mazania použitých komponentov z automobilovej prevodovky ZF 4 HP-20.



Obr. 13 - Konštrukčný návrh reduktora s vekom motora a hydrogenerátorom

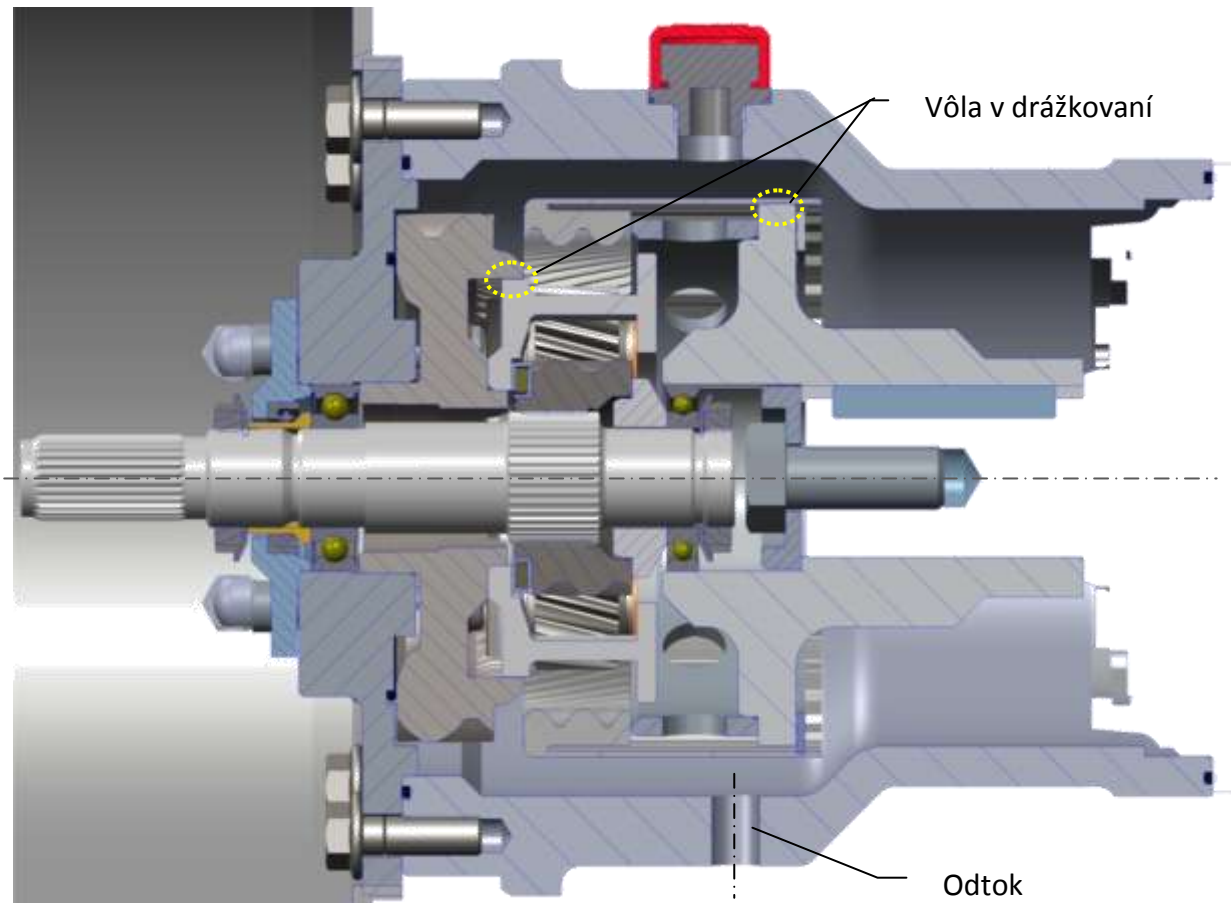
Prenos výkonu a uloženie

Všetky výpočty a predpoklady sa odvíjajú od presnosti uloženia. Je nutné zaručiť dokonalú súosovosť a kruhovitú na dosadacích priemeroch skrine čo je pomerne problematické pre dostupné výrobné stroje. Nepresnosť výroby a montáže je nutné kompenzovať určitým stupňom voľnosti. Preto bol navrhnutý prenos výkonu zo súkolesia na náboj vstupného hriadeľa hydrogenerátora pomocou drážkovania (Obr.14), v ktorom je určitá vôľa a celý mechanizmus plechového výlisku s drážkami a nábojom s drážkovaním umožňuje aj určité naklonenie a teoreticky by pracoval na podobnom princípe ako zubová spojka. Prenos výkonu je navyše cez zastavený unášač satelitov v ktorom bolo možné vymedziť ďalšiu vôľu (Obr. 14) v použitých drážkach na unášači. Táto súčiastka bude nalisovaná na veku skrine na priemere, pod ktorým bolo použité v originálnej prevodovke kužeľové ložisko, preto je na danom priemere zaručená požadovaná súosovosť a poloha voči danému drážkovaniu. Vonkajšie ozubenie zo zastavovača unášača by bolo problematické odstrániť. Ozubenie nemá žiaden vplyv na obmedzenie funkčnosti, preto zostáva na súčasti. Ďalšou komplikáciou bolo, aby vstupný hriadeľ nebol uložený letmo vo veku unášača. Preto vzniklo uloženie aj v ložisku B (Obr. 16), ktoré je uložené vnútorným krúžkom na vstupnom

hriadeli a vonkajším krúžkom na náboji hydrogenerátora. Tým sa zvýšila tuhosť celej sústavy. Ložisko B je dimenzované na súčet otáčok vstupu a výstupu.

Mazanie

Zložitosť návrhu vznikla hlavne kvôli nutnosti mazania ihlových ložísk satelitov, ktoré sú najviac namáhané a to hlavne v radiálnom smere. Musí byť zabezpečené mazanie aj v iných polohách reduktora ako je vertikálna, keďže sa jedná o dvojosový naklápací stav.



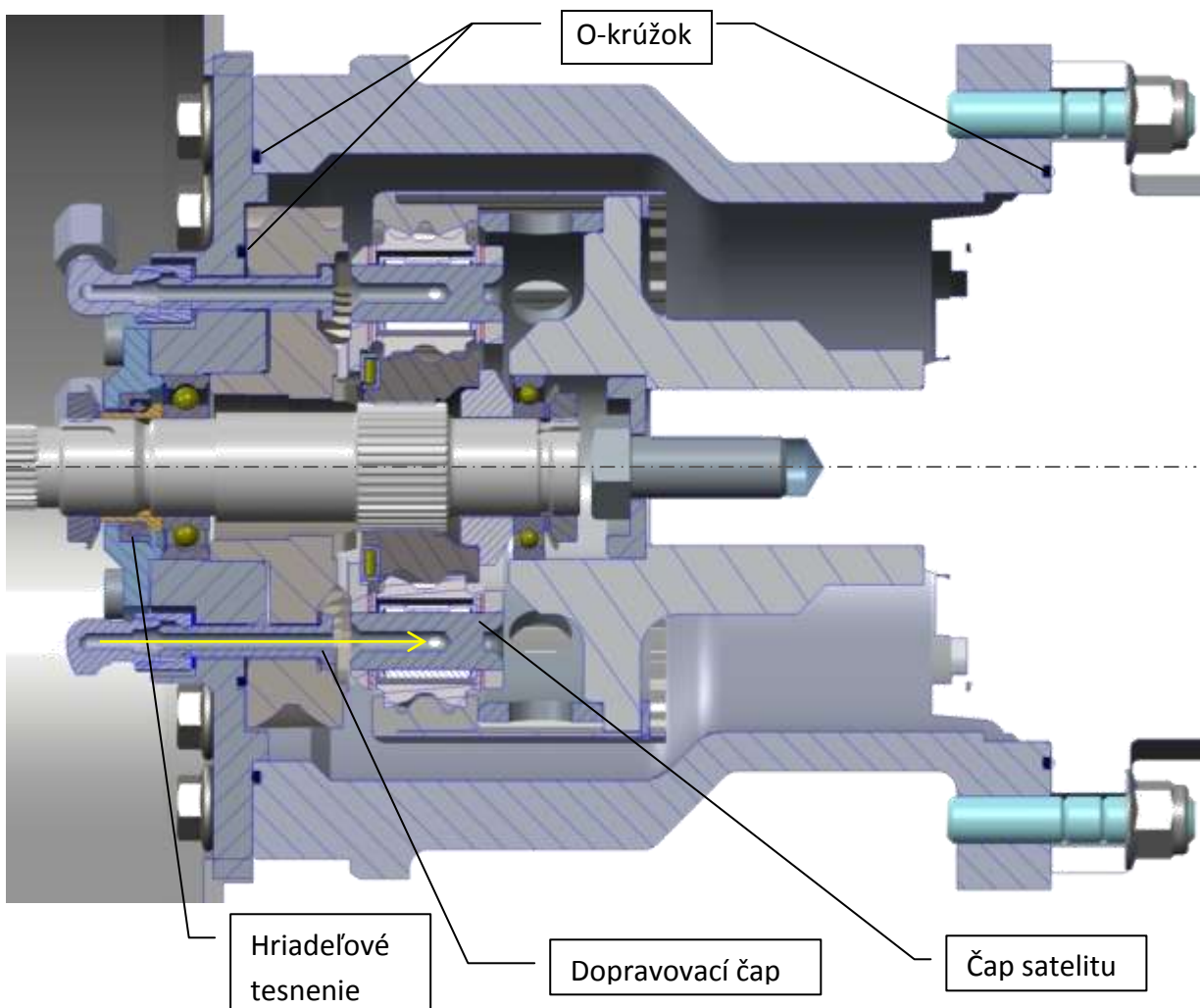
Obr. 14 - rez vertikálnou rovinou reduktora

Princíp mazania, aký je použitý v prevodovke ZF 4 HP-20, ktorý je spomenutý v kapitole 3.3 by bol v našom prípade z konštrukčného hľadiska veľmi náročný a komplikovaný. **Mazanie prevodoviek je najväčším problémom pre konštruktérov prevodoviek. Návrh funkčného mazacieho obehu prekračuje rámec tejto bakalárskej práce, preto je len pre názornosť naznačený koncepčný návrh dopravy oleja do čapov satelitov.** Doprava oleja do čapov satelitov by bola zabezpečená pomocou zubového čerpadla s filtrom, ktoré by cez tlakové hadice dopravovalo hydraulický olej cez štvoricu dutých dopravných čapov (Obr. 15) do čapov satelitov. Odtok oleja by bol cez spodný otvor (Obr. 14) v reduktore cez ktorý by bola pripojená tlaková hadica na filter a následne na vstup zubového čerpadla. Pôvodne bola uvažovaná určitá hladina oleja v reduktore pre mazanie spodných satelitov, ale

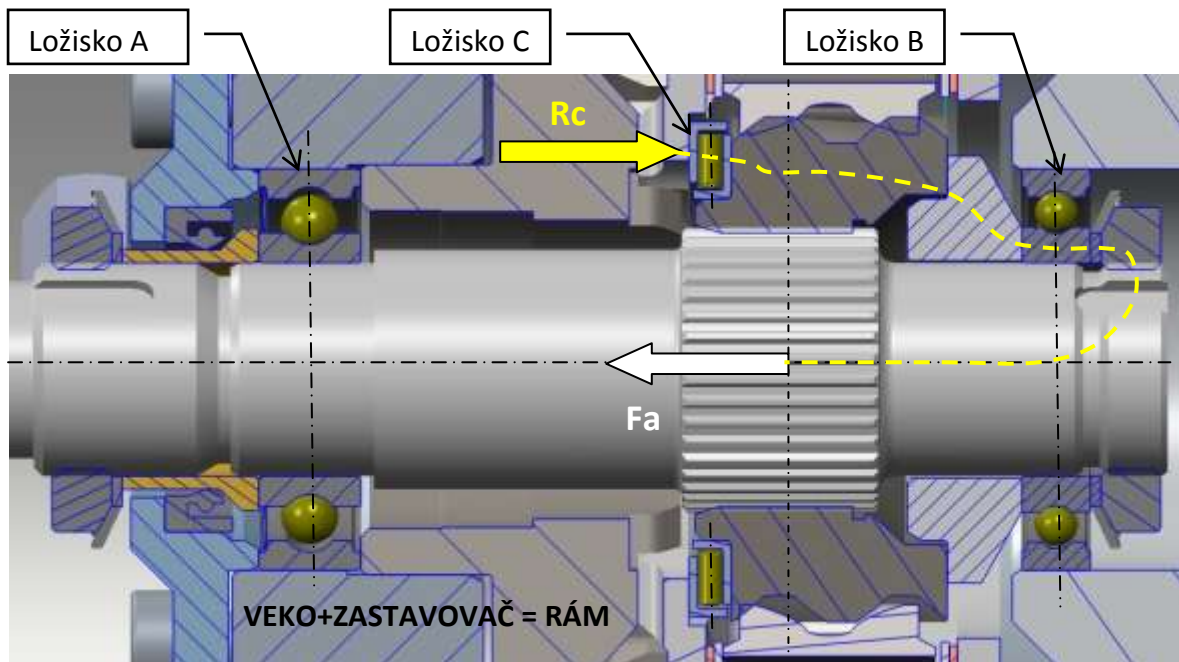
udržiavať túto hladinu aj v iných polohách ako je vertikálna, by bolo nevýhodné. Dopravovacie čapy by zároveň slúžili aj ako poistenie proti pootočeniu unášača, keby nalisovaný spoj veko-zastavovač unášača nedokázal preniesť zaťažujúci točivý moment $M_{k \text{ čap}}$.

Axiálne zaistenie

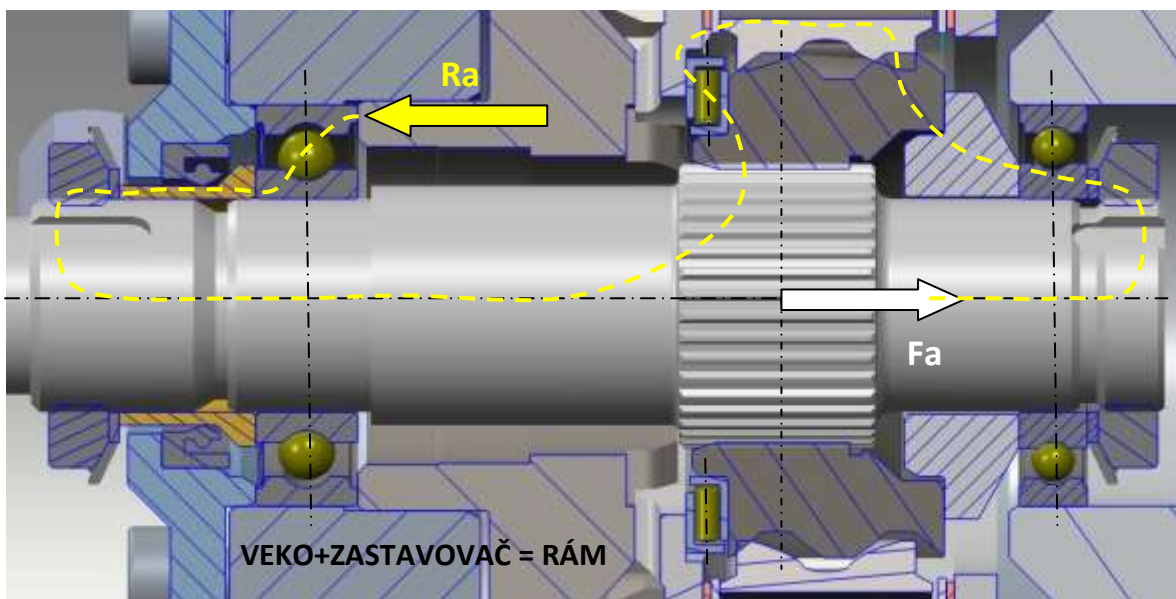
Keďže reduktor musí byť schopný pracovať v oboch smeroch toku výkonu, musí byť zabezpečené aj axiálne zaistenie v oboch smeroch. V hlavnom smere zaťaženia je axiálna sila **Fa** (Obr. 16) a (Obr.17), ktorá pôsobí smerom z planétového kolesa k spaľovaciemu motoru, zachytená v axiálnom ložisku **C** reakciou **Rc** (Obr. 16). V reverznom smere axiálna sila pôsobí opačným smerom a bolo nutné zachytiť reakciu **Ra** (Obr. 17) v radiálne - axiálnom ložisku **A** (Obr. 16). Pre zaistenie polohy ložísk voči hriadeľu a tým pádom aj celého súkolesia som použil kombináciu KM matíc a MB poistných podložiek, ktoré sa vyznačujú vysokou axiálnou únosnosťou. Náboj vstupného hriadeľa hydrogenerátora je zaistený skrutkou so šesťhrannou hlavou a doskou. Korunové koleso s plechovým výliskom je v reverznom smere axiálne zaistené pomocou originálneho poistného telesového krúžku.



Obr. 15 - Rez čapmi satelitov



Obr. 16 - Zachytenie axiálnej reakcie v axiálnom ložisku C v hlavnom smere



Obr. 17 - Zachytenie axiálnej reakcie v radiálne-axiálnom ložisku A v reverznom smere

Tesnenie

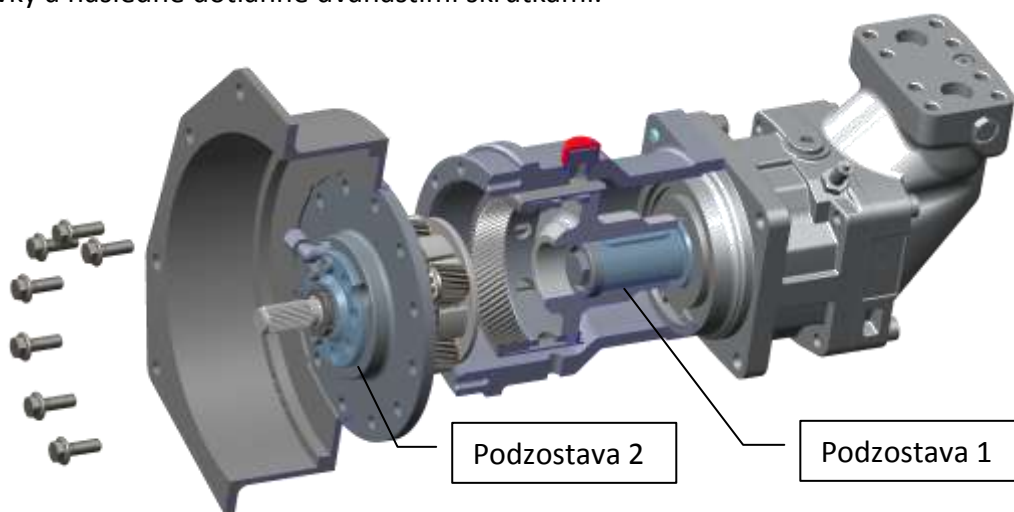
Skriňa reduktora je utesnená pomocou trojice O - krúžkov (Obr. 15) a vstup prevodovky pomocou hriadeľového tesnenia. Vstup hydrogenerátora je takisto utesnený pomocou hriadeľového tesnenia (Obr. 15). Jeho správna funkčnosť je zabezpečená zátkou s vypúšťacím ventilom, ktorý zamedzuje vzniku pretlaku v reduktore, ktorý by pôsobil na hriadeľové tesnenie vstupného hriadeľa hydrogenerátora ktoré je dimenzované len na atmosférický tlak. Veko pre tesniaci krúžok je utesnené pomocou silikónu a následne

dotiahnuté pomocou ôsmich skrutiek k veku prevodovky. Dopravovacie čapy sú utesnené pomocou dvojice medených krúžkov z každej strany.

Montáž

Od presnosti montáže sa odvíja funkčnosť konštrukčného návrhu uloženia reduktora, ktorá je veľmi dôležitá hlavne pre unášač satelitov. Pri nepresnej výrobe a montáži by neboli zaručené predpoklady ktoré sú uvažované pri návrhu uloženia. Najväčšie nebezpečenstvo je, že pri nepresnej výrobe a montáži by väčšinu zaťaženia niesol práve len jeden satelit, ktorý nie je dimenzovaný na také zaťaženie takže by došlo k postupnému poškodzovaniu ozubeného súkolesia. Tieto nepresnosti má práve kompenzovať vyššie spomínaný stupeň voľnosti. Postup montáže je taký, že sa najprv na hydrostatický stroj nasadí skriňa ktorá sa pripevní k hydrostatickému stroju pomocou štvorice závrtných skrutiek. Následne sa nasadí náboj s korunovým kolesom, odľahčeným vymedzovacím krúžkom a poistným krúžkom sa axiálne sa vzniknutá podzostava 1 (Obr. 18) zaistí skrutkou a doskou. Pre zvýšenie samosvornosti sa aplikuje lepidlo do závitov skrutky vstupného hriadeľa hydrostatického stroja. Zvlášť sa zmontuje podzostava 2 (Obr.18). Na veko skrine sa nalisuje zastavovač unášača a ďalej sa nasadí pôvodná zostava unášača satelitov (s ihlovými ložiskami, satelitmi atď.) Ďalej sa nasadí axiálne ložisko C, planétové koleso, vstupný hriadeľ s ložiskami A,B a dištančným krúžkom. Následne sa z druhej strany na veko skrine nasadí veko s guferom a zaistí pomocou 8 inbusových skrutiek. Axiálne sa vstupný hriadeľ s podzostavou unášača zaistí pomocou KM+MB. Pri montáži sa vybrúsi z nosu ľavej MB podložky minimálne 0,4mm, aby sa dala prestrčiť MB podložka cez drážkovanie (drážkovanie sp. motor - vstupný hriadeľ).

Podzostava 2 sa potom primontuje k podzostave 1, tak aby dosadol vonkajší krúžok ložiska B do náboja a veko prevodovky sa vycentruje na strediacom priemere na skrini prevodovky a následne dotiahne dvanástimi skrutkami.



Obr. 18 - Znázornenie montáže

Detailnejší náhľad na konštrukčné riešenie sa nachádza vo výkresovej dokumentácii v prílohe. Základné kontrolné výpočty pre tento konštrukčný návrh sa nachádzajú v ďalších kapitolách práce.

5. Silové pomery

Predpoklady pre vstupný hriadel:

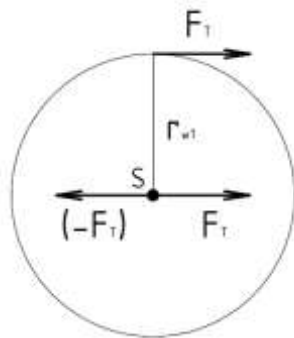
1) Rovnováha síl.

Pri stanovení vzájomne pôsobiacich síl v ozubení sa v praxi zvyčajne neuvažujú straty v ozubení a preto platí pre tangenciálne, radiálne aj axiálne sily princíp akcie a reakcie.

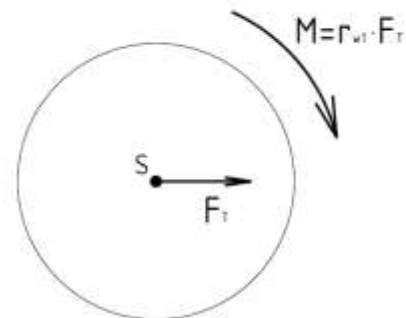
$$|F_{i2}| = |F_{21}|$$

2) Rovnomerné delenie toku výkonu na jednotlivé satelity

Z prílohy č.1 je zrejmé, že sú satelity symetricky uložené, tým pádom je možné riešiť úlohu tak, že sa zamierame len na jednu silovú vetvu. Táto úvaha sa vo výpočtoch tangenciálnej sily prejaví tak, že do menovateľa pridáme počet satelitov. Pre prípad použitia jedného satelitu (obr. 19) je do stredu S pridaná jednotková sila a silová dvojica bola nahradená krútiacim momentom M , ktorý pôsobí na valivom ramene r_{w1} (Obr.20).

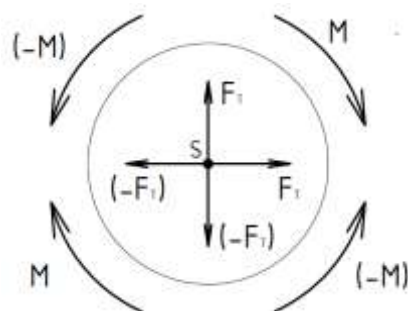


Obr. 19 - Presunutie sily do stredu S pre jeden satelit



Obr. 20 - Nahradenie silovej dvojice

V súkolesí však budú použité štyri satelity. Po presunutí všetkých štyroch zložiek do stredu S (Obr. 21) by tak teoreticky nepôsobili žiadne tangenciálne ani radiálne sily pretože by sa navzájom vyrušili preto je potrebné brať do úvahy aj predpoklad 3).



Obr. 21 - Presunutie F_T do stredu S pre všetky štyri satelity

3) Cyklické zaťaženie bokov zubov

V skutočnosti ale nebude dokonale symetrické pôsobenie síl pretože má planétové koleso **nepárny počet zubov** a nedôjde k súčasnému záberu všetkých štyroch satelitov v jednom časovom okamihu. Treba brať do úvahy aj **výrobné nepresnosti** a **opotrebenie zubov**. Z toho vyplýva, že sa bude jednať o mívivé zaťaženie zubov. Experimentálne bolo zistené, že pre výpočet síl v ozubení stačí uvažovať 10-15% hodnoty vstupného točivého momentu, respektíve 25% z hodnoty vstupného točivého momentu na strane bezpečnosti.

Výpočty budú na strane bezpečnosti, preto bude pre výpočet **radiálnych** a **tangenciálnych** zložiek síl uvažovaný redukovaný točivý moment, ktorému odpovedá 25% celkovej hodnoty vstupného točivého momentu.

4) Princíp superpozície pre axiálne sily

Pre axiálne sily využijeme predošlé predpoklady, ale ako môžeme vidieť v prílohe č.1 tak axiálne sily majú na rozdiel od tangenciálnych a radiálnych síl rovnaký smer, tým pádom sa nevykrátia. Vo výpočte síl sa táto úvaha prejaví tak, že jednotlivé zložky axiálnych síl od satelitov sa sčítajú na **výslednú axiálnu silu**, ktorá bude zaťažovať ložiská.

Výhodou však je, že pri využití predpokladu 1) a 2) sa jednotlivé ohybové momenty od axiálnych síl teoreticky vykrátia ako je zrejmé z *prílohy č. 1 a prílohy č. 2*.

5.1 Výpočet síl v ozubení

Detailnejší výpočet celého planétového súkolesia sa nachádza v prílohe č. 6 Výpis z Mitalcu. Tento výpočet však neuvažuje predpoklady uvedené v predošlej podkapitole, preto uvádzam výpočet síl na základe použitých predpokladov len pre vstupný hriadeľ, ktorý sa ako jediný z hriadeľov bude vyrábať.

V hlavnom smere zaťaženia:

$$F_{t12} = F_{t21} = \frac{2 \cdot M_{T-\max-M}}{s \cdot d_{w1}} = \frac{2 \cdot 170}{4 \cdot 0,0585} = 1453 \text{ N}$$

$$F_{t12 \text{ RED.}} = F_{t21 \text{ RED.}} = \frac{2 \cdot M_{T-\max-M} \cdot 0,25}{s \cdot d_{w1}} = \frac{2 \cdot 170 \cdot 0,25}{4 \cdot 0,0585} = 363,24 \text{ N}$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg}(\beta) \cdot s = 363,24 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \cdot 4 = 2115,4 \text{ N}$$

$$F_{r12 \text{ RED.}} = F_{t12 \text{ RED.}} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} = 290,6 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 112,56 \text{ N}$$

V reverznom smere zaťaženia:

$$F_{t12} = F_{t21} = \frac{2 \cdot M_r}{s \cdot d_{w1}} = \frac{2 \cdot 27,6}{4 \cdot 0,0585} = 235,7 \text{ N}$$

$$F_{t12 \text{ RED.}} = F_{t21 \text{ RED.}} = \frac{2 \cdot M_r \cdot 0,25}{s \cdot d_{w1}} = \frac{2 \cdot 27,6 \cdot 0,25}{4 \cdot 0,0585} = 58,9 \text{ N}$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \text{tg}(\beta) \cdot s = 235,7 \cdot \text{tg}(20^\circ) \cdot 4 = 343,1 \text{ N}$$

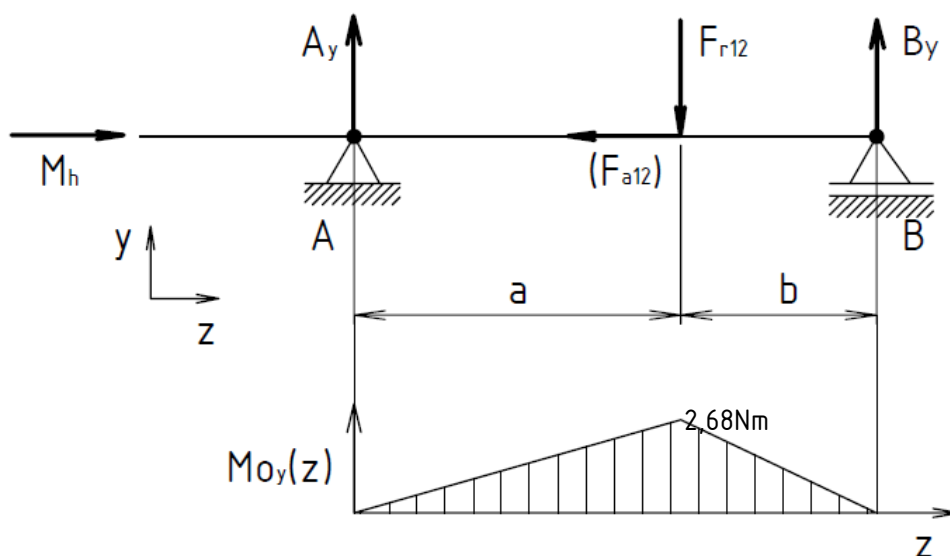
$$F_{r12} = F_{t12 \text{ RED.}} \cdot \frac{\text{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} = 58,9 \cdot \frac{\text{tg}(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 22,8 \text{ N}$$

5.2 Výpočet reakcií na vstupnom hriadeli

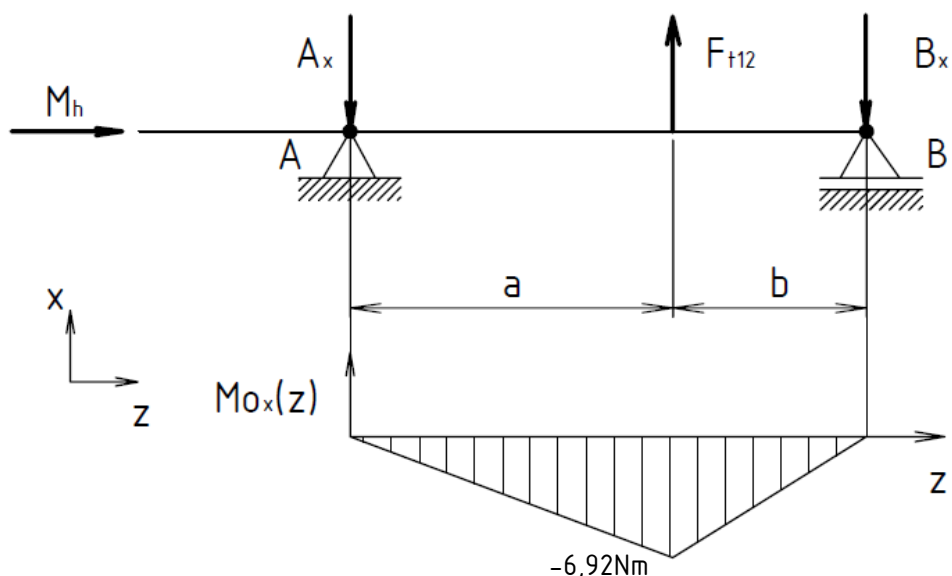
Výpočet ložísk bol vypracovaný pre obidva smery otáčania. Reakcie staticky určitých nosníkov a priebehy ohybových momentov sú znázornené v hlavnom smere zaťaženia pre rovinu yz (obr. 22) a pre rovinu xz (obr. 23) a v reverznom smere zaťaženia v rovine yz (obr. 24) a pre rovinu xz (obr. 25). Hodnota minimálnej hodinovej trvanlivosti L_h bola stanovená na 20000 hodín. Z predošlých predpokladov je zjavné, že ložiská sú zaťažené prakticky len v jednej rovine a to dominantne axiálnym zaťažením z ozubenia, ktoré je zapríčinené pomerne veľkým uhlom stúpania zubov $\beta=20^\circ$. Výsledné reakcie sa nachádzajú v *tabuľkách 3 a 4*.

Reakcie v ložiskách sú určené zo statických rovníc rovnováhy (S.R.R.):

a) V hlavnom smere zaťaženia



Obr. 22 - Pôsobenie síl a priebeh ohybového momentu v rovine yz pre hlavný smer zaťaženia



Obr. 23 - Pôsobenie síl a priebeh ohybového momentu v rovine xz pre hlavný smer zaťaženia

S.R.R.:

$$x: \quad Ft_{12} - A_x - B_x = 0$$

$$A_x = Ft_{12} - B_x$$

$$y: \quad A_y + B_y - Fr_{12} = 0$$

$$A_y = Fr_{12} - B_y$$

$$z: \quad Fa_{12} = 0 \text{ (zачytenie v axiálnom ložisku)}$$

$$M_A: \quad -Fr_{12} \cdot a + B_y \cdot (a+b) = 0$$

$$B_y = \frac{Fr_{12} \cdot a}{(a+b)}$$

$$M_A: \quad Ft_{12} \cdot a - B_x \cdot (a+b) = 0$$

$$B_x = \frac{Ft_{12} \cdot a}{(a+b)}$$

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

Tabuľka 3 - Výsledné reakcie pri zaťaženi maximálnym točivým momentom v hlavnom smere

Točivý moment M_h [Nm]	A_x [N]	A_y [N]	B_x [N]	B_y [N]	A [N]	B [N]
170	111,29	43,1	251,97	97,6	119,34	270,2

Priebeh ohybového momentu v rovinách xz a yz (hlavný + reverzný smer):

zľava:

zľava:

Pole1 $z \in \langle 0 ; a \rangle$

Pole1 $z \in \langle 0 ; a \rangle$

$$M_{ox}(z) = -A_x \cdot z$$

$$M_{oy}(z) = A_y \cdot z$$

Pole2 $z \in \langle a ; b \rangle$

Pole2 $z \in \langle a ; b \rangle$

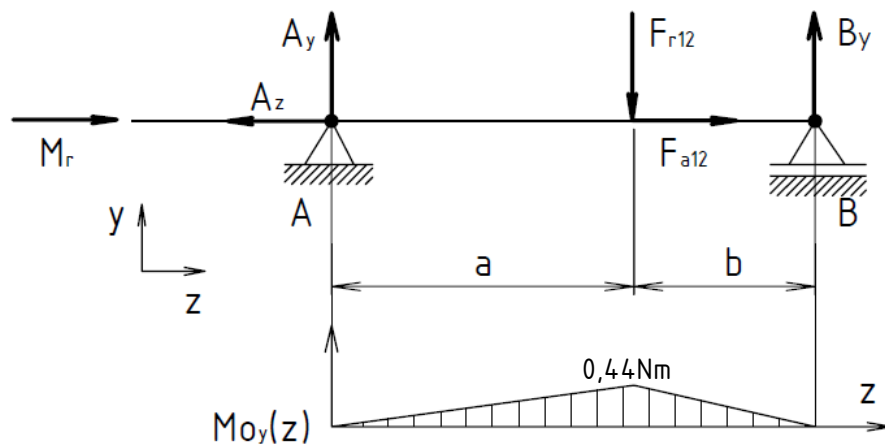
$$M_{ox}(z) = -A_x \cdot a + Ft_{12} \cdot (z-a)$$

$$M_{oy}(z) = A_y \cdot z - Fr_{12} \cdot (z-a)$$

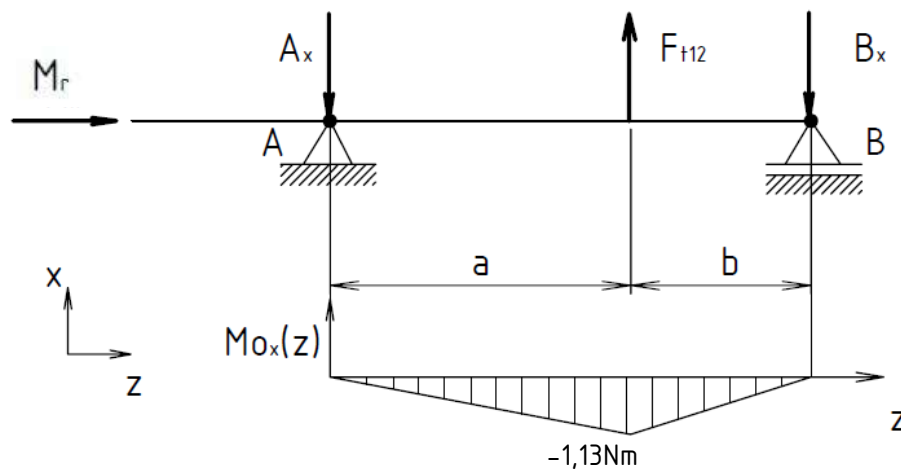
$$M_{ox_{max}} = M_{ox}(a) = -A_x \cdot a$$

$$M_{oy_{max}} = M_{oy}(a) = A_y \cdot a$$

b) V reverznom smere zaťaženia:



Obr. 22 - Pôsobenie síl a priebeh ohybového momentu v rovine yz pre reverzný smer zaťaženia



Obr. 23 - pôsobenie síl a priebeh ohybového momentu v rovine xz pre reverzný smer zaťaženia

SRR:

$$x: \quad Ft_{12} - Ax - Bx = 0 \qquad Ax = Ft_{12} - Bx$$

$$y: \quad Ay + By - Fr_{12} = 0 \qquad Ay = Fr_{12} - By$$

$$z: \quad Az = Fa_{12}$$

$$M_A: \quad -Fr_{12} \cdot a + By \cdot (a+b) = 0 \qquad By = \frac{Fr_{12} \cdot a}{(a+b)}$$

$$M_A: \quad Ft_{12} \cdot a - Bx \cdot (a+b) = 0 \qquad Bx = \frac{Ft_{12} \cdot a}{(a+b)}$$

$$A = \sqrt{Ax^2 + Ay^2} \qquad B = \sqrt{Bx^2 + By^2}$$

Tabuľka 4 - Výsledné reakcie pri zaťažení reverzným momentom

Točivý moment M_r [Nm]	A_x [N]	A_y [N]	A_z [N]	B_x [N]	B_y [N]	A [N]	B [N]
27,6	18,1	7	343,1	40,87	15,8	19,4	43,82

5.3 Výpočet trvanlivosti ložísk:

Ložisko A: SKF 6005

$$C=11900N \quad C_0=6550N \quad [2]$$

Výsledné reakcie

V hlavnom smere

$$Fr=119,34N$$

$$Fa=0N \text{ (zachytenie v axiálnom ložisku)}$$

V reverznom smere

$$Fr=19,4N$$

$$Fa=343,1N$$

Voľba súčiniteľov X,Y

$$\frac{Fa}{C_0} = 0 \rightarrow e = 0$$

$$X=1, Y=0$$

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{343,1}{6550} = 0,052 \rightarrow e = 0,24$$

$$\frac{Fa}{F_r} = \frac{343,1}{19,4} = 17,7 > e$$

$$X=0,56, Y=1,8$$

Dynamické ekvivalentné zaťaženie:

$$P = Fr = 119,34N$$

$$P = V \cdot X \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

$$P = 1 \cdot 0,56 \cdot 19,4 + 1,8 \cdot 343,1$$

$$P = 628,4 N$$

Výsledná hodinová trvanlivosť

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ [hod]}$$

$$L_{hH} = \left(\frac{11900}{119,34}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4000}$$

$$L_{hR} = \left(\frac{11900}{628,4}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4000}$$

$$L_{hH} = 4131019 \text{ hod}$$

$$L_{hR} = 28296 \text{ hod}$$

Ložisko B: SKF 16005

$$C=8060N \quad C_0=4750N \quad [2]$$

Výsledné reakcie

V hlavnom smere

$$F_r=270,2N$$

$$F_a=0N$$

V reverznom smere

$$F_r=31,03N$$

$$F_a=0N$$

Voľba súčiniteľov X,Y

$$\frac{F_a}{C_0} = 0 \rightarrow e = 0 \rightarrow X=1, Y=0 \text{ pre obidva smery platí: } P=F_r$$

Dynamické ekvivalentné zaťaženie:

$$P = F_r = \mathbf{270,2N}$$

$$P = F_r = \mathbf{31,03N}$$

Výsledná hodinová trvanlivosť

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}]$$

$$L_h = \left(\frac{8060}{270,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4000}$$

$$L_h = \left(\frac{8060}{31,03}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4000}$$

$$L_{hH} = \mathbf{73728 \text{ hod}}$$

$$L_{hR} = \mathbf{17281275 \text{ hod}}$$

Tabuľka 5 - Vypočítané hodinové trvanlivosti ložísk pri rôznych zaťaženiach

Zaťaženie	$M_{h-max-M}$	$M_{h-max-P}$	$M_{h-max-n}$	$M_{r-max-n}$
	170Nm pri 4000min ⁻¹	155Nm pri 5500min ⁻¹	142Nm pri 6000min ⁻¹	27,6Nm pri 4500min ⁻¹
Ložisko A	4131019	3963749	4725499	28296
Ložisko B	73728	70743	84338	17281275

Výsledné trvanlivosti v závislosti na jednotlivých zaťaženiach sú znázornené v tabuľke 5. Ložisko A má extrémnu trvanlivosť v hlavnom smere zaťaženia pretože sa dominantné axiálne zaťaženie zachytí v jednosmernom axiálnom ložisku, ale v reverznom smere už musí túto axiálnu silu zachytiť samotné ložisko A. Ložisko B je zase namáhané súčtom vstupných a výstupných otáčok preto vychádza životnosť podstatne menšia ako ložisko A.

6. Kontrolné výpočty

6.1 Kontrola na otláčenie evolventného drážkovania zo vstupného hriadeľa na planétové koleso

Pre prenos točivého momentu $M_{k vstup}$ zo vstupného hriadeľa na planétové koleso bude vyrobené na vstupnom hriadeli evolventné drážkovanie na základe identifikovaného drážkovania na planétovom kolese so stredením na boky zubov. Dovolенý tlak bol zvolený $p_D=105\text{MPa}$.

$$p = \frac{M_{k vstup}}{0,45 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l \cdot \psi} \leq p_D$$
$$p = \frac{170}{0,45 \cdot 0,8^2 \cdot 40^2 \cdot 0,022 \cdot 0,7} = \mathbf{23,96\ MPa} \leq 105\ \text{MPa}$$

Evolventné drážkovanie DIN 5480 - W33x0,8x40xh6x9e **VYHOVUJE**.

6.2 Kontrola na otláčenie evolventného drážkovania zo spaľovacieho motora na vstupný hriadeľ

Pre prenos točivého momentu $M_{k vstup}$ zo spaľovacieho motora na planétové koleso bude vyrobené na vstupnom hriadeli evolventné drážkovanie na základe identifikovaného drážkovania na planétovom kolese so stredením na boky zubov. Dovolенý tlak bol zvolený $p_D=105\text{MPa}$.

$$p = \frac{M_{k vstup}}{0,45 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l \cdot \psi} \leq p_D$$
$$p = \frac{170}{0,45 \cdot 0,75^2 \cdot 28^2 \cdot 0,035 \cdot 0,7} = \mathbf{34,97\ MPa} \leq 105\ \text{MPa}$$

Evolventné drážkovanie DIN 5480 - W22x0,75x28xh6x9e **VYHOVUJE**.

6.3 Kontrola tesného pera na výstupnom hriadelí

Pre prenos točivého momentu zo súkolesia na výstupný hriadeľ sú na výber dve varianty a to prenos pomocou tesného pera alebo prenos pomocou nalisovania za studena. Vo vstupnom hriadelí je už vyfrézovaná jedna drážka pre pero preto volím túto variantu. Volím *tesné pero 12e7x8x63 ČSN 02 2562*. Únosnosť spoja je riešená konvenčným postupom bez uvažovania trenia. V prípade použitia oceľového náboja a materiálu pera 11500 s tvrdým povrchom pri kľudnom zaťažení je zvolený dovolený tlak na bokoch pera $p_D=130\text{MPa}$ dovolené napätie v strihu volím $\tau_D=60\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Kontaktný tlak na boku pera vyšiel pomerne vysoký a výroba ďalšej drážky pre pero, ktorá by bola pootočená o 120° by bola pomerne komplikovaná z dôvodu demontáže hydrogenerátora, preto volím tesné pero s tvrdým povrchom.

Výpočet funkčnej dĺžky pera

$$l_a = l_{(\text{ČSN})} - b = 56 - 12 = 44 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčenie

$$p = \frac{4 \cdot M_k \text{ výstup}}{d_{OUT} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 343 \cdot 10^3}{40 \cdot 8 \cdot 44} \leq p_D$$
$$p = 97,44\text{Mpa} \leq 130\text{Mpa}$$

Kontrola na strih

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k \text{ výstup}}{d_{výstup} \cdot h \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 343 \cdot 10^3}{40 \cdot 12 \cdot 44} \leq \tau_D$$
$$\tau_s = 32,5\text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 60\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

6.4 Statická kontrola hriadeľov

Statická bezpečnosť vstupného hriadeľa v mieste maximálneho ohybového momentu a zároveň pod planétovým kolesom

Kontrola prevedená len pre vstupný hriadeľ a pre maximálny točivý moment v hlavnom smere toku výkonu, kedy je zaťaženie najväčšie. Pre statický výpočet bola zvolená minimálna bezpečnosť $k=1,2$. Materiál vstupného hriadeľa je ocel E295 s $Re = 275 \text{ Nmm}^{-2}$. Pre výpočet redukovaného napätia bola použitá teória τ_{max} so súčiniteľom $\alpha=4$. Z priebehu výsledného ohybového a krútiaceho momentu na vstupnom hriadeľi (Obr. 24) je zrejmé, že najnamáhanejšie miesto je pod planétovým kolesom.

Priemer vstupného hriadeľa v kontrolovanom mieste: $\varnothing d = 32 \text{ mm}$

Celková dĺžka hriadeľa: $l=148\text{mm}$

Vzdialenosť pôsobiska síl od ložiska A: $a=62,1\text{mm}$

Vzdialenosť pôsobiska síl od ložiska B: $b=27,5\text{mm}$

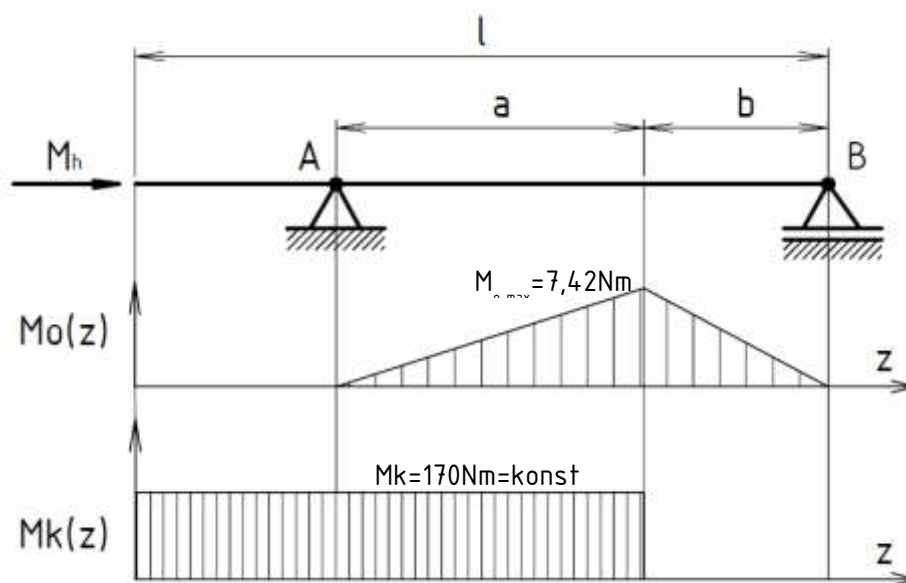
Ohyb:

$$M_{Oy_{max}}(a) = A_y \cdot a$$

$$M_{Ox_{max}}(a) = -A_x \cdot a$$

$$M_{Oy_{max}} = 2,68 \text{ Nm}$$

$$M_{Ox_{max}} = -6,92 \text{ Nm}$$



Obr. 24 - Priebeh výsledného ohybového a krútiaceho momentu vobecnej rovine

$$M_{o \max} = \sqrt{M_{oy \max}^2 + M_{ox \max}^2} = \sqrt{2,68^2 + (-6,92)^2} = 7,42 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 32^3}{32} = 3217 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{7,42 \cdot 10^3}{3217} = 2,31 \text{ Nmm}^{-2}$$

Krut:

$M_k = M_{T_{\max-CH}} = 170 \text{ Nm} = \text{konst.}$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 32^3}{16} = 6434 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{170 \cdot 10^3}{6434} = 26,42 \text{ Nmm}^{-2}$$

Redukované napätie:

$$\sigma_{o \text{ RED } \tau_{\max}} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{2,31^2 + (2 \cdot 26,42)^2} = 52,89 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výsledná statická bezpečnosť:

$$k_{\tau_{\max}} \leq k$$

$$k_{\tau_{\max}} = \frac{Re}{\sigma_{o \text{ RED } \tau_{\max}}} = \frac{275}{52,89} = 5,2 \geq 1,2 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Vstupný hriadeľ z hľadiska statickej bezpečnosti VYHOVUJE.

Záver

Hlavným cieľom tejto práce bolo na základe vstupných parametrov, nadobudnutých poznatkov, návrhov z predošlých prác a použitého súkolesia z automobilovej prevodovky vytvoriť konštrukčný návrh uloženia planétového reduktora pre dvojosový skúšobný naklápací stav.

Po identifikácii parametrov použitého súkolesia, stanovení predpokladov a následných návrhových výpočtoch bolo možné vytvoriť konštrukčný návrh uloženia planétového reduktora, ktorý bol na základe získavaných poznatkov postupne upravovaný. Finálny konštrukčný návrh spĺňa všetky požiadavky zo zadania. Konštrukčný návrh uloženia, ktorého kompletný 3D model sa nachádza na priloženom DVD, bol vytvorený v programe PTC Creo Parametric 2.0.

Vo výpočtovej časti som navrhol ložiská vstupného hriadeľa. Ložiská sú na základe použitých predpokladov vyhovujúce. Ložiská sa v určitých smeroch javia ako predimenzované, to však vzhľadom k výrobe len jedného kusu reduktora nie je problém. Použil som najmenšie dostupné ložiská z katalógu výrobcu vzhľadom k pripojovacím rozmerom.

Previedol som statickú kontrolu navrhnutého vstupného hriadeľa reduktora, z ktorej vyplýva, že vstupný hriadeľ reduktora je z hľadiska statickej bezpečnosti vyhovujúci. Ďalej som overil použiteľnosť drážkovaní na vstupnom hriadeli a použiteľnosť tesného pera na výstupnom hriadeli. Kontrolné výpočty sú vyhovujúce.

Tento návrh však nie je možné považovať za plne funkčný, pretože nie je kompletne vyriešený mazací obeh. S návrhom mazacieho obehu sa bude meniť tvar veka reduktora a zastavovača unášača satelitov. S tým je spojený aj návrh čerpadla, filtra a tlakových hadíc. Táto úloha však prekračuje rozsah tejto bakalárskej práce, preto je táto úloha vhodným námetom do ďalšej práce.

Aby bolo možné považovať návrh za plne funkčný, je nutné aby boli splnené nasledujúce ciele: previesť dynamickú analýzu hriadeľov; previesť kontroly na únavovú pevnosť; previesť MKP analýzu navrhnutých komponentov; analyzovať a overiť vyrobiteľnosť nenormalizovaného drážkovania na náboji hydrogenerátora, doriešiť mazací obeh a komponenty s ním spojené: návrh čerpadla, filtra, spojok, rozvadzačov a tlakových hadíc.

Až po splnení týchto cieľov bude možné považovať návrh za plne funkčný.

Použitá literatura

- [1] *Internetový katalog firmy elesa+GANTER* [online]. [cit. 2017-04-02]. Dostupné na internete: <<https://www.elesa-ganter.cz/>>
- [2] *Internetový katalog firmy SKF* [online]. [cit. 2017-03-26]. Dostupné na internete: <<http://www.skf.cz>>
- [3] *Parker: Hydraulic Motor/Pump* [online]. [cit. 2017-04-16]. Dostupné na internete: <http://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Fixed_Motors/F11_F12/HY30-8249-UK.pdf>
- [4] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
- [5] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [6] *Repair manual 4 HP-20* [online]. [cit. 2017-03-18]. Dostupné na internete: <http://www.c5club.cz/files/automat/ZF_4HP20.pdf>
- [7] SVĚTLÍK, David. *Diplomová práce, Dvouosý naklápěcí stojan pro zkoušení spalovacích motorů*. ČVUT, 2016.
- [8] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 80-01-01830-X.
- [9] VRÁTIL, Michal. *Bakalářská práce, Planetový reduktor pro naklápěcí zkušební stav*. ČVUT, 2015.

POĎAKOVANIE

Rád by som sa poďakoval pánovi *Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D.* za vedenie a odborné rady pri vypracovávaní tejto práce, za trpezlivosť a zhovievavosť pri konzultáciách, ďalej pánovi *Ing. Davidu Světlíkovi* takisto za odborné konzultácie, cenné rady a pomoc pri návrhu planétového reduktora. Ďalej ďakujem pánovi *Ing. Petru Hatschbachovi CSc.* za rady a podklady pre výuku v programe *PTC Creo* a pani *Doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenovej* za pomoc a rady pri stanovení predpokladov pre výpočet síl v ozubení. Ďalej ďakujem pánovi *Ing. Jindřichu Hořeninovi* za konzultácie a pomoc ohľadom konštrukčného návrhu. V neposlednom rade ďakujem celej rodine za podporu pri vypracovávaní tejto práce a *Centru vozidiel udržiteľné mobility* za možnosť realizácie tejto práce.

Zoznam príloh

- Príloha č.1 - A3 - Silové schéma súkolesia v hlavnom smere toku výkonu
- Príloha č.2 - A3 - Silové schéma súkolesia v reverznom smere toku výkonu
- Príloha č.3 - A2 - 001 - Výkres zostavy s kusovníkom
- A3 - 002 - Výrobný výkres vstupného hriadeľa
- A3 - 003 - Výrobný výkres náboja hydrogenerátora
- Príloha č.4 - DVD s 3D modelom konštrukčného návrhu, výkresmi, výpočtami.
- Príloha č.5 - Pripojovacie rozmery hydrostatického stroja *Parker F12-80*
- Príloha č. 6 - Výpis z programu Mitcalc

Zoznam obrázkov a tabuliek:

Obr. 1 - Schéma dvojosového naklápacieho stavu bez reduktora [7]	12
Obr. 2 - Schéma hydraulického prevodu [7]	13
Obr. 3 - Výkonová charakteristika spaľovacieho motora [7]	15
Obr. 4 - Momentová charakteristika spaľovacieho motora [7]	15
Obr. 5 - Rez hydrogenerátorom/hydromotorom F12-80 [3]	16
Obr. 6 - Závislosť vstupného tlaku na otáčkach hydrogenerátora [3]	17
Obr. 7 - Schéma zapojenia reduktora	19
Obr. 8 - Schéma použitého súkolesia z automobilovej prevodovky ZF 4 HP-20 [6]	20
Obr. 9 - Použitelnosť prevodovky v závislosti na vstupnom točivom momente [6]	21
Obr. 10 - Rez prevodovkou ZF 4 HP-20 [6]	22
Obr. 11 - Zachytávač oleja	23
Obr. 12 - Doprava oleja do čapov satelitov	23
Obr. 13 - Konštrukčný návrh reduktora s vekom motora a hydrogenerátorom	27
Obr. 14 - rez vertikálnou rovinou reduktora	28
Obr. 15 - Rez čapmi satelitov.....	29
Obr. 16 - Zachytenie axiálnej reakcie v axiálnom ložisku C v hlavnom smere	30
Obr. 17 - Zachytenie axiálnej reakcie v radiálne-axiálnom ložisku A v reverznom smere.....	30
Obr. 18 - Znázornenie montáže.....	31
Obr. 19 - Presunutie sily do stredu S pre jeden satelit.....	32
Obr. 20 - Nahradenie silovej dvojice	32
Obr. 21 - Presunutie F_T do stredu S pre všetky štyri satelity.....	32

Obr. 22 - Pôsobenie síl a priebeh ohybového momentu v rovine yz pre reverzný smer zaťaženia.....	36
Obr. 23 - pôsobenie síl a priebeh ohybového momentu v rovine xz pre reverzný smer zaťaženia.....	36
Obr. 24 - Priebeh výsledného ohybového a krútiaceho momentu v obecnej rovine.....	41
Tabuľka 1 - Označenie a počet zubov použitých ozubených kolies	20
Tabuľka 2 - Materiálové vlastnosti ozubenia	24
Tabuľka 3 - Výsledné reakcie pri zaťažení maximálnym točivým momentom v hlavnom smere.....	35
Tabuľka 4 - Výsledné reakcie pri zaťažení reverzným momentom.....	36
Tabuľka 5 - Vypočítané hodinové trvanlivosti ložísk pri rôznych zaťaženiach.....	38