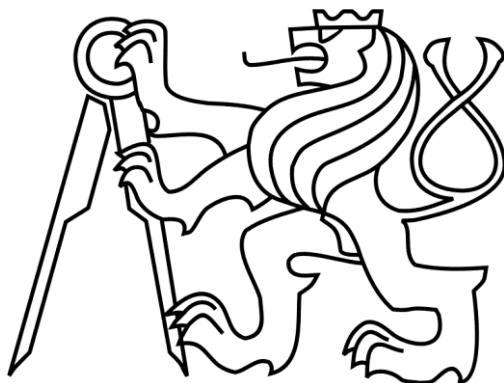


**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**Fakulta strojní**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



**Rozvodovka zadní nápravy osobního vozu 4x4  
s motorem vpředu napříč**

**Rear final drive unit of a car with front located  
transverse engine**

Studijní program: (N2301) Strojní inženýrství  
Studijní obor: (2301T047) Dopravní, letadlová a transportní technika  
Vedoucí práce: Ing. Václav Tajzich, CSc.

**DP 2017**

**Petr Woronycz**

Praha 2017

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce a konzultantů. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedené v seznamu literatury.

V Praze dne 4. 7. 2017

.....

Petr Woronycz v. r.

## **Abstrakt**

Tato práce se zabývá návrhem zadní rozvodovky osobního vozu s pohonem všech kol s motorem vpředu napříč. Práce obsahuje návrh a kontrolu kuželového soukolí stálého převodu a kuželového soukolí diferenciálu. Následně popisuje volbu uložení a výpočet životnosti.

## **Klíčová slova**

zadní rozvodovka, pohon všech kol, kuželové soukolí, ložisko

## **Abstract**

This thesis deals with the proposal for design of the rear axle drive of four-wheel drive car with front located transverse engine. Thesis contains of design and rating bevel gear of rear axle drive and bevel gear of rear differential. Then describes choices bearings and life service calculation.

## **Keywords**

rear axle drive unit, four-wheel drive, bevel gear, bearing

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Václavovi Tajzichovi, CSc. za všestrannou pomoc, vstřícnost, cenné rady a čas, který mi věnoval při přípravě mé diplomové práce. Poděkování patří i mé rodině za podporu po dobu celého studia.

## OBSAH

Abstrakt.....	iv
Abstract.....	v
Seznam obrázků.....	viii
Seznam tabulek.....	ix
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	x
<b>1. ÚVOD.....</b>	<b>1</b>
<b>2. VÝPOČETNÍ SOFTWARE.....</b>	<b>2</b>
<b>3. ROZDĚLENÍ POHONNÝCH SYSTÉMŮ 4X4.....</b>	<b>4</b>
3.1 Rozdělení dle polohy hnacího agregátu.....	4
3.2 Rozdělení podle systému pohonu.....	5
3.3 Rozdělení podle strategie ovládání.....	5
<b>4. VOZIDLA S POHONEM 4X4 S MOTOREM VPŘEDU NAPŘÍČ.....</b>	<b>6</b>
4.1 Stálý pohon všech kol.....	6
4.1.1 Konstrukce se třemi diferenciály – Toyota RAV4.....	6
4.1.2 Konstrukce s viskózní spojkou – Volkswagen se systémem Syncro.....	7
4.2 Stálý pohon přední nápravy a řaditelný pohon zadní nápravy.....	9
4.2.1 Systémy ovládané manuálně řidičem.....	10
4.2.2 Samočinně řaditelné systémy.....	10
4.3 Pohon všech kol s adhezní vazbou.....	11
<b>5. MEZINÁPRAVOVÁ LAMELOVÁ SPOJKA HALDEX.....</b>	<b>13</b>
5.1 Výhody spojky Haldex.....	15
5.2 Jízdní situace a regulace spojky.....	16
<b>6. NÁVRH ZADNÍ ROZVODOVKY.....</b>	<b>18</b>
6.1 Zvolený představitel pohonu všech kol.....	18
6.2 Koncepce pohonu představitele.....	20
6.3 F-v diagram.....	21
6.4 Definiční zátěžných stavů.....	23
6.4.1 Prokluz na rovině.....	23
6.4.2 Prokluz ve stoupání s přípojným vozidlem.....	24
6.4.3 Spektrum zatížení pro únavový výpočet.....	26
6.5 Volba koncepce zadní rozvodovky.....	30
6.6 Návrh stálého převodu a geometrie soukolí.....	31
6.7 Návrh ozubení diferenciálu.....	33
6.8 Kontrola ozubení stálého převodu.....	34
6.8.1 Statická kontrola při prokluzu.....	34
6.8.2 Kontrola na zadírání.....	35
6.8.3 Kontrola životnosti ozubení.....	35
6.9 Kontrola ozubení diferenciálu.....	36
6.9.1 Statická kontrola při prokluzu.....	36
6.10 Návrh a kontrola ložisek.....	37
6.10.1 Výpočet sil v ozubení.....	38
6.10.1 Výpočet celkových radiálních reakcí.....	39
6.10.2 Určení směru výsledné axiální síly.....	41
6.10.3 Stanovení ekvivalentního statického zatížení.....	42
6.10.4 Stanovení statické bezpečnosti.....	42
6.10.5 Stanovení ekvivalentního dynamického zatížení.....	43
6.10.6 Stanovení životnosti.....	43
6.11 Kontrola kluzných ložisek.....	44
<b>7. ZÁVĚR.....</b>	<b>46</b>
<b>8. POUŽITÁ LITERATURA.....</b>	<b>47</b>
<b>9. PŘÍLOHY.....</b>	<b>48</b>

## Seznam obrázků

Obr. 2.1 – Ukázka prostředí KISSsoft 03-2013 .....	2
Obr. 2.2 – Ukázka prostředí Microsoft Excel .....	2
Obr. 2.3 – Ukázka prostředí SPEKT.exe .....	3
Obr. 2.4 – Ukázka prostředí CATIA V5 .....	3
Obr. 3.1 – Schéma pohonu všech kol dle polohy hnacího agregátu .....	4
Obr. 3.2 – Rozdělení podle systému pohonu a způsobu řazení nápravy .....	5
Obr. 3.3 – Rozdělení pohonných systémů podle strategie ovládní .....	5
Obr. 4.1 – Schéma konstrukce se třemi diferenciály Toyota RAV4 .....	7
Obr. 4.2 – Viskózní spojka .....	8
Obr. 4.3 – Řez pohonným ústrojím VW Golf Syncro.....	9
Obr. 4.4 – Schéma uspořádání pohonu s manuálně připojitelnou zadní nápravou .....	10
Obr. 4.5 – Schéma uspořádání pohonu se samočinně řaditelným pohonem zadní nápravy.....	11
Obr. 4.6 – Paralelní hybrid s adhezí vazbou .....	11
Obr. 4.7 – Paralelní hybrid s adhezí vazbou s elektromotory na obou nápravách .....	12
Obr. 5.1 – Spojka Haldex 1. generace.....	13
Obr. 5.2 – Schéma funkce spojky Haldex 1. – 3. generace.....	13
Obr. 5.3 – Schéma spojky Haldex čtvrté generace .....	15
Obr. 5.4 – Regulace spojky Haldex při jízdách situacích.....	16
Obr. 6.1 – Schéma hnacího řetězce vybraného představitele.....	20
Obr. 6.2 – Prokluz na rovině.....	23
Obr. 6.3 – Prokluz ve stoupání.....	24
Obr. 6.4 – Ukázka vstupních hodnot v textovém editoru.....	27
Obr. 6.5 – Rozdělení točivého momentu v různých jízdách situacích.....	28
Obr. 6.6 – Schéma zadní rozvodovky .....	30
Obr. 6.7 – Zvolené převodování a smysly stoupání boční křivky zubů .....	31
Obr. 6.8 – Tvar věnce typu II.....	32
Obr. 6.9 – Řez zadním diferenciálem .....	33
Obr. 6.10 – Tvar věnce typu I .....	33
Obr. 6.11 – Schéma výpočtu sil v ozubení .....	37
Obr. 6.12 – Výpočet reakcí ložisek A a B .....	39
Obr. 6.13 – Určení axiální síly.....	41
Obr. 6.14 - Satelit.....	44

## Seznam tabulek

Tab. 6.1 – Parametry vozidla z katalogu.....	18
Tab. 6.2 – Odhadnuté nebo jinak vypočítané parametry.....	19
Tab. 6.3 – Zvolené konstanty.....	19
Tab. 6.4 – Wöhlerovy koeficienty pro dotyk a obyč dle normy ISO 6336 [20] .....	26
Tab. 6.5 – Nové převodové poměry pro vstup do programu SPEKT.exe.....	26
Tab. 6.7 - Rozdělení hlavních hladin z hlediska dráhového proběhu .....	28
Tab. 6.6 – Spektrum zatížení (data z programu SPEKT.exe) .....	28
Tab. 6.8 – Spektrum zatížení (vyjádřeno v absolutních hodnotách) .....	29
Tab. 6.9 – Upravené spektrum zatížení na vstupu do převodovky (započítané procentuální využití momentu zadní nápravou).....	29
Tab. 6.10 – Výsledné spektrum zatížení na pastorku zadní rozvodovky .....	30
Tab. 6.11 – Parametry soukolí stálého kuželového převodu.....	32
Tab. 6.12 – Parametry soukolí v zadním diferenciálu.....	34
Tab. 6.13 – Statická bezpečnost v ohybu.....	34
Tab. 6.14 – Parametry oleje Shell Spirax S4 G 75W-90.....	35
Tab. 6.15 – Minimální bezpečnosti vůči zadírání .....	35
Tab. 6.16 – Výsledné bezpečnosti vůči zadírání.....	35
Tab. 6.17 – Životnost ozubení .....	36
Tab. 6.18 – Statická bezpečnost v ohybu.....	36
Tab. 6.19 - Volba ložisek.....	37
Tab. 6.20 – Parametry ozubení stálého převodu .....	38
Tab. 6.21 – Poměrné síly .....	38
Tab. 6.22 – Síly v ozubení .....	39
Tab. 6.23 – Vzdálenosti ramen .....	39
Tab. 6.24 – Celkové radiální reakce .....	40
Tab. 6.25 – Vnější axiální síla $K_a$ .....	40
Tab. 6.26 – Axiální síly zatěžující ložiska .....	42
Tab. 6.27 – Ekvivalentní statické zatížení $P_0$ .....	42
Tab. 6.28 - Statická bezpečnost $s_0$ .....	42
Tab. 6.29 - Ekvivalentní dynamické zatížení.....	43
Tab. 6.30 - Životnost ložisek .....	43
Tab. 6.31 - Technické vlastnosti materiálu EP 73 .....	44
Tab. 6.32 - Axiální síly .....	45
Tab. 6.33 - Rozměry ložisek .....	45
Tab. 6.34 - Působící tlaky .....	45
Tab. 6.35 - Bezpečnosti .....	45



## Seznam použitých zkratek a symbolů

Symbol	Jednotka	Vysvětlení
a	[mm]	vyosení
$A_a$	[mm]	montážní vzdálenost
$A_p$	[N]	svislé zatížení přední nápravy
$A_z$	[N]	svislé zatížení zadní nápravy
b	[mm]	šířka ozubení
$C_x$	[-]	součinitel aerodynamického odporu
$C_x$ souprava	[-]	součinitel aerodynamického odporu jízdní soupravy
$d_m$	[mm]	střední průměr roztečné kružnice
$d_{fm}$	[mm]	střední průměr patní kružnice
$d_e$	[mm]	vnější průměr roztečné kružnice
$d_{ae}$	[mm]	vnější průměr hlavové kružnice
f	[-]	součinitel odporu valení
F	[N]	síla
$F_{adh}$	[N]	adhezní síla
$F_h$	[N]	hnací síla
g	[kg/m <sup>3</sup> ]	gravitační zrychlení
$F_s$	[N]	svislá síla od přípojného vozidla
$F_t$	[N]	tečná síla
$F_a$	[N]	axiální síla
$F_r$	[N]	radiální síla
h	[mm]	výška zubu
$h_t$	[m]	výška těžiště
$h_v$	[m]	výška vozidla
i	[-]	převodový poměr
$i_i$	[-]	převodový poměr i-tého převodového stupně
$i_{ci}$	[-]	celkový převodový poměr i-tého převodového stupně
$K_A$	[-]	součinitel vnějších dynamických sil
$L_{10}$	[1]	životnosti ložisek
$L_{ohyb\ h}$	[h]	životnost v ohybu
$L_{dotyk\ h}$	[h]	životnost v dotyku
$L_{ohyb\ km}$	[km]	životnost v ohybu
$L_{dotyk\ km}$	[km]	životnost v dotyku
$l_c$	[m]	rozvor vozidla
$L_e$	[mm]	délka površky roztečného kužele
$l_p$	[m]	poloha těžiště od přední nápravy
$l_{taž}$	[m]	délka ramena působíště svislého zatížení tažného zařízení od osy zadní nápravy
M	[N.m]	točivý moment
$M_{max}^{mot}$	[N.m]	maximální točivý moment motoru
$M_h$	[N.m]	hnací moment
$m_c$	[kg]	celková hmotnost vozidla
$m_{pripojne}$	[kg]	maximální hmotnost přípojného vozidla brzděného
$m_s$	[kg]	maximální svislé zatížení tažného zařízení
$m_{nm}$	[mm]	střední normální modul
$m_{te}$	[mm]	vnější tečný modul [mm]
$M_s$	[N.m]	prokluzový moment spojky
$n^{mot}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$n_{Pmax}^{mot}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru při maximálním výkonu
$n_{Mmax}^{mot}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru při maximálním momentu

$n_{\max}^{\text{mot}}$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	maximální otáčky motoru
N	[1]	počet cyklů
$O_{\alpha}$	[N]	odpor stoupání
$O_c$	[N]	celkový odpor
$O_f$	[N]	odpor valení
$O_{\text{vzd}}$	[N]	aerodynamický odpor
p	[-]	Wöhlerův koeficient
$P_{\max}^{\text{mot}}$	[kW]	maximální výkon motoru
R	[N]	reakce
Re	[ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]	mez kluzu materiálu v tahu
$r_d$	[m]	dynamický poloměr kola
$s_i$	[km]	dráhový proběh při i-tém zařazením rych. stupni
s	[%]	stoupání vozovky
$S_F$	[1]	bezpečnost v ohybu
$S_H$	[1]	bezpečnost v dotyku
$S_x$	[ $\text{m}^2$ ]	čelní plocha automobilu
$S_x$ souprava	[ $\text{m}^2$ ]	čelní plocha jízdní soupravy
SS	[1]	bezpečnost vůči zadírání (integrální teplota)
SB	[1]	bezpečnost vůči zadírání (teplota vzplanutí)
$t_i$	[h]	čas proběhu při i-tém zařazeném stupni
v	[ $\text{km}/\text{h}$ ]	rychlost vozidla
x	[1]	jednotkové posunutí
$x_T$	[1]	jednotková změna tloušťky zuby
z	[-]	počet zubů
$\alpha$	[ $^{\circ}$ ]	stoupání vozovky
$\alpha_{\text{nm}}$	[ $^{\circ}$ ]	normální úhel záběru
$\alpha_t$	[ $^{\circ}$ ]	střední tečný úhel záběru
$\beta_m$	[ $^{\circ}$ ]	střední úhel sklonu záběru
$\delta$	[ $^{\circ}$ ]	úhel roztečného kužele
$\sigma_F$	[ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]	napětí v ohybu
$\rho$	[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	hustota vzduchu
$\lambda$	[-]	dráhové využití
$\eta_c$	[-]	celková účinnost převodu
$\eta_{\varepsilon}$	[-]	účinnost čelního soukolí
$\eta_k$	[-]	účinnost kuželového soukolí
$\mu$	[-]	součinitel adheze
$\Sigma$	[ $^{\circ}$ ]	Úhel os

Zkratka	Vysvětlení
4x4	označení pohonu všech kol (čtyři hnaná kola)
ABS	protiblokovací systém kol
EDS	elektronická uzávěrka diferenciálu
ESP	elektronický stabilizační systém
SUV	typ vozidla (sportovně užitkové vozidlo)
ZN	zadní náprava

<b>Index horní</b>		<b>Týkající se</b>
náp z		zadní nápravy
mot		motoru
roz z		zadní rozvodovky
roz p		přední rozvodovky
dif		diferenciálu
<b>Index dolní</b>		<b>Vysvětlení</b>
rovina		prokluz na rovině
stoupání		prokluz ve stoupání
únav		únavového zatížení
pas		pastorek
tal		talířové kolo
nížká		nížká hladina
vysoká		vysoká hladina
pla		planeta
sat		satelit
min		minimální
max		maximální
lož		ložiska

## 1. ÚVOD

Pohon všech kol je využíván již desítky let. Z počátku byl znakem pracovních a vojenských terénních vozidel určených pro provoz v náročných podmínkách. Později díky rostoucí konstrukční rychlosti, a tím pádem vyšším požadovaným výkonem přenášeným na vozovku, našel uplatnění i u moderních osobních silničních vozidel. Automobil s pohonem všech kol dobře poslouží především v horských oblastech, kde se nachází velká stoupání a vyskytují se různorodé adhezní podmínky (vozovky pokryté ledem nebo sněhem). Současný trend vozů s pohonem 4x4 je takový, že výrazně ubylo opravdu ryze terénních vozů a přibyla vozidla pro volný čas neboli sportovní užitkové vozidla (SUV) [1]. Poslední ženevský autosalon (87. ročník) potvrdil, že přední výrobci kladou důraz na vozidla typu SUV a crossover. Ovšem faktem je, že označení SUV neznamená automaticky vůz s pohonem 4x4.

Výhody pohonu všech kol v porovnání s pohonem jedné nápravy jsou:

- zlepšené trakční schopnosti na vozovkách s nízkým součinitelem adheze,
- zvýšené schopnosti akcelerace a stoupavosti,
- malá citlivost na boční vítr,
- možnost větší maximální hmotnosti přípojného vozidla [2].

Nevýhody jsou:

- vyšší pohotovostní hmotnost vozidla,
- vyšší pořizovací cena,
- větší spotřeba paliva [2].

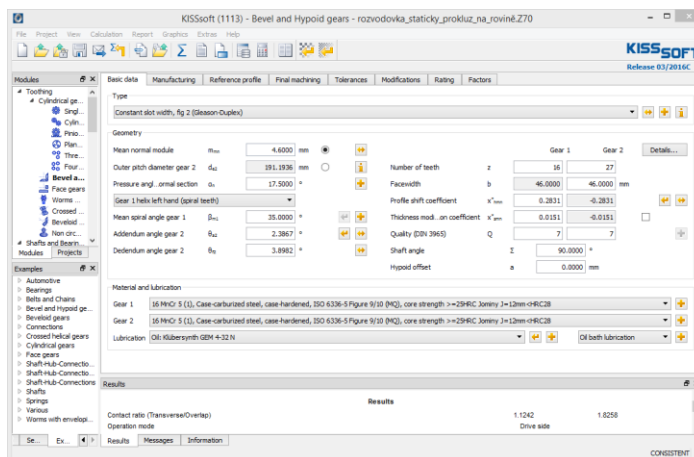
Cílem této diplomové práce je zorientovat se v daném tématu. Na základě zvoleného představitele třídy vozidel provést návrh zadní rozvodovky. Zpracovat postup výpočtu ve formě technické zprávy a zhotovit konstrukční schéma navržené rozvodovky.

## 2. VÝPOČETNÍ SOFTWARE

Ke zpracování této diplomové práce byly použity následující programy.

### 2.1 KISSsoft 03-2013

Software pro řešení různých strojírenských aplikací. Je určen zejména pro geometrický a pevnostní výpočet ozubení. Program vyvíjí švýcarská firma KISSsoft AG. Program byl použit pro výpočet kuželových soukolí rozvodovky a diferenciálu.



Obr. 2.1 – Ukázka prostředí KISSsoft 03-2013

### 2.2 Microsoft Excel 2016

Tabulkový procesor vyvinut firmou Microsoft Corporation. Jednotlivé virtuální listy obsahují buňky, do kterých se vkládají data. Program byl použit pro výpočty zatížení, síly v ozubených soukolí, ložisek a dalších.

The screenshot shows a Microsoft Excel spreadsheet with the following data:

VSTUPNÍ PARAMETRY			
<b>Zvolený představitel</b>			
Značka	Škoda		
Model	Octavia 4x4 III. generace (liftback)		
Motorizace	2,0 TDI 110 kW		
Převodovka	mechanická šestistupňová manuální		
Pohon	pohon všech čtyř kol se samočinným elektronickým rozdělováním točivého momentu mezi nápravy		
<b>název</b>	<b>značka</b>	<b>hodnota</b>	<b>jednotka</b>
<b>Motor</b>			
Maximální výkon motoru	$P_{max}^{mot}$	110	[kW]
Otáčky motoru při maximálním výkonu	$n_{max}^{mot}$	4000	[min <sup>-1</sup> ]
Maximální točivý moment motoru	$M_{max}^{mot}$	340	[N.m]
Otáčky motoru při maximálním momentu	$n_{Mmax}^{mot}$	3000	[min <sup>-1</sup> ]
Maximální otáčky motoru	$n_{max}^{mot}$	4500	[min <sup>-1</sup> ]
<b>Převodovka 02Q</b>			
převodové poměry $Z_2 : Z_1$			
1. rychlostní stupeň	$i_1$	3,769	- 49:13
2. rychlostní stupeň	$i_2$	1,958	- 47:24
3. rychlostní stupeň	$i_3$	1,257	- 44:35

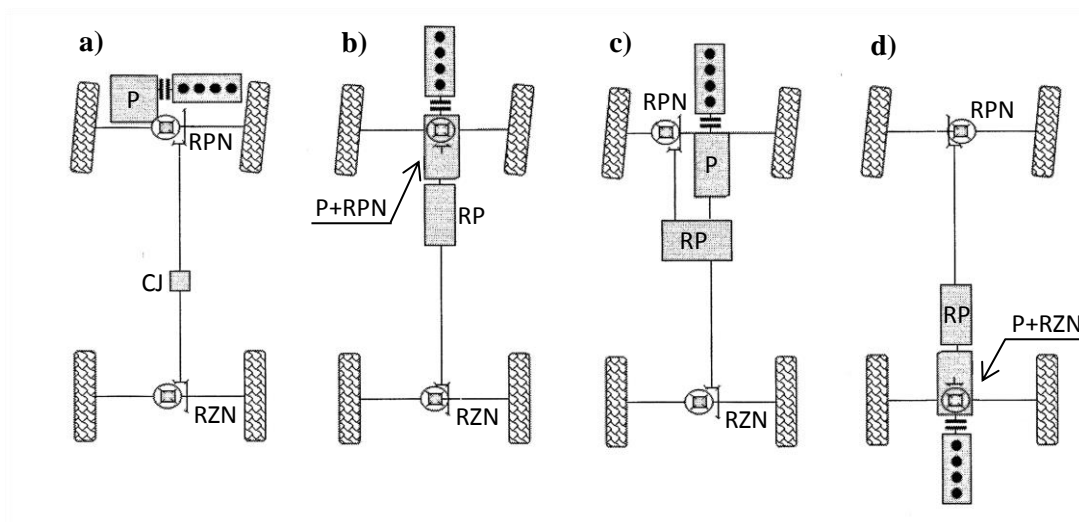
Obr. 2.2 – Ukázka prostředí Microsoft Excel



### 3. ROZDĚLENÍ POHONNÝCH SYSTÉMŮ 4X4

Existuje několik způsobů dělení pohonů 4x4. Některé z nich jsem vybral.

#### 3.1 Rozdělení dle polohy hnacího agregátu



Obr. 3.1 – Schéma pohonu všech kol dle polohy hnacího agregátu [1]

RPN – rozvodovka přední nápravy, RZN – rozvodovka zadní nápravy,  
RP – rozdělovací převodovka, P – převodovka, CJ – centrální jednotka

#### a) uložení agregátů vpředu napříč

- Centrální jednotka představuje např. mezinápravový diferenciál, ručně nebo samočinně ovládané spojky, apod.

#### b) podélně uložený agregát nad přední nápravou

- Převodovka obsahuje ve své skříni rozvodovku přední nápravy.
- Rozdělovací převodovka může obsahovat mezinápravový diferenciál, ovládanou spojku, redukční převodovku, atd.

#### c) podélně uložený agregát nad přední nápravou

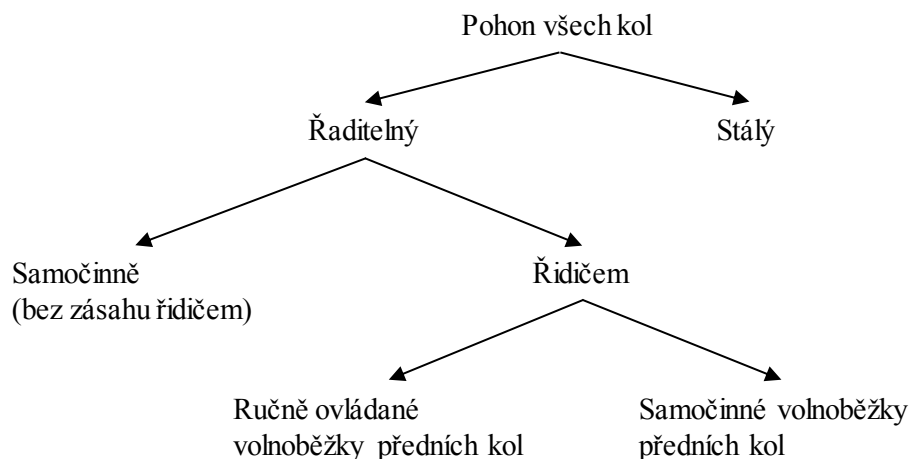
- Rozvodovka přední nápravy není součástí převodovky.
- Rozdělovací převodovka může obsahovat mezinápravový diferenciál, ovládanou spojku, redukční převodovku, atd.

#### d) motor podélně nad zadní nápravou

- Rozvodovka zadní nápravy je součástí převodovky.
- Rozdělovací převodovka může obsahovat mezinápravový diferenciál, ovládanou spojku, redukční převodovku, atd.

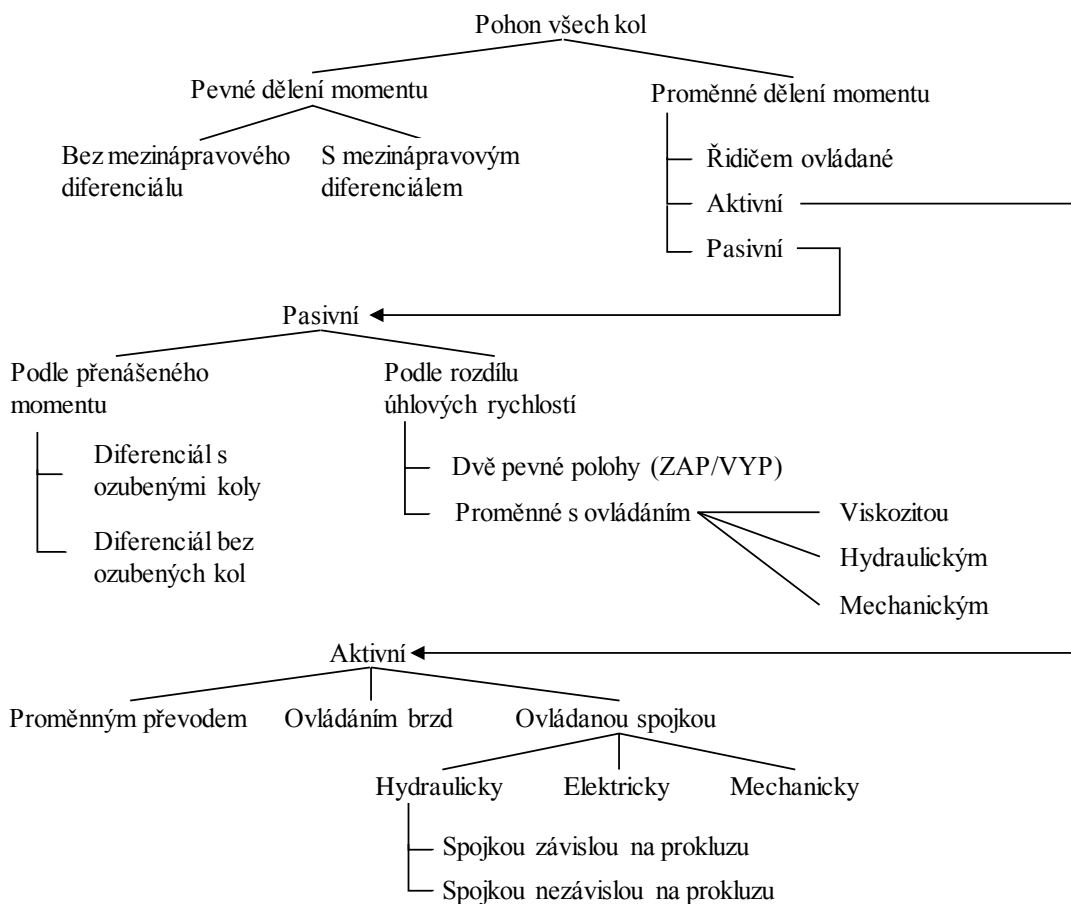
Pro terénní vozidla, pick-upy a některá SUV je typická zástavba agregátů ve variantě c). Pro silniční vozidla je typická zástavba agregátů ve variantě b) nebo a). Jak již vyplývá ze zadání v této práci jsem se věnoval variantě a) [3].

### 3.2 Rozdělení podle systému pohonu



Obr. 3.2 – Rozdělení podle systému pohonu a způsobu řazení nápravy [1]

### 3.3 Rozdělení podle strategie ovládání



Obr. 3.3 – Rozdělení pohonných systémů podle strategie ovládání [1]



## 4. VOZIDLA S POHONEM 4X4 S MOTOREM VPŘEDU NAPŘÍČ

Způsob, jakým je motor orientován má vliv na zbytek konstrukce automobilu. Vozidla, která mají hnací agregáty (motor, spojku a převodovku) uloženy kolmo k podélné ose vozidla, nazýváme vozidla s příčnou zástavbou (Obr. 3.1a). Rozvodovka přední nápravy bývá součástí převodovky. Stálý převod je řešen čelním soukolím na rozdíl od vozidel s klasickou podélnou zástavbou, kde se používá kuželový stálý převod. Výhodou této zástavby je zvětšení vnitřního prostoru pro posádku. Nevýhodou je velmi omezený zástavbový prostor. Navržený agregát musí být co nejkratší, aby se vešel do prostoru mezi předními koly. Není tak možné použít redukční převodovku, proto se s příčnou zástavbou setkáme u vozidel s nižšími nároky na průjezdnost terénem [1; 4].

### 4.1 Stálý pohon všech kol

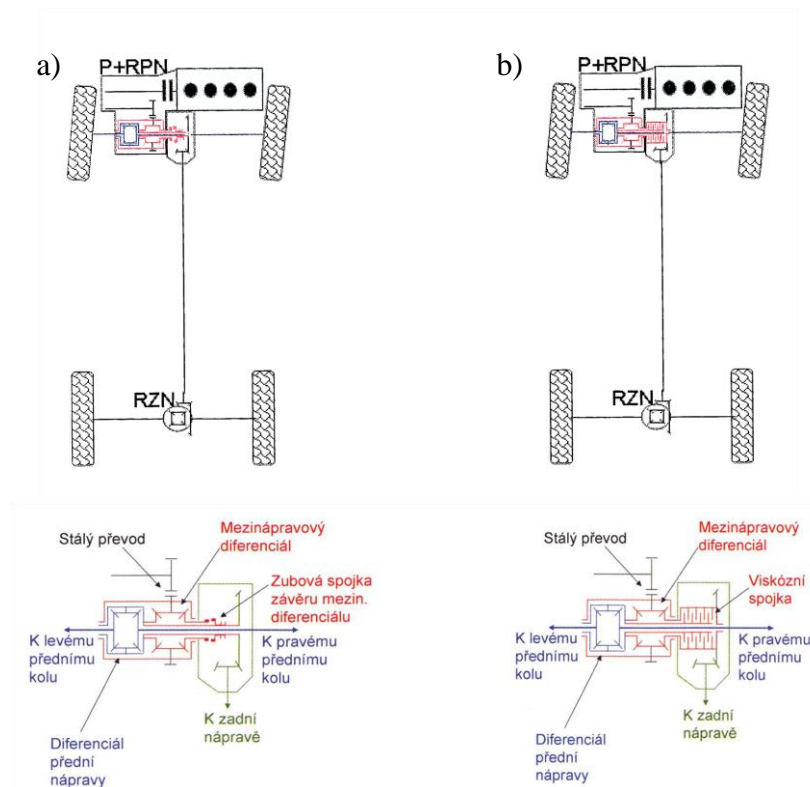
Stálý pohon všech kol je takový systém pohonu, který neumožňuje odpojení jedné z náprav od hnacího agregátu. Z toho plyne nevýhoda zvýšené spotřeby paliva v čase, kdy pohon všech kol k jízdě nepotřebujeme. Pohon musí umožňovat rozdílné otáčky všech kol, protože při jízdě v zatáčce se každé kolo otáčí jinou úhlovou rychlostí, i střední úhlové rychlosti přední a zadní nápravy jsou jiné. Nestačí tak použít jen nápravové diferenciály, ale potřebujeme i diferenciál mezinápravový (konstrukce s třemi diferenciály, viz 4.1.1). Mezinápravový diferenciál umožňuje rozdíl úhlových rychlostí na jednotlivých nápravách. Rozdělení točivého momentu je závislé na rozložení hmotnosti vozu, na naladění podvozku atd. Podle toho, jaký mezinápravový diferenciál použijeme, bude rozdělení točivého momentu na nápravách symetrické nebo častěji nesymetrické.

Poměrně komplikovaná konstrukce s třemi diferenciály se dá zjednodušit náhradou mezinápravového diferenciálu za viskózní spojku. Viskózní spojka nám zajistí vlastnosti stálého pohonu všech kol a optimální rozdělení točivého momentu (konstrukce s viskózní spojkou, viz 4.1.2). Pro každou z těchto dvou zmíněných konstrukcí jsem vybral typického zástupce [1].

#### 4.1.1 Konstrukce se třemi diferenciály – Toyota RAV4

Systém stálého pohonu všech kol je řešen třemi kuželovými diferenciály. První generace byla vybavena závěrem mezinápravového diferenciálu (Obr. 4.1a). V druhé generaci můžeme nalézt ovládání svornosti mezinápravového diferenciálu (Obr. 4.1b).

Třetí a čtvrtá generace Toyota RAV4 má jinou konstrukci pohonu a využívá řaditelný pohon zadní nápravy [1].



Obr. 4.1 – Schéma konstrukce se třemi diferenciály Toyota RAV4 [1]

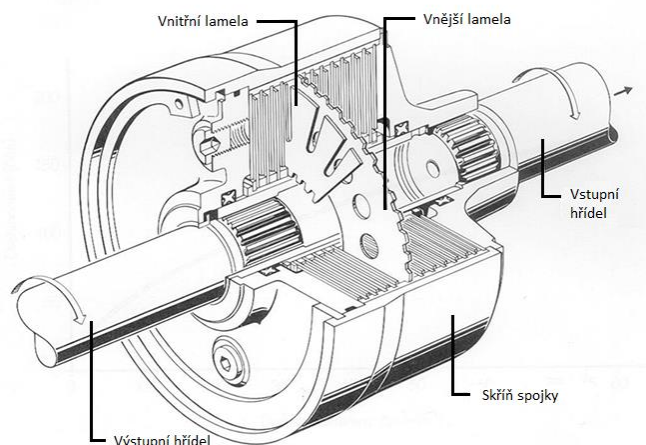
- Toyota RAV4 I. generace s mechanickou pětistupňovou převodovkou a mezinápravovým diferenciálem se závěrem
- Toyota RAV4 II. generace s mechanickou pětistupňovou převodovkou a mezinápravovým diferenciálem v paralelním uspořádání s hydraulicky ovládanou vícelamelovou spojkou

RPN – rozvodovka přední nápravy, RZN – rozvodovka zadní nápravy,  
R – rozvodovka, P – převodovka

#### 4.1.2 Konstrukce s viskózní spojkou – Volkswagen se systémem Syncro

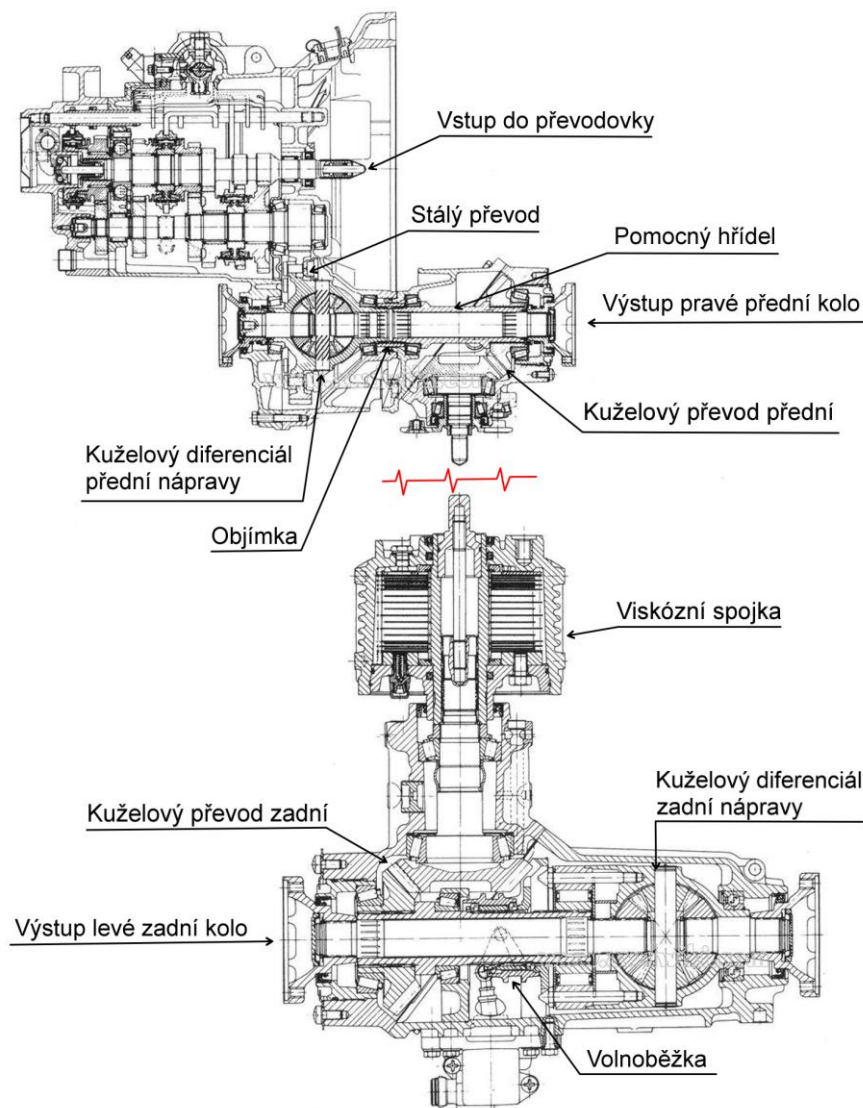
Obchodní název Syncro označuje vozidla s pohonem všech kol využívající viskózní lamelovou spojku. Viskózní spojka se skládá z vnitřních a vnějších tenkých děrovaných lamel, které jsou uspořádané střídavě v těsných mezerách v uzavřené válcové skříní. Vnější lamely jsou drážkováním pevně spojeny se skříní a vnitřní lamely jsou prostřednictvím drážkovaného náboje spojeny s výstupním hřídelem. Jedna sada bývá axiálně posuvná. Skříň spojky je naplněna ze 70 až 90 % stabilním silikonovým olejem. Procento naplnění je rozhodující pro charakteristiku spojky. Velký rozdíl otáček přední a zadní nápravy (např. při prokluzu) respektive rozdíl otáček vnitřních a vnějších lamel

způsobí, že se silikonový olej začne zahřívát a rozpínat vlivem stříhového namáhání kapaliny. Zvětšený objem oleje zcela zaplní vnitřní prostor viskózní spojky a třecí síly v kapalině přitlačí posuvně uloženou sadu lamel na sadu pevnou. Točivý moment je od této chvíle přenášen třením mezi lamelami [1].



Obr. 4.2 – Viskózní spojka [1]

Zástavba vozu s pohonem všech kol a viskózní spojkou u modelu Volkswagen Golf (Obr. 4.3) vypadá následovně. Motor a převodovka s čelním ozubením stálého záběru jsou uloženy napříč. Čelní soukolí stálého převodu pohání kuželový diferenciál přední nápravy. S klecí předního nápravového diferenciálu je přes drážkovanou objímku spojen pomocný hřídel, na kterém je umístěno kolo předního kuželového převodu. Přes tento převod se dostáváme dál na spojovací kloubový hřídel, který je veden podélnou osou vozidla. Před zadní nápravou nalezneme viskózní spojkou, z níž vystupuje hřídel. Následuje zadní kuželový převod s převráceným převodovým poměrem, než je použito u předního kuželového převodu (převodový poměr mezi nápravami je 1). Při brzdění v převodovém ústrojí s viskózní spojkou vznikají parazitní síly, které způsobují větší brzdnu sílu na zadní nápravě. Konstrukteři proto přidali volnoběžku, která při změně smyslu momentu přeruší vazbu mezi předními a zadními koly. Pro účely couvání, kdy také nastává změna smyslu je ústrojí vybaveno přesuvnou zubovou spojkou, která zajistí přemostění volnoběžky [1].



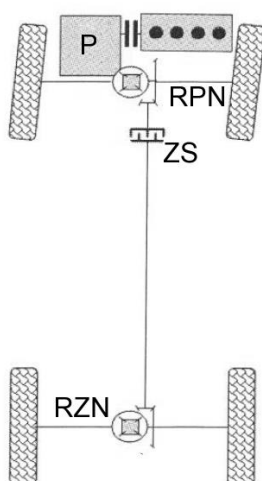
Obr. 4.3 – Řez pohonným ústrojím VW Golf Syncro [19]  
 pozn.: v místě přerušení vyznačené červenou  
 barvou je prostor pro spojovací hřídel

## 4.2 Stálý pohon přední nápravy a řaditelný pohon zadní nápravy

Tato koncepce je velmi výhodná z hlediska spotřeby paliva, protože se pohon druhé nápravy připojuje jen v některých situacích. Při běžné jízdě, kdy není potřeba pohonu všech kol, je hnaná pouze přední náprava. Tento systém pohonu se dá dále rozdělit podle typu ovládání přiřazení zadní nápravy. Opět jsem vybral alespoň jednoho typického zástupce.

#### 4.2.1 Systémy ovládané manuálně řidičem

Druhou nápravu připojuje řidič pomocí ovládacího zařízení v kabině vozu. Připojení nápravy je zařízení pomocí zubové spojky a pokud není vybavena synchronizací, musí se řadit za klidu. Po zařazení zubové spojky jsou obě nápravy pevně spojeny a otáčejí se stejnými úhlovými rychlostmi. Není zde žádný mezinápravový diferenciál, takže při jízdě na pevném podkladu s dobrou adhezí vznikají parazitní síly, které zatěžují pohonný řetězec. Řidič by tak měl dbát na to, kdy je vhodné pohon všech kol použít [1].



Obr. 4.4 – Schéma uspořádání pohonu s manuálně připojitelnou zadní nápravou [1]

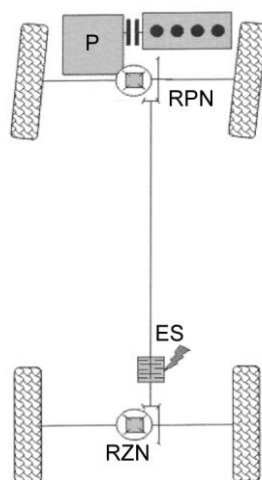
RPN – rozvodovka přední nápravy, RZN – rozvodovka zadní nápravy,  
ZS – zubová spojka, P – převodovka

Součástí přední rozvodovky je kuželový převod. Za ním se nachází zubová spojka, která spojuje výstup kuželového převodu s kloubovým hřídelem, který prochází podélně k ose vozidla. V zadní rozvodovce nalezneme druhý kuželový převod a kuželový nápravový diferenciál. Pokud je spojka zařazena, poměr dělení hnacího momentu mezi nápravami je 50 : 50. Zástupcem tohoto řešení pohonu je Fiat Panda 4x4 [1].

#### 4.2.2 Samočinně řaditelné systémy

Toto je velmi časté řešení pohonu všech kol v moderních osobních automobilech. Elektronický systém samočinně (nezávisle na řidiči) připojuje zadní nápravu. Připojení zadní nápravy je nejčastěji provedeno pomocí mezinápravové lamelové spojky. K dělení momentu mezi nápravami dochází podle okamžitých jízdních podmínek. Běžně se poměr dělení pohybuje v rozmezí od 100 : 0 (pohon přední nápravy) do 50 : 50. Pokud nastane prokluz přední nápravy poměr může jít až k 0 : 100 (pohon zadní nápravy). Tuto koncepci

pohonu všech kol můžeme například nalézt u vozidel koncernu Volkswagen Group, které používají mezinápravovou spojku HALDEX [1; 5; 6].



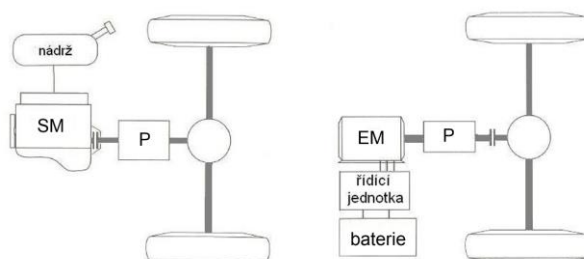
Obr. 4.5 – Schéma uspořádání pohonu se samočinně řaditelným pohonem zadní nápravy [1]

*RPN – rozvodovka přední nápravy, RZN – rozvodovka zadní nápravy,  
ES – samočinná elektronicky ovládaná lamelová spojka, P – převodovka*

Jelikož jsem si pro další pokračování diplomové práce zvolil představitele, který tento systém pohonu využívá, věnoval jsem této spojce samostatnou kapitolu 5.

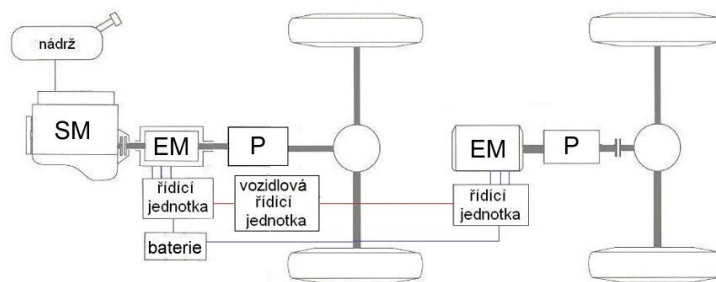
### 4.3 Pohon všech kol s adhezní vazbou

Toto uspořádání najdeme u hybridních vozidel. Mezi přední a zadní nápravou není mechanická vazba. Pohon zadní nápravy je řešen elektromotorem. Pohon přední nápravy je řešen buď samotným spalovacím motorem (Obr. 4.6), nebo jako paralelní hybrid (Obr. 4.7). Zástupcem první zmíněné varianty koncepce je Peugeot 3008 Hybrid 4, druhé varianty je Volvo XC 90 T8 [7].



Obr. 4.6 – Paralelní hybrid s adhezní vazbou [7]

*SM – spalovací motor, EM – elektromotor, P – převodovka*



Obr. 4.7 – Paralelní hybrid s adhezní vazbou s elektromotory na obou nápravách [7]  
 SM – spalovací motor, EM – elektromotor, P – převodovka

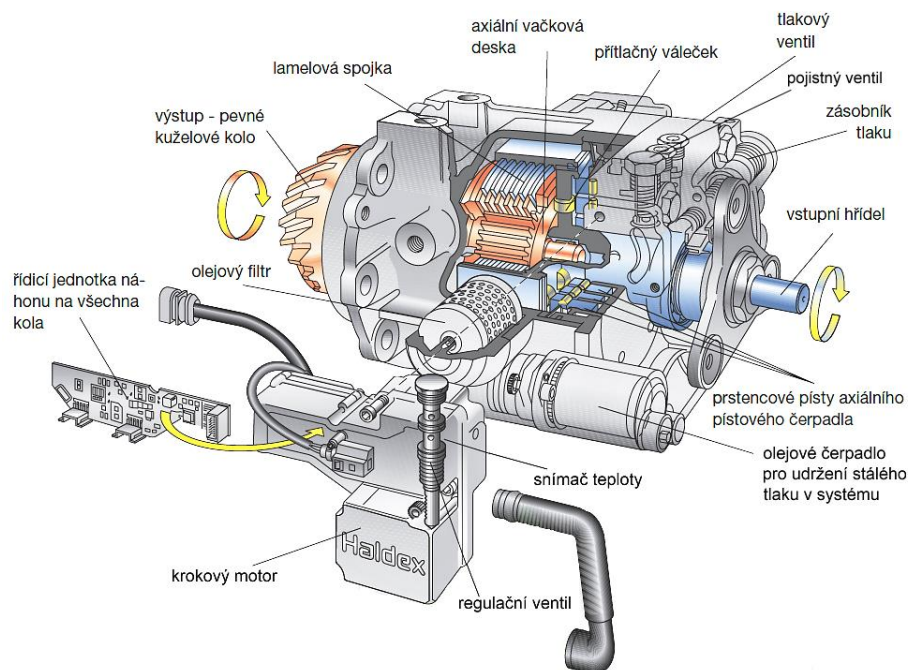
Vozidlo takové zástavby se dá provozovat v několika módech jízdy:

- jízda na baterie = čistě elektrický mód
- jízda na spalovací motor
- hybridní trakční módy (ekonomický, sportovní,...)
- jízda na spalovací motor s dobíjením baterií
- rekuperační brzdění

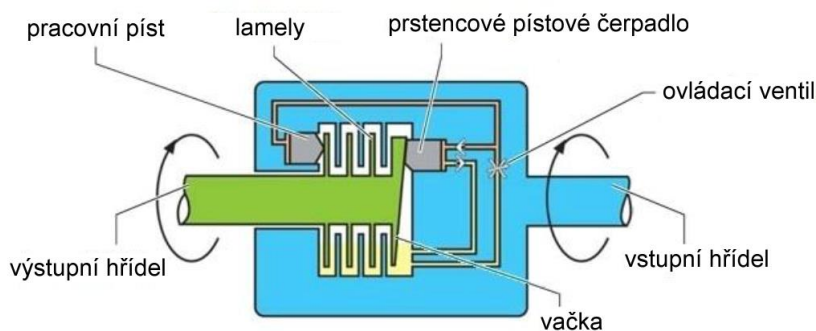


## 5. MEZINÁPRAVOVÁ LAMELOVÁ SPOJKA HALDEX

Spojka Haldex je elektronicky ovládanou elektro-hydraulickou spojkou, kterou vyvinula švédská firma Haldex AB. Nachází se mezi spojovacím hřídelem a rozvodovkou zadní nápravy (Obr. 4.5) podobně jako viskózní spojka v systému Syncro (Obr. 4.3). V současné době jsou vozidla vybavené pátou generací spojky [1; 8].



Obr. 5.1 – Spojka Haldex 1. generace [6]



Obr. 5.2 – Schéma funkce spojky Haldex 1. – 3. generace [8]

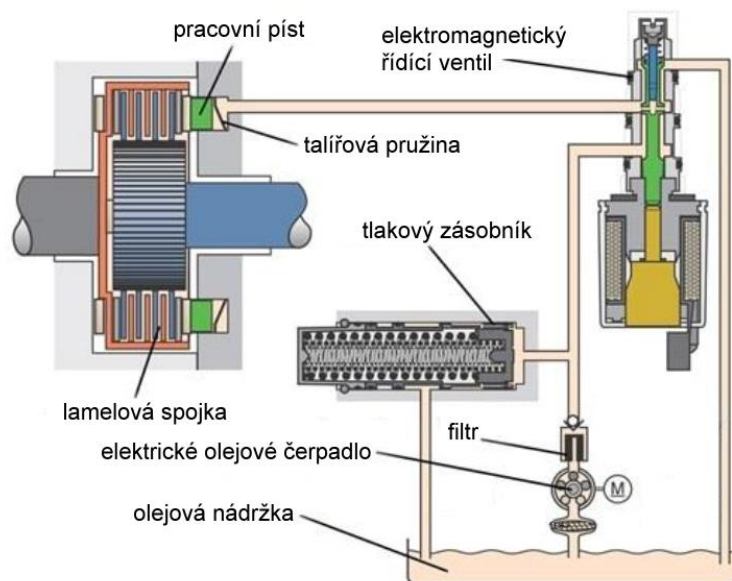
Konstrukce **první** generace spojky Haldex je podobná konstrukci viskózní spojky zmíněné v kapitole 4.1.2. Vnitřní lamely, které jsou připevněné na výstupní hřídel, se střídají s vnějšími lamelami, které jsou připevněné ke skříni lamelové spojky, která je zároveň vstupem. Vstupní hřídel je opatřen přírubou, ve které jsou vloženy valivé elementy (viz přítlačný váleček na Obr. 5.1). Tyto elementy se odvalují po vačkovitém zakončení výstupního hřídele. Z druhé strany na elementy doléhají prstencové písty



axiálního pístového čerpadla. Při stejných úhlových rychlostech vstupního a výstupního hřídele se nepřenáší žádný točivý moment. Pokud dojde k rozdílu otáček mezi přední a zadní nápravou, začnou se válečky odvalovat po vačce výstupního hřídele a tím začnou pohánět prstencové písty. V systému se generuje tlak, který je přenesen na druhý pracovní píst působící na lamely spojky. Vnější a vnitřní lamely na sebe dosednou a vznikne vazba pro přenos točivého momentu na zadní nápravu. Cílem je zmenšit rozdíl otáček mezi oběma hřídeli. Pro rychlou odezvu systému je třeba zajistit stálý kontakt pístů s valivými elementy. K tomu slouží elektrické čerpadlo, které udržuje stálý malý tlak a přitlačuje pístky k valivým elementům. Systém je schopný reagovat při protočení hnací přední nápravy o  $15^\circ$ , zadní náprava se připojuje se zpožděním 100 ms [1; 9].

Velikost přitlačné síly na lamely a tím velikost přeneseného momentu na zadní nápravu ovlivňuje tlakový regulační ventil, který je ovládán krokovým motorem připojeným na elektronickou řídicí jednotku. V **druhé** generaci spojky Haldex je tlakový regulační ventil nahrazen proporcionálním solenoidem ovládaným ventilem. Bylo přidáno nové čidlo tlaku užitá pro nové zpětnovazební řízení momentu přenášeného k zadní nápravě. Tato úprava vedla k rychlejším reakcím. Ve **třetí** generaci se šlo ještě dále. Díky integraci zpětného ventilu k čerpadlu zajišťující stálý tlak v soustavě, bylo možné zajistit v podstatě částečný stálý hnací moment k zadní nápravě [1; 9; 10].

Konstrukce v pořadí **čtvrté** spojky Haldex je odlišná od předchozích generací. Princip přenosu hnací síly přes soustavu lamel je shodný, ale chybí zde vačkový kotouč a axiální prstencové pístky. Novinkou je, že vytváření plného tlaku oleje zajišťuje jen elektrické čerpadlo. Systém se tak zjednodušil. Elektrické olejové čerpadlo se aktivuje, jakmile otáčky motoru překročí  $400 \text{ min}^{-1}$  a začne dodávat olej do tlakového zásobníku. Pokud je potřeba připojit zadní nápravu, elektronická řídicí jednotka dá pokyn a elektromagneticky ovládaný řídicí ventil se otevře. Tlakový olej ze zásobníku je přiveden k pracovnímu pístu, který působí na lamely spojky. Aktivace spojky již není prováděna na základě rozdílných otáček, a tak prokluz kol přední nápravy není podmínkou sepnutí mezinápravové spojky [1; 8; 9].



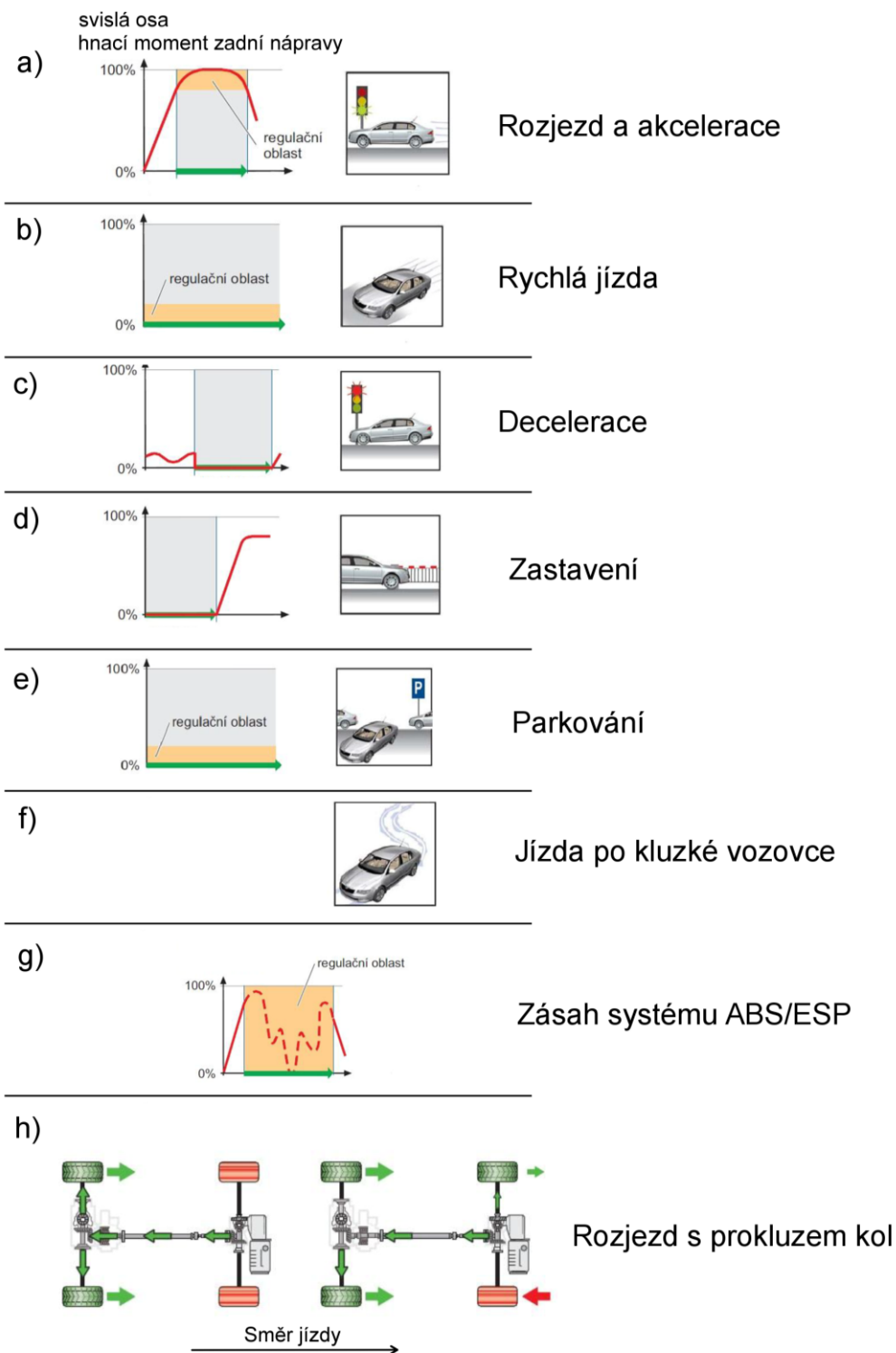
Obr. 5.3 – Schéma spojky Haldex čtvrté generace [8]

Poslední **pátá** generace spojky Haldex byla představena v roce 2012. Výhradním dodavatelem se stala firma BorgWarner. Oproti předchozí generaci je spojka kompaktnější a až o 28 % lehčí. Hlavní změnou je použití nového axiálního čerpadla poháněného elektromotorem, které nahradilo původní elektrické čerpadlo s tlakovým zásobníkem a řídicí ventil. Díky tomu používá menší objem oleje [11].

### 5.1 Výhody spojky Haldex

- aktivace spojky v závislosti na jízdním stylu
- kompatibilita s elektronickými systémy regulace prokluzu (ABS, ESP)
- nižší spotřeba paliva oproti konstrukci s třemi diferenciály
- žádné problémy s funkčností v případě užití kol s různým průměrem (jízda s dojezdovou rezervou)
- maximálně přenesitelný moment spojky Haldex 3600 N.m (5. generace)

## 5.2 Jízdní situace a regulace spojky



Obr. 5.4 – Regulace spojky Haldex při jízdních situacích [8]

**a) Rozjezd a akcelerace**

Při rozjezdu a akceleraci je zapotřebí velký hnací moment na zadní nápravě. Elektromagnetický ventil regulace stupně otevření spojky zcela otevře tlakovou větev a pracovní tlak může dosáhnout maxima.

**b) Rychlá jízda**

Zadní náprava potřebuje jen minimální hnací moment. Pracovní tlak je regulován dle potřeby v regulační oblasti.

**c) Decelerace**

Při deceleraci není nutné na zadní nápravu přenášet žádný hnací moment. Spojka je rozpojena.

**d) Zastavení**

Při deceleraci je spojka rozpojena. U stojícího vozidla je pro předběžnou aktivaci řídicí jednotky spojky Haldex využíván signál polohy pedálu akcelerace. Během rozjezdu dojde opět k vytvoření pracovního tlaku a na zadní nápravě je k dispozici plný hnací moment.

**e) Parkování**

Na zadní nápravu je přenášen pouze malý hnací moment, spojka je ovládána v regulační oblasti podle potřeby.

**f) Jízda po kluzké vozovce**

Pracovní tlak je regulován dle potřeby. K regulaci pracovního tlaku jsou využívány signály od řídicí jednotky ABS/ESP, která pomocí snímačů otáček kol rozeznává prokluz a podává informace o potřebné trakční síle.

**g) Zásah systému ABS/ESP**

Při zásahu systému ABS/ESP je stupeň rozpojení spojky řízen nepřímo řídicí jednotkou ABS/ESP. Spojka Haldex tak může být např. při zásahu systému ABS rozpojena, zatímco při jiném zásahu systému ESP sepnuta.

**h) Rozjezd s prokluzem kol**

Při prokluzu obou kol přední nápravy je spojka Haldex sepnuta a na zadní nápravu je přenášen nejvyšší možný hnací moment. Prokluzuje-li pouze jedno kolo přední nápravy, zasáhne elektronická uzávěrka diferenciálu (EDS), čímž se protáčející kolo přibrzdí a zvýší se hnací síla druhého kola. Současně se sepne spojka Haldex a velká část hnacího momentu se přenáší na zadní nápravu.

## 6. NÁVRH ZADNÍ ROZVODOVKY

Následuje část vlastního vypracování návrhu zadní rozvodovky.

### 6.1 Zvolený představitel pohonu všech kol

Zvolil jsem si osobní silniční automobil **Škoda Octavia 4x4 III. generace**. Tento vůz nižší střední třídy patří mezi nejprodávanější automobily s pohonem všech kol na českém trhu. Podle statistiky registrací nových vozidel s pohonem 4x4 Svazu dovozců automobilů v roce 2015, kdy započala tato práce, byl tento model nejvíce registrovaným (3308 kusů, 9,28 % z celkového podílu).

Vybraný automobil je vybaven dvoulitrovým přeplňovaným vznětovým motorem o výkonu 110 kW a manuální šestistupňovou převodovkou MQ 350 – 02Q. Ve verzi s pohonem všech kol je vybavena samočinnou lamelovou mezinápravovou spojkou Haldex páté generace. V následující tabulce je výčet některých parametrů z katalogu výrobce, které dále používám k výpočtu.

Tab. 6.1 – Parametry vozidla z katalogu

<b>Motor 2.0 TDI 110 kW</b>			
maximální výkon motoru	$P_{\max}^{\text{mot}}$	110	[kW]
otáčky motoru při maximálním výkonu	$n_{P_{\max}}^{\text{mot}}$	4000	[min <sup>-1</sup> ]
maximální točivý moment motoru	$M_{\max}^{\text{mot}}$	340	[N.m]
otáčky motoru při maximálním momentu	$n_{M_{\max}}^{\text{mot}}$	3000	[min <sup>-1</sup> ]
maximální otáčky motoru	$n_{\max}^{\text{mot}}$	4500	[min <sup>-1</sup> ]
<b>Převodovka MQ 350 – 02Q</b>			
<i>Převodové poměry</i>			
1. rychlostní stupeň	$i_1$	3,769	[-]
2. rychlostní stupeň	$i_2$	1,958	[-]
3. rychlostní stupeň	$i_3$	1,257	[-]
4. rychlostní stupeň	$i_4$	0,870	[-]
5. rychlostní stupeň	$i_5$	0,857	[-]
6. rychlostní stupeň	$i_6$	0,717	[-]
R (zpátečka)	$i_R$	4,549	[-]
stálý převod 1 (1. - 4. rychlostní stupeň)	$i_{s1}$	3,875	[-]
stálý převod 2 (5. - 6. rychlostní stupeň)	$i_{s2}$	3,100	[-]
<i>Celkové převodové poměry</i>			
1. rychlostní stupeň (celkový poměr)	$i_{c1}$	14,605	[-]
2. rychlostní stupeň (celkový poměr)	$i_{c2}$	7,587	[-]
3. rychlostní stupeň (celkový poměr)	$i_{c3}$	4,871	[-]
4. rychlostní stupeň (celkový poměr)	$i_{c4}$	3,371	[-]
5. rychlostní stupeň (celkový poměr)	$i_{c5}$	2,657	[-]
6. rychlostní stupeň (celkový poměr)	$i_{c6}$	2,223	[-]
R celkový (celkový poměr)	$i_{cR}$	14,102	[-]

Parametry vozidla			
<i>Hmotnosti</i>			
pohotovostní hmotnost (započítán řidič 75 kg)	$m_p$	1436	[kg]
celková hmotnost vozidla	$m_c$	1946	[kg]
maximální hmotnost přípojného vozidla brzděného	$m_{pripojne}$	2000	[kg]
maximální svislé zatížení tažného zařízení	$m_s$	80	[kg]
<i>Ostatní</i>			
rozvor vozidla	$l_c$	2,68	[m]
výška vozidla	$h_v$	1,46	[m]
součinitel aerodynamického odporu	$C_x$	0,305	[-]
dynamický poloměr kola (rozměry pneu 205/55 R16)	$r_d$	0,307	[m]

Některé zbývají hodnoty pro výpočet musely být odhadnuty, vypočítány nebo zvoleny. Výška těžiště  $h_t$  byla dopočítána podle obecného vztahu z [12].

$$h_t = 0,39 \cdot h_v = 0,39 \cdot 1,46 = 0,57 \text{ m} \quad (6.1)$$

Polohu těžiště při celkovém zatížení vozidla odhaduji v polovině rozvoru. Vyjádřeno pomocí poměrné části rozvoru  $l_p/l_c = 0,5$ ; se poloha od přední nápravy  $l_p$  bude rovnat

$$l_p = \frac{l_p}{l_c} \cdot l_c = 0,5 \cdot 2,68 = 1,34 \text{ m}. \quad (6.2)$$

Čelní plocha automobilu  $S_x$  byla vypočítána z okótovaného obrysu vozidla pomocí vepsaných geometrických obrazců. Všechny odhadnuté parametry jsou v Tab. 6.2.

Tab. 6.2 – Odhadnuté nebo jinak vypočítané parametry

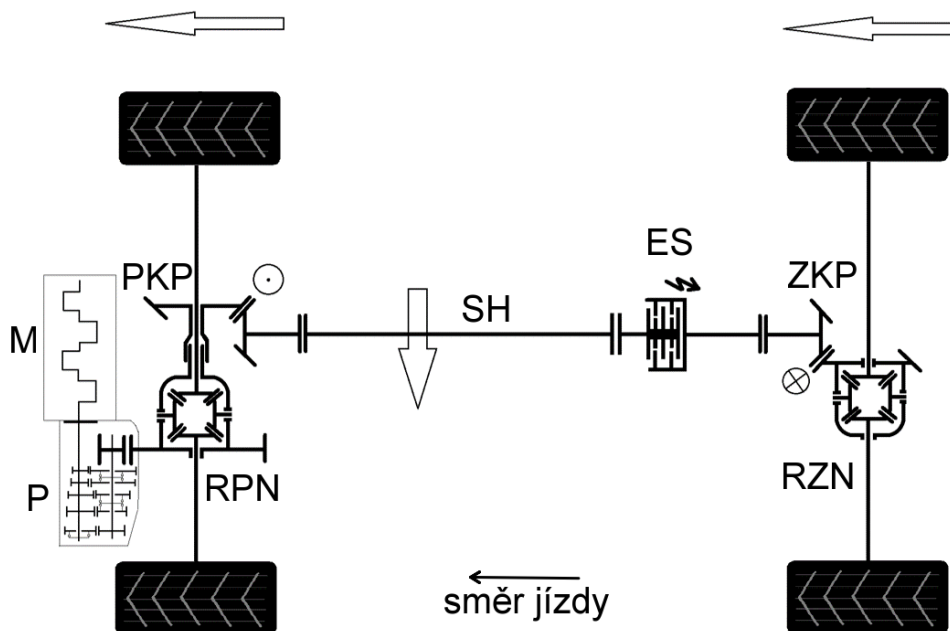
výška těžiště	$h_t$	0,57	[m]
poloha těžiště od přední nápravy	$l_p$	1,34	[m]
délka ramena působíště svislého zatížení tažného zařízení od osy zadní nápravy	$l_{taž}$	1	[m]
součinitel aerodynamického odporu jízdní soupravy	$C_{x \text{ souprava}}$	0,5	[-]
čelní plocha jízdní soupravy	$S_{x \text{ souprava}}$	3,3	[m <sup>2</sup> ]
čelní plocha automobilu	$S_x$	2,2	[m <sup>2</sup> ]

Dále byly zvoleny další konstanty potřebné k výpočtu. Součinitel adheze zvolen pro suchý asfalt a vzhledem k pevnostnímu výpočtu vybrána vyšší hodnota na straně bezpečnosti.

Tab. 6.3 – Zvolené konstanty

účinnost čelního soukolí [13]	$\eta_{\check{c}}$	0,98	[-]
účinnost kuželového soukolí [13]	$\eta_k$	0,97	[-]
součinitel odporu valení [13]	$f$	0,015	[-]
gravitační zrychlení	$g$	9,81	[m/s <sup>2</sup> ]
hustota vzduchu	$\rho$	1,2	[kg/m <sup>3</sup> ]
součinitel adheze [13]	$\mu$	0,98	[-]

## 6.2 Koncepte pohonu představitel



Obr. 6.1 – Schéma hnacího řetězce vybraného představitel

*RPN – rozvodovka přední nápravy, RZN – rozvodovka zadní nápravy,  
 PKP – přední kuželový převod, ZKP – zadní kuželový převod  
 ES – samočinná elektronicky ovládaná lamelová spojka Haldex,  
 SH – spojovací hřídel, P – převodovka, M – motor*

Koncepce tohoto pohonu všech kol se řadí mezi samočinně řaditelné systémy zmíněné v kapitole 4.2.2. Motor a převodovka je uložena vpředu napříč. Převodovka je koncipována jako tříhřídelová se dvěma výstupními hřídeli opatřenými pastorky, které zabírají s věncem čelního kola stálého převodu pevně spojeného s klecí předního kuželového diferenciálu. Vývod k pohonu zadní nápravy je řešen kuželovým stálým převodem. Talířové kolo je přes objímku s drážkováním připojeno na klec předního diferenciálu. Kuželové soukolí má převod do rychla v poměru  $\frac{1}{1,6}$  (tzn. otáčky spojovacího hřídele jsou 1,6x vyšší než otáčky hřídele na vstupu od klece diferenciálu). Před vstupem do zadní rozvodovky se nachází mezinápravová elektronicky ovládaná lamelová spojka Haldex, o které je psáno v kapitole 5. V rozvodovce zadní nápravy je zadní kuželový převod do pomala a otáčky se snižují s převráceným převodovým poměrem (součin předního a zadního převodu je roven 1). Pastorek kuželového soukolí zapadá do talířového kola, které je připevněno na zadním kuželovém diferenciálu [1; 14].

### 6.3 F-v diagram

Pro vozidlo jsem sestavil dva F-v diagramy pro různé stoupání (podrobný výpočet v excelu DP\_vypocty.xlsx). První diagram odpovídá jízdě samotného vozu a druhý odpovídá jízdě vozidla s brzděným přípojným vozidlem o maximální hmotnosti (jízdni souprava). Obě varianty jsou počítány s celkovou hmotností vozidla. Předpokladem je jízda konstantní rychlostí (odpor ze zrychlení je roven nule), rychlost větru je rovná nule a odpor valení se nemění se stoupáním.

Základní výpočetní vztahy [15]:

$$\text{odpor stoupání} \quad O_{\alpha} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (6.3)$$

$$\text{odpor valení} \quad O_f = m \cdot g \cdot f \quad (6.4)$$

$$\text{aerodynamický odpor} \quad O_{vzd} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S_x \cdot \left(\frac{v}{3,6}\right)^2 \quad (6.5)$$

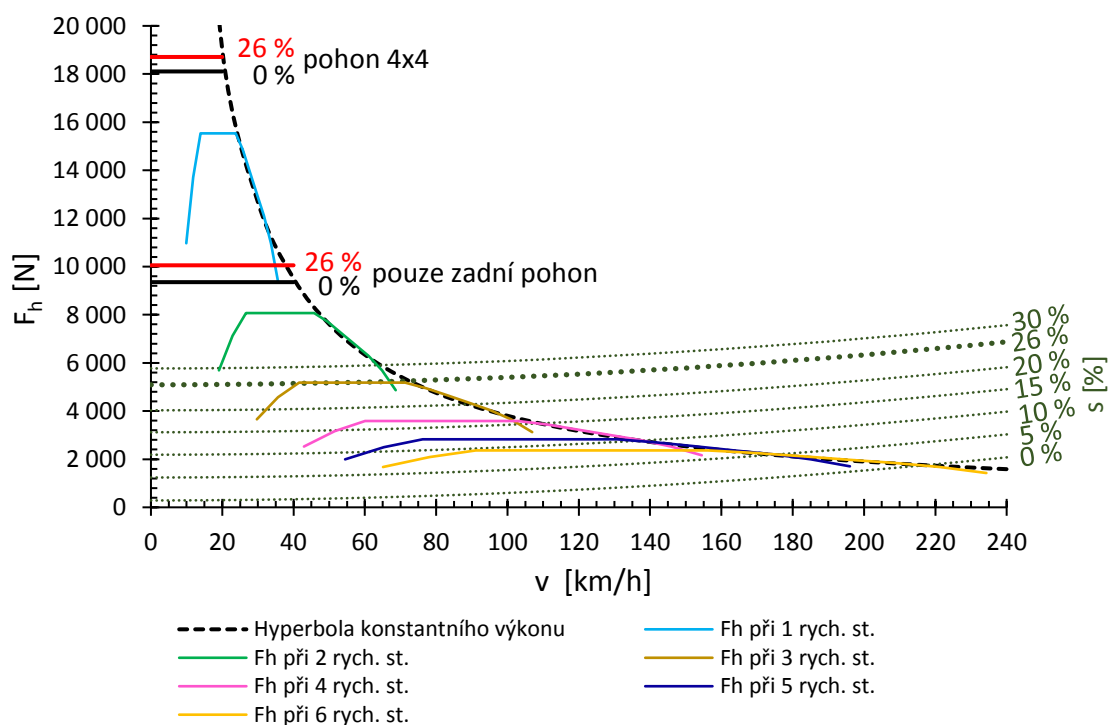
$$\text{celkový odpor} \quad O_c = O_s + O_f + O_{vzd} \quad (6.6)$$

$$\text{rychlost při } i\text{-tém} \quad v_i = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_d \cdot n^{mot}/60}{i_{ci}} \cdot 3,6 \quad (6.7)$$

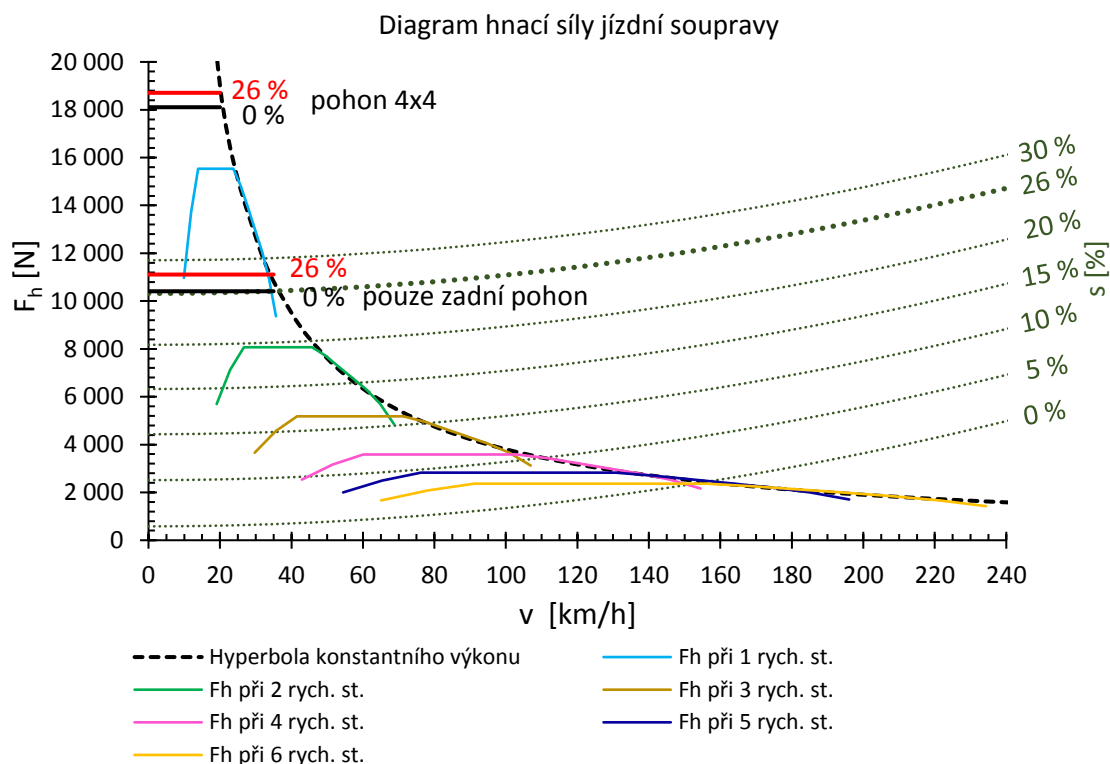
$$\text{hnací síla při } i\text{-tém} \quad F_{hi} = \frac{M^{mot} \cdot i_{ci} \cdot \eta_c}{r_d} \quad (6.8)$$

$$\text{celková účinnost v převodu} \quad \eta_c = \eta_{\xi} \cdot \eta_{\zeta} = 0,98 \cdot 0,98 = 0,96$$

Diagram hnací síly samotného vozidla





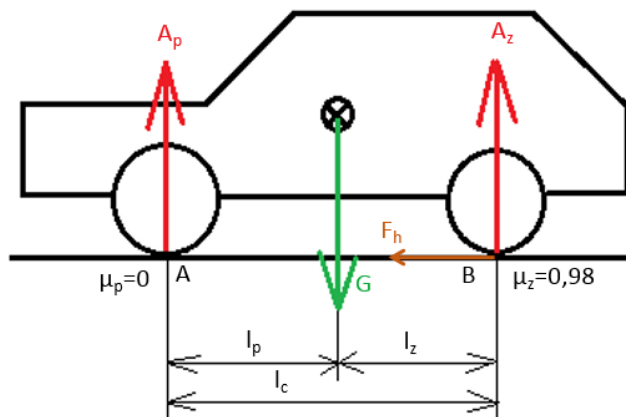


V diagramech je zaznačeno adhezní omezení (krátké horizontální čáry). Jelikož se adhezní síla mění se stoupáním, vyznačil jsem červenou barvou adhezní omezení pro stoupání 26 % a černou adhezní omezení pro rovinu (0 % stoupání). Dále rozlišuji momentální jízdní situaci pohon všech kol a pohon jen zadní nápravy (např. při prokluzu přední nápravy).

## 6.4 Definice zátěžných stavů

Pro návrh a pevnostní kontrolu stěžejních prvků zadní rozvodovky (ozubení, ložisek atd.) byly stanoveny maximální namáhání. Zátěžné stavy jsou cílené na zadní nápravu.

### 6.4.1 Prokluz na rovině



Obr. 6.2 – Prokluz na rovině

Automobil o celkové hmotnosti se rozjíždí na první převodový stupeň, kdy je největší celkový převodový poměr. Motor generuje maximální točivý moment, který přenáší pouze zadní náprava, protože přední náprava prokluzuje. Mezinápravová spojka přenáší 100 % točivého výkonu na zadní nápravu.

**Výpočet:**

$$A_z = A_p = \frac{m_c \cdot g \cdot l_p}{l} = \frac{1946 \cdot 9,81 \cdot 1,34}{2,68} = 9545 \text{ N} \quad (6.9)$$

$$F_{adh} = A_z \cdot \mu_z = 9545 \cdot 0,98 = 9354 \text{ N} \quad (6.10)$$

$$F_h = \frac{M_{max}^{mot} \cdot i_{c1} \cdot \eta_c}{r_d} = \frac{340 \cdot 14,605 \cdot 0,9}{0,307} = 14616 \text{ N} \quad (6.11)$$

celková účinnost v převodu  $\eta_c = \eta_{\xi} \cdot \eta_{\epsilon} \cdot \eta_k \cdot \eta_k = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,9$

Musí platit podmínka:

$$F_{adh} \geq F_h \quad (6.12)$$

$$9354 \text{ N} \not\geq 14616 \text{ N}$$

$$F_{h \text{ roviná}}^{náp z} = F_{adh} = 9354 \text{ N} \quad (6.13)$$

Přenesitelná síla na kolech zadní nápravy je  $F_{h\text{ rovina}}^{\text{náp z}} = 9354\text{ N}$

Přenesitelný moment na kolech zadní nápravy je

$$M_{h\text{ rovina}}^{\text{náp z}} = \frac{F_{h\text{ rovina}}^{\text{náp z}}}{r_d} = \frac{9354}{0,307} = 2872\text{ N.m} \quad (6.14)$$

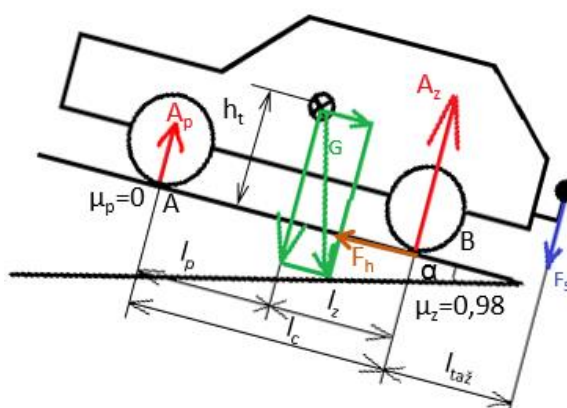
Přepočteno na pastorek zadní rozvodovky

$$M_{pas\text{ rovina}}^{\text{roz z}} = \frac{M_{h\text{ rovina}}^{\text{náp z}}}{i^{\text{roz z}} \cdot \eta_k} = \frac{2872}{\frac{27}{16} \cdot 0,97} = 1754\text{ N.m} \quad (6.15)$$

pozn.:  $i^{\text{roz z}}$  je převod zadního stálého kuželového převodu definovaného až v kapitole 6.6

Podle výpočtu i podle diagramu hnací síly je patrné, že vozidlo je schopné dosáhnout takového hnacího momentu na kolech, že dojde i k prokluzu zadní nápravy. Tento hnací moment je omezen adhezí, pro kterou jsem určil největší možnou přenesitelnou sílu na kolech.

#### 6.4.2 Prokluz ve stoupání s přípojným vozidlem



Obr. 6.3 – Prokluz ve stoupání

Automobil o celkové hmotnosti s přípojným brzděným vozidlem o maximální hmotnosti se rozjíždí do stoupání 26 % na první převodový stupeň, kdy je největší celkový převodový poměr. Motor generuje maximální točivý moment, který přenáší pouze zadní náprava, protože přední náprava prokluzuje. Mezinápravová spojka přenáší 100 % točivého výkonu na zadní nápravu. Zadní náprava je přitížena o svislé zatížení  $F_s$  od přípojného vozidla. Běžné stoupání na silnicích bývá okolo 13 %, ale pro účely výpočtu jsem našel největší možné stoupání 26 % ve Francii na místě zvané Turracher Höhe [4].

$$\alpha = \arctan\left(\frac{s}{100}\right) = \arctan\left(\frac{26}{100}\right) = 14,6^\circ \quad (6.16)$$

$$F_S = m_{pripojne} \cdot g = 80 \cdot 9,81 = 784,8 \text{ N} \quad (6.17)$$

$$A_z = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot l_p + m_c \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot h_t + F_S \cdot (l_c + l_{taž})}{l_c} =$$

$$= \frac{1946 \cdot 9,81 \cdot \cos(14,8) \cdot 1,34 + 1946 \cdot 9,81 \cdot \sin(14,8) \cdot 0,57 + 784,8 \cdot (2,680 + 1)}{2,68} = 11336 \text{ N} \quad (6.18)$$

$$F_{adh} = A_z \cdot \mu_z = 11336 \cdot 0,98 = 11110 \text{ N} \quad (6.19)$$

$$F_h = \frac{M_{max}^{mot} \cdot i_{c1} \cdot \eta_c}{r_d} = \frac{340 \cdot 14,605 \cdot 0,9}{0,307} = 14616 \text{ N} \quad (6.20)$$

celková účinnost v převodu  $\eta_c = \eta_{\check{c}} \cdot \eta_{\check{c}} \cdot \eta_k \cdot \eta_k = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,9$

Musí platit podmínka:

$$F_{adh} \geq F_h \quad (6.21)$$

$$11110 \text{ N} \not\geq 14616 \text{ N}$$

$$F_{h \text{ stoupání}}^{náp z} = F_{adh} = 11110 \text{ N} \quad (6.22)$$

Přenesitelná síla na kolech zadní nápravy je  $F_{h \text{ stoupání}}^{náp z} = 11110 \text{ N}$

Přenesitelný moment na kolech zadní nápravy je

$$M_{h \text{ stoupání}}^{náp z} = \frac{F_{h \text{ stoupání}}^{náp z}}{r_d} = \frac{11110}{0,307} = 3411 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.23)$$

Přepočteno na pastorek zadní rozvodovky

$$M_{pas \text{ stoupání}}^{roz z} = \frac{M_{h \text{ stoupání}}^{náp z}}{i_{roz z} \cdot \eta_k} = \frac{3411}{\frac{27}{16} \cdot 0,97} = 2084 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.24)$$

Podle výpočtu i podle diagramu hnací síly jízdní soupravy je patrné, že vozidlo je schopné dosáhnout takového hnacího momentu na kolech, že dojde i k prokluzu zadní nápravy. Zároveň je dostatek hnací síly k překonání celkového odporu. Hnací moment je omezen adhezí, pro kterou jsem určil největší možnou přenesitelnou sílu na kolech.

### 6.4.3 Spektrum zatížení pro únavový výpočet

Spektrum zatížení bylo potřeba k výpočtu životnosti ozubení a ložisek. Ke stanovení spektra zatížení jsem využil program SPEKT.exe, který dokáže podle zadaných parametrů vozidla a zvolené tratě stanovit momentové a dráhové využití při jednotlivých řazených rychlostních stupních. Zároveň umí pracovat s koeficienty Wöhlerovy křivky a spočítat momentové využití pro jednotlivé namáhání v ozubení (dotyk, ohyb) a pro ložiska. Vybral jsem koeficienty dle Tab. 6.4 z řádku pro cementační ocel pro dotyk 6,610 a pro ohyb 8,738. Pro ložiska s čárovým stykem koeficient odpovídá hodnotě 3,333 [16].

Tab. 6.4 – Wöhlerovy koeficienty pro dotyk a ohyb dle normy ISO 6336 [20]

Heat treatment	Pitting		Tooth root	
	$p^a$	$N_{L\text{ref}}$	$p$	$N_{L\text{ref}}$
Case carburized	6,610	$5 \times 10^7$	8,738	$3 \times 10^6$
Through hardened	6,610	$5 \times 10^7$	6,225	$3 \times 10^6$
Nitrided	5,709	$2 \times 10^6$	17,035	$3 \times 10^6$
Nitro-carburized	15,715	$2 \times 10^6$	84,003	$3 \times 10^6$

<sup>a</sup> Values  $p$  for pitting are given for torque; to convert for stress, these values are to be doubled.

### Vstupní hodnoty pro program SPEKT.exe

Prvním úskalím programu bylo, že nepodporuje dva stálé převody, která má převodovka MQ 350 – 02Q. Převody se musely přepočítat na jeden stálý převod, aby celkové převody zůstaly stejné. V podstatě se jednalo o přepočítání 5. a 6. rychlostního stupně.

Tab. 6.5 – Nové převodové poměry pro vstup do programu SPEKT.exe

1. rychlostní stupeň	$i_1$	3,769	[-]
2. rychlostní stupeň	$i_2$	1,958	[-]
3. rychlostní stupeň	$i_3$	1,257	[-]
4. rychlostní stupeň	$i_4$	0,870	[-]
5. rychlostní stupeň	$i_5$	0,686	[-]
6. rychlostní stupeň	$i_6$	0,574	[-]
R (zpátečka)	$i_R$	4,549	[-]
stálý převod	$i_s$	3,875	[-]

$$i_5 = \frac{i_{c5}}{i_s} = \frac{2,657}{3,875} = 0,686 \quad (6.25)$$

$$i_6 = \frac{i_{c6}}{i_s} = \frac{2,223}{3,875} = 0,574 \quad (6.26)$$

Dále bylo potřeba spočítat prokluzový moment spojky.

$$M_s = M_{max}^{mot} \cdot 1,3 \doteq 450 \text{ N.m} \quad (6.27)$$

Poté se muselo rozhodnout o provozních podmínkách respektive o trati, podle které program počítá momentové a dráhové využití. Je možné vybírat mezi S1 – dálnicí, S2 – kopcovitou silnicí, S3 – místní komunikací, S4 – městem. Pan Ing. Josef Morkus mě upozorňoval, že tyto názvy jsou pouze symbolické a nemusí odpovídat realitě. Vyzkoušel jsem si všechny možné možnosti a nejlépe vycházely tratě S3 – místní komunikace a S4 – město. Největší rozdíly byly v dráhovém využití jednotlivých řazených rychlostních stupňů. Ladil jsem spektrum tak, abych se co nejvíce přiblížil realitě.

```

PROVOZNI PODMINKY: S = 3      Místní komunikace

VOZIDLO : SKODA_OCTAVIA_3_4X4
-----
POHOTOVOSTNI HMOTNOST VOZIDLA      GP= 1436.00 [KG]
NOSNOST VOZIDLA (SOUPRAVY)          GN= 510.00 [KG]

MOTOR: 2_0_TDI_100_kw
-----
DRUH MOTORU: vznetovy
MAX. MOMENT MOTORU                  MM= 340.00 [NM] / 3000.00 [1/MIN]
MAX. VYKON MOTORU                   LW= 110.00 [Kw] / 4000.00 [1/MIN]

SPOJKA
-----
PROKLUZOVY MOMENT SPOJKY            MS= 450.00 [NM]

PREVODOVKA: 02Q_PFM
-----
CELKOVY POCET PREVODOVYCH STUPNU VPRED:  NP= 1* 6
CELKOVY POCET PREVODOVYCH STUPNU VZAD:   NZ= 1* 1  ZPAT=0.00

PULICI REDUKCE      UIS1= 1.000    UIS2= 0.000    UIS3= 0.000

ZAKLADNI PREVODOVKA
  I :      6      5      4      3      2      1      -1
UIG(I):  0.574  0.686  0.870  1.257  1.958  3.769  3.639

PRIDAVNA PREVODOVKA
-----
UID(1)= 1.000    LAMD(1)= 0.000
UID(2)= 0.000    LAMD(2)= 0.000

MEZINAPRAVOVY DIFERENCIAL      DMD=1.000

NAPRAVA
-----
PREVODOVY POMER V ROZVODOVCE    UIK= 3.875
NAPRAVOVY DIFERENCIAL          DND= 1.000

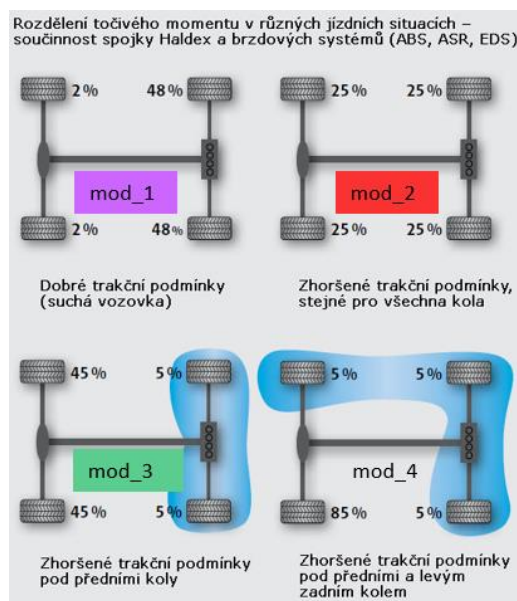
KOLO:  REDUKCE V KOLECH          UIR= 1.000
        DYNAMICKY POLOMER PNEU   RD = 0.307 [M]
        ZATIZENI HNACICH KOL     GK = 973.[KG]
        ADHEZE                    FI = 0.980

```

Obr. 6.4 – Ukázka vstupních hodnot v textovém editoru

Dalším úskalím byla skutečnost, jak do spektra zakomponovat činnost připojování zadní nápravy, protože zadní náprava není připojena po celou dobu. Avšak pravdou je, že i když je spojka Haldex rozpojená, přichází na zadní nápravu asi 4 % z točivého momentu motoru [17]. Podle Obr. 6.5 definuji 4 módy jízdy. Kde `mod_1` představuje pohon přední

nápravy a **mod\_2** pohon všech kol. Zbylé módy nastanou v krajních případech. Provedl jsem tak dva výpočty pomocí programu SPEKT.exe pro **mod\_1** s tratí S3 a pro **mod\_2**



Obr. 6.5 – Rozdělení točivého momentu v různých jízdních situacích [17]

s tratí S4 (výsledky jsou v Tab. 6.6).

Výsledkem byly dvě hlavní hladiny točivého momentu nízká (pohon přední nápravy – **mod\_1**) a vysoká (pohon všech kol – **mod\_2**). Využití dráhového proběhu hlavních hladin jsem stanovil tak, že 60 % z celkové ujeté dráhy vozidlo pojede v **mod\_1** a 40 % pojede v **mod\_2**. Požadovaná životnost je  $L_{pož} = 250\,000$  km, proto v **mod\_1** počítám se 150 000 km a v **mod\_2** 100 000 km. Více napoví následující sled tabulek.

Tab. 6.7 - Rozdělení hlavních hladin z hlediska dráhového proběhu

hlavní hladina	využití dráhového proběhu [%]	poměrné využití dráhového proběhu [%]	absolutní využití dráhového proběhu [km]
nízká (mod_1)	60	0,6	150 000
vysoká (mod_2)	40	0,4	100 000

Tab. 6.6 – Spektrum zatížení (data z programu SPEKT.exe)

Hlavní hladina	Převodový stupeň	Poměrné momentové využití motoru $M^{mot}$ (pro ložiska, dotyk, ohyb) vztážené k $M^{mot}_{max} = 340$ N.m na vstupu do převodovky				Poměrné využití	
		1	pro ložiska 3,333	pro dotyk 6,61	pro ohyb 8,738	Dráhové $\lambda$ [-]	Celkem $\lambda$ [-]
"nízká" S3-místní komunikace 60% dráhového proběhu	1	0,354	0,467	0,541	0,578	0,001	0,6
	2	0,363	0,482	0,568	0,613	0,006	
	3	0,414	0,548	0,644	0,688	0,019	
	4	0,497	0,627	0,708	0,743	0,031	
	5	0,580	0,698	0,767	0,797	0,041	
	6	0,650	0,754	0,813	0,839	0,051	
"vysoká" S4-město 40% dráhového proběhu	1	0,354	0,468	0,543	0,582	0,039	0,4
	2	0,364	0,485	0,573	0,619	0,054	
	3	0,416	0,551	0,648	0,693	0,087	
	4	0,498	0,629	0,710	0,745	0,082	
	5	0,581	0,699	0,769	0,799	0,069	
	6	0,651	0,756	0,816	0,841	0,070	
					1	1	

$$\text{vyjádřeno absolutně } M_{1 \text{ nízká}}^{\text{mot}} = 0,354 \cdot 340 = 120 \text{ N.m} \quad (6.28)$$

Tab. 6.8 – Spektrum zatížení (vyjádřeno v absolutních hodnotách)

Hlavní hladina	Převodový stupeň	Momentové využití motoru $M^{\text{mot}}$ [N.m] (pro ložiska, dotyk, ohyb) na vstupu do převodovky				Dráhový proběh $s_1$ [km]	Celkem [km]
		1	pro ložiska 3,333	pro dotyk 6,61	pro ohyb 8,738		
"nízká" S3-místní komunikace 60% dráhového proběhu	1	120	159	184	197	300	150000
	2	123	164	193	208	1500	
	3	141	186	219	234	4800	
	4	169	213	241	253	7800	
	5	197	237	261	271	10350	
	6	221	256	276	285	125250	
"vysoká" S4-město 40% dráhového proběhu	1	120	159	185	198	9700	100000
	2	124	165	195	210	13400	
	3	141	187	220	236	21700	
	4	169	214	241	253	20600	
	5	198	238	261	272	17200	
	6	221	257	277	286	17400	
					250000	250000	

Započítání procentuálního využití momentu zadní nápravou (mod\_1 a mod\_2)

$$M_{1 \text{ nízká}}^{\text{mot}} \cdot n_{\text{áp z}}^{\text{z}} = 4\% \cdot 120 = 5 \text{ N.m} \quad (6.29)$$

$$M_{1 \text{ vysoká}}^{\text{mot}} \cdot n_{\text{áp z}}^{\text{z}} = 50\% \cdot 120 = 60 \text{ N.m} \quad (6.30)$$

Tab. 6.9 – Upravené spektrum zatížení na vstupu do převodovky (započítané procentuální využití momentu zadní nápravou)

Hlavní hladina	Převodový stupeň	Skutečné momentové využití motoru zadní nápravou $M^{\text{mot-náp z}}$ [N.m]				Dráhový proběh $s_1$ [km]	Otáčky motoru $n^{\text{mot}}$ [min <sup>-1</sup> ]
		1	pro ložiska 3,333	pro dotyk 6,61	pro ohyb 8,738		
nízká mod_1 ZN: 4% S3-místní komunikace 60% dráhového proběhu 4x2	1	5	6	7	8	300	3 000
	2	5	7	8	8	1500	3 000
	3	6	7	9	9	4800	3 000
	4	7	9	10	10	7800	3 000
	5	8	9	10	11	10350	3 000
	6	9	10	11	11	125250	3 000
vysoká mod_2 ZN: 50% S4-město 40% dráhového proběhu 4x4	1	60	80	92	99	9700	3 000
	2	62	82	97	105	13400	3 000
	3	71	94	110	118	21700	3 000
	4	85	107	121	127	20600	3 000
	5	99	119	131	136	17200	3 000
	6	111	129	139	143	17400	3 000
					250000		

Přepočítání hladin momentů na pastorek zadní rozvodovky

$$M_{1 \text{ nízká pas}}^{\text{roz z}} = 5 \cdot i^{\text{roz p}} \cdot i_{c1} \cdot \eta_{\check{c}} \cdot \eta_{\check{c}} \cdot \eta_k = 5 \cdot \frac{16}{27} \cdot 14,605 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 39 \text{ N.m} \quad (6.31)$$

$$M_{1 \text{ vysoká pas}}^{\text{roz z}} = 60 \cdot i^{\text{roz p}} \cdot i_{c1} \cdot \eta_{\check{c}} \cdot \eta_{\check{c}} \cdot \eta_k = 60 \cdot \frac{16}{27} \cdot 14,605 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 485 \text{ N.m} \quad (6.32)$$

$$\text{otáčky pastorku} \quad n_{1 \text{ pas}}^{\text{roz z}} = \frac{n^{\text{mot}}}{i^{\text{roz p}} \cdot i_{c1}} = \frac{3000}{\frac{16}{27} \cdot 14,605} = 347 \text{ min}^{-1} \quad (6.33)$$

Výpočet počtu cyklů pastorku

$$N_{1 \text{ nízká pas}}^{\text{roz z}} = n_{1 \text{ pas}}^{\text{roz z}} \cdot 60 \cdot t_1 = 347 \cdot 60 \cdot 12,66 = 262 \, 450 \text{ cyklů} \quad (6.34)$$

$$t_1 = \frac{s_{1 \text{ nízká}} [\text{km}]}{v_{1 \text{ nízká}} \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right]} = \frac{\text{dráhový proběh}}{\text{rychlost vozidla}} = \frac{300}{23,7} = 12,66 \text{ h} \quad (6.35)$$

$$v_{1 \text{ nízká}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_d \cdot \frac{n^{\text{mot}}}{60}}{i_{c1}} \cdot 3,6 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{0,307 \cdot \frac{3000}{60}}{14,605} \cdot 3,6 = 23,7 \text{ km/h} \quad (6.36)$$



Tab. 6.10 – Výsledné spektrum zatížení na pastorku zadní rozvodovky

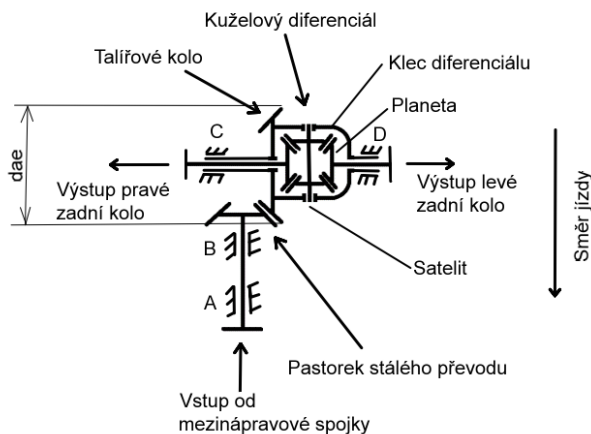
Hlavní hladina	Převodový stupeň	Moment na pastorku $M_{pas}^{roz}$ - pastorku [N.m]				Dráhový proběh s, [km]	Otáčky pastorku $n_{pas}^{roz}$ [min <sup>-1</sup> ]	Počet cyklů pastorku $N_{pas}^{roz}$ [1]
		1	pro ložiska 3,333	pro dotyk 6,61	pro ohyb 8,738			
nízká mod_1 ZN: 4%	1	39	51	59	63	300	347	262 450
	2	21	27	32	35	1500	667	1 312 251
	3	15	20	24	25	4800	1039	4 199 202
	4	13	16	18	19	7800	1502	6 823 703
	5	12	14	15	16	10350	1906	9 054 529
	6	11	13	14	14	125250	2278	109 572 929
vysoká mod_2 ZN: 50%	1	485	641	744	798	9700	347	8 485 888
	2	259	345	408	441	13400	667	11 722 772
	3	190	252	296	317	21700	1039	18 983 893
	4	158	199	225	236	20600	1502	18 021 576
	5	145	174	192	199	17200	1906	15 047 141
	6	136	158	170	175	17400	2278	15 222 108
		88	310	495	584	250000		218 708 442
		Ekvivalentní momenty $M_{ekv}$ [N.m]						

Pro výpočet životnosti ozubení stálého převodu v dotyku a ohybu jsem načtl do programu KiSSsoft všech 12 hladin (ze sloupce pro dotyk a pro ohyb). Pro výpočet životnosti ložisek jsem provedl zjednodušení a spočítal jsem  $M_{ekv}$  – ekvivalentní moment ze všech hladin momentů ve sloupci pro ložiska dle vzorce (6.37).

$$M_{ekv} = \left( \frac{N_{roz z 1 pas} \cdot M_{roz z 1 pas}^{3,333} + N_{roz z 2 pas} \cdot M_{roz z 2 pas}^{3,333} + \dots}{N_{roz z 1 pas} + N_{roz z 2 pas} + \dots} \right)^{\frac{1}{3,333}} \quad (6.37)$$

$$M_{ekv} = \left( \frac{262450 \cdot 51^{3,333} + 1312251 \cdot 27^{3,333} + \dots}{262450 + 1312251 + \dots} \right)^{\frac{1}{3,333}} = 310 \text{ N.m}$$

## 6.5 Volba koncepce zadní rozvodovky



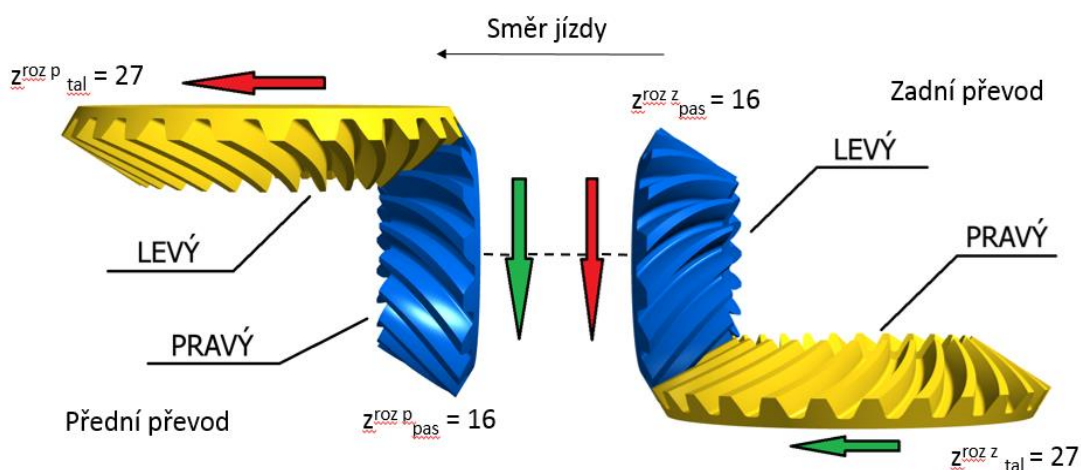
Obr. 6.6 – Schéma zadní rozvodovky

Celé schéma hnacího řetězce je zobrazeno na Obr. 6.1 na str. 20. Ve volbě koncepce zadní rozvodovky vycházím z přední rozvodovky. Cílem je dosáhnout co nejmenších zástavbových rozměrů. Velikost zadní rozvodovky v podstatě udává vnější průměr hlavové kružnice talířového kola  $d_{ae}$ . V mé práci jsem si dal za cíl, aby tato hodnota nepřesáhla 200 mm. Zadní rozvodovka se skládá ze stálého kuželového převodu

a kuželového symetrického diferenciálu, který se z prostorových důvodů nachází na vnější straně talířového kola. Pastorek je uložen letmo a zapadá do talířového kola, které je přišroubováno na klec diferenciálu. Klec diferenciálu je uložena obkročmo. Všechny ložiska jsou kuželíková. Ložiska A a B jsou uloženy do „O“; ložiska C a D jsou uloženy do „X“. S klecí kuželového diferenciálu jsou přes čep spojeny dva satelity, které zapadají do dvou planet. Planety jsou přes evolventní drážkování spojeny s nápravovými výstupními hřídeli. Planety jsou zajištěny pomocí přítlačné desky a šrouby s vnitřním šestihranem. Planety a satelity jsou uloženy v kluzném pouzdru.

## 6.6 Návrh stálého převodu a geometrie soukolí

Přední kuželový převod má převodový poměr do rychla  $\frac{1}{1,6}$  a aby součin obou kuželových převodů dal 1, musí být převodový poměr zadního stálého převodu roven převrácené hodnotě (převod do pomala = 1,6).



Obr. 6.7 – Zvolené převodování a smysly stoupání boční křivky zubů  
pozn.: zelené šipky hnané kola, červené šipky hnací kola

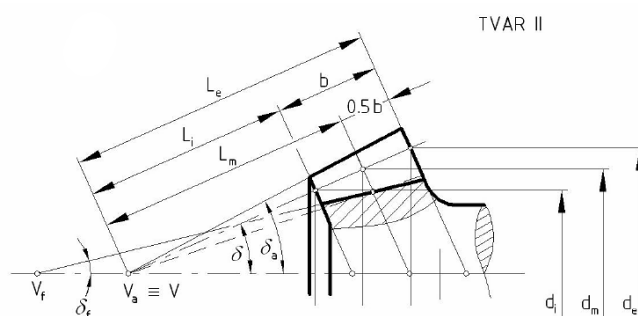
$$i^{roz p} = \frac{z_{pas}^{roz p}}{z_{tal}^{roz p}} = \frac{16}{27} = 0,593 \quad (6.38)$$

$$i^{roz z} = \frac{z_{tal}^{roz z}}{z_{pas}^{roz z}} = \frac{27}{16} = 1,688 \quad (6.39)$$

Na Obr. 6.7 jsou dva páry kuželových kol se zakřivenými zuby. Každá dvojice se už při výrobě páruje, zabíhá a kontrolují se záběrová pole zubů (tzv. zrcátka). Pokud se jedno ozubené kolo z páru poškodí, musí se vyměnit celý pár kol.

Ozubená kola jsou vyráběny pomocí metody Gleason, mají zakřivené zuby a řídicí křivkou je kružnice. Volba smyslu stoupání boční křivky zubů je zásadní pro správný

chod ozubení. Smysl se volí tak, aby axiální síla vytahovala pastorek ven ze záběru. Pro pastorek zadní rozvodovky jsem zvolil levý smysl a pro talířové kolo pravý. Technologicky výhodný pro ozubení s kruhovými zuby je tvar věnce II [18].



Obr. 6.8 – Tvar věnce typu II [18]

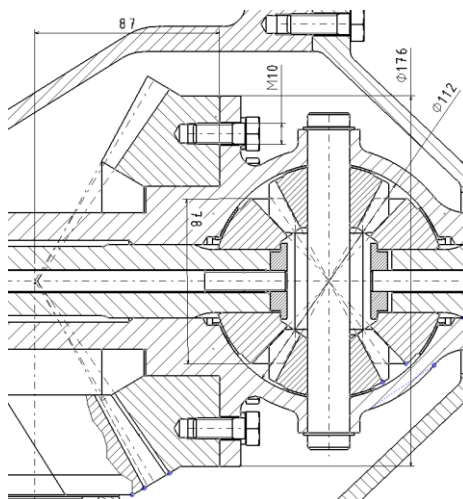
Návrh ozubení stálého převodu byl proveden v programu KISSsoft. Návrhovým kritériem byla vnější hlavová kružnice talířového kola  $d_{ae}$ , která nesměla přesáhnout 200 mm. Postupoval jsem metodou, která se doporučuje v manuálu programu. Nejdříve jsem provedl hrubý návrh (rough sizing) a poté konečné doladění (fine sizing). Základní parametry soukolí jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 6.11 – Parametry soukolí stálého kuželového převodu

		pastorek	kolo
Typ ozubení	-	Kuželové	Kuželové
Zuby	-	Gleason	Gleason
Střední normální modul [mm]	$m_{nm}$	4,6	4,6
Počet zubů	$z$	16	27
Normální úhel záběru [°]	$\alpha_{nm}$	17,5	17,5
Střední úhel sklonu záběru [°]	$\beta_m$	35	35
Smysl stoupání	-	Levý	Pravý
Jednotkové posunutí [1]	$x$	0,2405	-0,2405
Jednotková změna tloušťky zuby [1]	$x_T$	0,0151	-0,0151
Úhel roztečného kužele [°]	$\delta$	30,65	59,35
Výška zuby [mm]	$h$	12,19	12,19
Vyosení [mm]	$a$	0	0
Materiál		16MnCr5 ČSN EN 10084	16MnCr5 ČSN EN 10084
Stupeň přesnosti DIN 3965		6	6
Střední tečný úhel záběru [°]	$\alpha_t$	21,052	21,052
Vnější tečný modul [mm]	$m_{te}$	7,081	7,081
Střední průměr roztečné kružnice [mm]	$d_m$	89,85	151,62
Střední průměr patní kružnice [mm]	$d_{fm}$	81,86	144,63
Vnější průměr roztečné kružnice [mm]	$d_e$	113,30	191,19
Vnější průměr hlavové kružnice [mm]	$d_{ae}$	124,70	194,98
Šířka ozubení [mm]	$b$	46	46
Délka povrchy roztečného kužele [mm]	$L_e$	111,121	111,121
Montážní vzdálenost [mm]	$A_a$	198,580	155,500
Spoluzabírající kolo	Číslo výkresu	DP2017 - 003	DP2017 - 002
	Počet zubů	$z_2$	16
	Úhel os [°]	$\Sigma$	90

## 6.7 Návrh ozubení diferenciálu

Diferenciál zadní rozvodovky jsem navrhl jako kuželový symetrický se dvěma satelity. Z hlediska zástavbových prostorů jsem musel volit velikost diferenciálu s ohledem na dimenzi talířového kola, kuželového stálého převodu. Talířové kolo je přišroubováno na klec diferenciálu a není tu dostatek místa. Omezující rozměr je  $\varnothing 176$  mm.



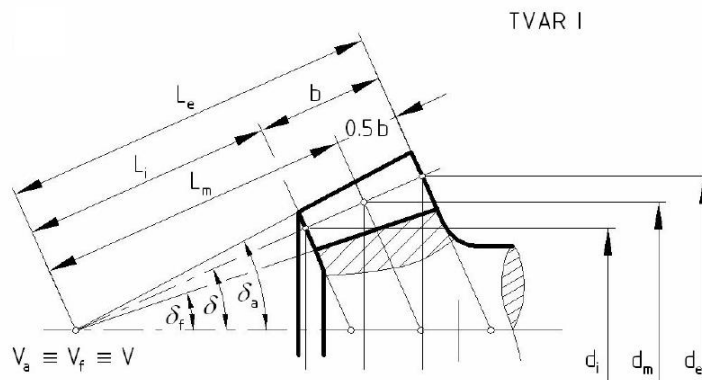
Obr. 6.9 – Řez zadním diferenciálem

Zvolil jsem počet zubů planety  $z_{pla}^{dif} = 13$  a počet zubů satelitu  $z_{sat}^{dif} = 9$ . Musí platit podmínka smontovatelnosti (pro dva satelity ve jmenovateli 2).

$$\frac{z_{pla}^{dif} + z_{sat}^{dif}}{2} = \frac{13 + 9}{2} = 11 \quad (6.40)$$

Vyšlo celé číslo podmínka smontovatelnosti je v pořádku.

Dále jsem zvolil, že diferenciál bude mít ozubená kola s přímými zuby a typ tvaru věnce I.



Obr. 6.10 – Tvar věnce typu I [18]

Pro návrh parametrů byl použit program KISSsoft. Postupoval jsem podobně jako u soukolí stálého převodu.

Tab. 6.12 – Parametry soukolí v zadním diferenciálu

		satelit	planeta
Typ ozubení	-	Kuželové	Kuželové
Zuby	-	Přímé	Přímé
Střední normální modul [mm]	$m_{nm}$	4,8	4,8
Počet zubů	$z$	9	13
Normální úhel záběru [°]	$\alpha_{nm}$	24	24
Střední úhel sklonu záběru [°]	$\beta_m$	0	0
Smysl stoupání	-	-	-
Jednotkové posunutí [1]	$x$	0,15	-0,15
Úhel roztečného kužele [°]	$\delta$	34,70	55,30
Výška zubu [mm]	$h$	9,912	9,912
Vyosení [mm]	$a$	0	0
Materiál		18CrNiMo EN 10084	18CrNiMo EN 10084
Stupeň přesnosti DIN 3965		7	7
Střední průměr roztečné kružnice [mm]	$d_m$	43,200	69,458
Střední průměr patní kružnice [mm]	$d_{fm}$	35,623	55,515
Vnější průměr roztečné kružnice [mm]	$d_e$	54,015	78,022
Vnější průměr hlavové kružnice [mm]	$d_{ae}$	65,162	83,670
Šířka ozubení [mm]	$b$	19	19
Délka površky roztečného kužele [mm]	$L_e$	47,447	47,447
Spoluzabírající kolo	Číslo výkresu	DP2017 - 005	DP2017 - 004
	Počet zubů	$z_2$	13
	Úhel os [°]	$\Sigma$	90

## 6.8 Kontrola ozubení stálého převodu

Ke každému kontrolnímu výpočtu je přiložen výpis z programu KISSsoft ve formátu pdf v příloze na CD.

### 6.8.1 Statická kontrola při prokluzu

V kapitole 6.4 jsem definoval zátěžné stavy pro prokluz na rovině a prokluz ve stoupání. Tyto maximální hodnoty namáhání jsem využil ke stanovení statické bezpečnosti v ohybu  $S_F$  (v KISSsoft definovaná jako  $Re/\sigma_F =$  mez kluzu v tahu/napětí v ohybu). Ve výpočtu je zahrnut součinitel vnějších dynamických sil  $K_A = 1,25$ . V KISSsoft jsem zvolil výpočetní metodu „Bevel gear, static calculation“. Podle normy ČSN 01 4689 má být  $S_{F \min}$  1,4 až 1,7.

Tab. 6.13 – Statická bezpečnost v ohybu

	Prokluz na rovině		Prokluz ve stoupání	
Zatěžovací moment $M^{\text{roz } z}_{\text{náp}}$	1754 N.m		2084 N.m	
Součinitel vnějších dynamických sil $K_A$	1,25		1,25	
	Pastorek	Kolo	Pastorek	Kolo
Bezpečnost v ohybu $S_F$	2,1	2,0	1,8	1,7

### 6.8.2 Kontrola na zadírání

Pro soukolí jsem zvolil převodový olej Shell Spirax S4 G 75W-90, který je navržen pro manuální převodové skříně s kuželovým nebo hypoidním soukolím. Mazání je zajištěno broděním talířového kola v olejové lázni. Zátěžný stav pro zadírání je při jízdě na nejrychlejší rychlostní stupeň v bodě maximálního výkonu motoru a tomu odpovídajícím otáčkám (tzn.  $P_{\max}^{\text{mot}} = 110 \text{ kW}$  při  $n_{P_{\max}}^{\text{mot}} = 4000 \text{ min}^{-1}$ ). Olej jsem musel vytvořit v databázi KISSsoftu vlastním zadáním parametrů.

Tab. 6.14 – Parametry oleje Shell Spirax S4 G 75W-90

Properties			Method	Shell Spirax S4 G 75W-90
SAE Viscosity Grade			SAE J 306	75W-90
Kinematic Viscosity	@40°C	mm <sup>2</sup> /s	ISO 3104	64.2
Kinematic Viscosity	@100°C	mm <sup>2</sup> /s	ISO 3104	14
Viscosity Index			ISO 2909	228
Density	@15°C	kg/m <sup>3</sup>	ISO 12185	868
Flash Point (COC)			ISO 2592	134
Pour Point			ISO 3016	-42

Otáčky pastorku při šestém převodovém stupni

$$n_{6 \text{ pas}}^{\text{roz z}} = \frac{n_{P_{\max}}^{\text{mot}}}{i_{\text{roz p}} \cdot i_{c6}} = \frac{4000}{\frac{16}{27} \cdot 2,223} = 3036 \text{ min}^{-1} \quad (6.41)$$

Povolené bezpečnosti jsem našel přímo v programu KISSsoft.

Tab. 6.15 – Minimální bezpečnosti vůči zadírání

		pro modul $m_n > 2 \text{ mm}$
Min. bezpečnost vůči zadírání (integrální teplota)	$SS_{\min}$	1,8
Min. bezpečnost vůči zadírání (teplota vzplanutí)	$SB_{\min}$	2,0

Tab. 6.16 – Výsledné bezpečnosti vůči zadírání

Bezpečnost vůči zadírání (integrální teplota)	SS	3,5
Bezpečnost vůči zadírání (teplota vzplanutí)	SB	3,2

### 6.8.3 Kontrola životnosti ozubení

K výpočtu životnosti ozubení jsem použil spektrum zatížení stanovené v Tab. 6.10. Používám pro každý typ namáhání oddělený výpočet s jinými hladinami momentu. Minimální bezpečnost v ohybu  $S_{F \min} = 1,4$  a dotyku  $S_H = 1,2$ . Požadovaná životnosti je  $L_{\text{pož}} = 250\,000 \text{ km}$ , tomu odpovídá 2518 h a otáčky pastorku  $n_{\text{pas}} = 1447,8 \text{ min}^{-1}$ . V excelu DP\_vypocty.xlsx na listu „Výsledné SPEKTRUM zatížení“ je proveden úplný přepočítání na hodiny.

Tab. 6.17 – Životnost ozubení

		Pastorek	Tal. kolo
Bezpečnost v ohybu	$S_F$	1,7	1,6
Bezpečnost v dotyku	$S_H$	1,3	1,4
Životnost v ohybu [h]	$L_{ohyb\ h}$	$>1.10^6$	$>1.10^6$
Životnost v dotyku [h]	$L_{dotyk\ h}$	3077	5192
Životnost v ohybu [km]	$L_{ohyb\ km}$	$>1.10^6$	$>1.10^6$
Životnost v dotyku [km]	$L_{dotyk\ km}$	305 535	515 547

$$L_{dotyk\ km\ pas} = \frac{L_{dotyk\ h\ pas} \cdot 60 \cdot n_{pas} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d}{i_{roz\ z} \cdot 1\ 000} \quad (6.42)$$

$$L_{dotyk\ km\ pas} = \frac{3077 \cdot 60 \cdot 1447,8 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,307}{\frac{27}{16} \cdot 1\ 000} = 305535\ km$$

$$L_{dotyk\ km\ tal} = \frac{L_{dotyk\ h\ tal} \cdot 60 \cdot n_{pas} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d}{i_{roz\ z} \cdot 1\ 000} \quad (6.43)$$

$$L_{dotyk\ km\ tal} = \frac{5192 \cdot 60 \cdot 1447,8 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,307}{\frac{27}{16} \cdot 1\ 000} = 515547\ [km]$$

## 6.9 Kontrola ozubení diferenciálu

### 6.9.1 Statická kontrola při prokluzu

Postupoval jsem podobně jako v případě statické kontroly ozubení stálého převodu. Ve výpočtu je zahrnut součinitel vnějších dynamických sil  $K_A = 1,25$ . V KISSsoft jsem zvolil výpočetní metodu „Differential, static calculation“. Pro diferenciály je obvyklé, že  $S_F < 1$ .

Tab. 6.18 – Statická bezpečnost v ohybu

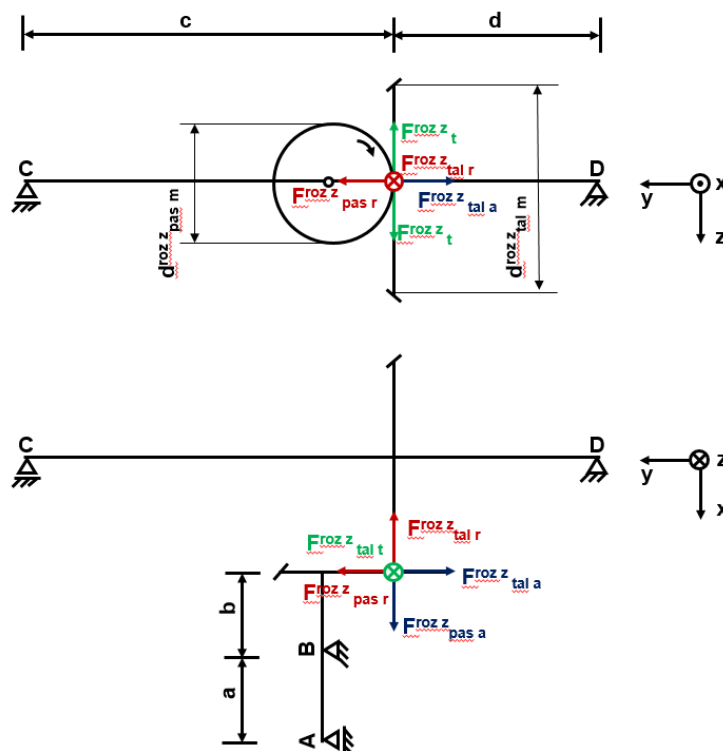
	Prokluz na rovině		Prokluz ve stoupání	
Zatěžovací moment $M^{náp\ z}$	2872 N.m		3411 N.m	
Součinitel vnějších dynamických sil $K_A$	1,25		1,25	
	Satelit	Planeta	Satelit	Planeta
Bezpečnost v ohybu $S_F$ (definovaná jako $Re/\sigma_F$ )	0,92	0,97	0,9	0,95

## 6.10 Návrh a kontrola ložisek

Konstrukce obsahuje 2 páry kuželíkových ložisek. Ložiska A a B se nachází na pastorku, C a D jsou na kleci diferenciálu. Výpočet ložisek jsem provedl podle katalogu SKF [16].

Tab. 6.19 - Volba ložisek

		A	B	C	D	
Označení		33112/Q	33112/Q	33010/Q	33010/Q	
Výpočtový součinitel	e	0,4	0,4	0,31	0,31	[-]
Výpočtový součinitel	Y	1,5	1,5	1,9	1,9	[-]
Výpočtový součinitel	$Y_0$	0,8	0,8	1,1	1,1	[-]
Dynamická únosnost	C	117000	117000	69300	69300	[N]
Statická únosnost	$C_0$	170000	170000	102000	102000	[N]
Vnitřní průměr ložiska	$d^{lož}$	61	60	50	50	[mm]
Vnější průměr ložiska	$D^{lož}$	100	100	80	80	[mm]
Šířka ložiska	$b^{lož}$	30	30	24	24	[mm]



Obr. 6.11 – Schéma výpočtu sil v ozubení



### 6.10.1 Výpočet sil v ozubení

Tab. 6.20 – Parametry ozubení stálého převodu

Střední úhel sklonu záběru	$\beta^{\text{roz z}}_m$	35	[°]
Poloviční vrcholový úhel roztečného kužele pastorku	$\delta^{\text{roz z}}_{\text{pas}}$	30,651	[°]
Poloviční vrcholový úhel roztečného kužele talířového kola	$\delta^{\text{roz z}}_{\text{tal}}$	59,349	[°]
Tečný střední úhel záběru	$\alpha^{\text{roz z}}_t$	21,052	[°]
Střední průměr roztečné kružnice pastorku	$d^{\text{roz z}}_{\text{pas m}}$	89,849	[mm]
Střední průměr roztečné kružnice talířového kola	$d^{\text{roz z}}_{\text{tal m}}$	151,620	[mm]

Výpočet poměrných sil

Axiální síla pastorku

$$\frac{F_{1a}}{F_t} = \frac{1}{\cos \beta_m} \cdot \left( \sin \delta_{\text{pas}}^{\text{roz z}} \tan \alpha_t^{\text{roz z}} + \cos \delta_{\text{pas}}^{\text{roz z}} \cdot \sin \beta_m \right) \quad (6.44)$$

Radiální síla pastorku

$$\frac{F_{1r}}{F_t} = \frac{1}{\cos \beta_m} \cdot \left( \cos \delta_{\text{pas}}^{\text{roz z}} \tan \alpha_t^{\text{roz z}} - \sin \delta_{\text{pas}}^{\text{roz z}} \cdot \sin \beta_m \right) \quad (6.45)$$

Axiální síla talířového kola

$$\frac{F_{2a}}{F_t} = \frac{1}{\cos \beta_m} \cdot \left( \sin \delta_{\text{tal}}^{\text{roz z}} \tan \alpha_t^{\text{roz z}} - \cos \delta_{\text{tal}}^{\text{roz z}} \cdot \sin \beta_m \right) \quad (6.46)$$

Radiální síla talířového kola

$$\frac{F_{2r}}{F_t} = \frac{1}{\cos \beta_m} \cdot \left( \cos \delta_{\text{tal}}^{\text{roz z}} \tan \alpha_t^{\text{roz z}} + \sin \delta_{\text{tal}}^{\text{roz z}} \cdot \sin \beta_m \right) \quad (6.47)$$

Tab. 6.21 – Poměrné síly

Poměrné síly - Pohon			
axiální ku tečné (pastorek)	$F_{a1}/F_t$		0,799 [-]
radiální ku tečné (pastorek)	$F_{r1}/F_t$		-0,026 [-]
axiální ku tečné (talířové kolo)	$F_{a2}/F_t$		-0,026 [-]
radiální ku tečné (talířové kolo)	$F_{r2}/F_t$		0,799 [-]

Výpočet tečné síly

$$F_t^{\text{roz z}}_{\text{rovina}} = \frac{2 \cdot K_A \cdot M_{\text{pas rovina}}^{\text{roz z}}}{d_{\text{pas m}}^{\text{roz z}}} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 1754}{89,849 \cdot 10^{-3}} = 48815 \text{ N} \quad (6.48)$$

$$F_t^{\text{roz z}}_{\text{stoupání}} = \frac{2 \cdot K_A \cdot M_{\text{pas stoupání}}^{\text{roz z}}}{d_{\text{pas m}}^{\text{roz z}}} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 1754}{89,849 \cdot 10^{-3}} = 48815 \text{ N} \quad (6.49)$$

To samé provedeno i pro  $M_{\text{ekv}}$  pro výpočet životnosti ložisek.

$$F_t^{\text{roz z}}_{\text{ekv}} = \frac{2 \cdot M_{\text{ekv}}}{d_{\text{pas m}}^{\text{roz z}}} = \frac{2 \cdot 310}{89,849 \cdot 10^{-3}} = 6907 \text{ N} \quad (6.50)$$

Po přenásobení s poměrnými silami jsem dostal síly v ozubení.

Tab. 6.22 – Síly v ozubení

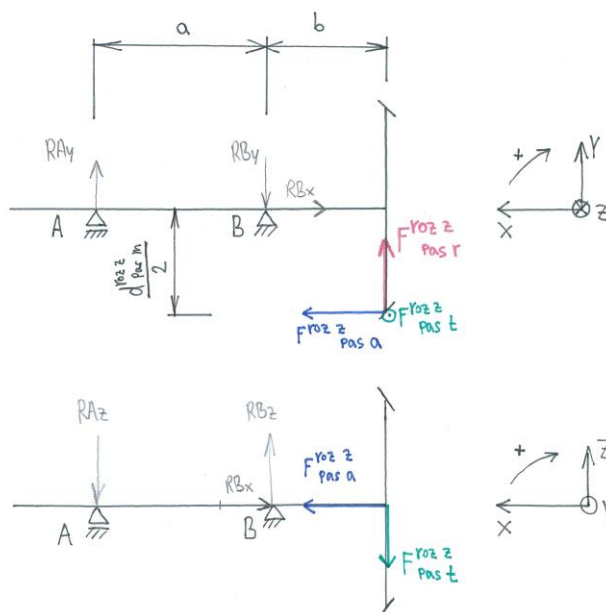
	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání	Výpočet životnosti
$F^{\text{roz } z}_t$ [N]	48815	57 976	6 907
$F^{\text{roz } z}_{\text{pas } a}$ [N]	38985	46 300	5 516
$F^{\text{roz } z}_{\text{pas } r}$ [N]	-1261	-1 498	-178
$F^{\text{roz } z}_{\text{tal } a}$ [N]	-1261	-1 498	-178
$F^{\text{roz } z}_{\text{tal } r}$ [N]	38985	46 300	5 516

### 6.10.1 Výpočet celkových radiálních reakcí

Tab. 6.23 – Vzdálenosti ramen

Vzdálenosti ramen			
Vzdálenost a	a	42	mm
Vzdálenost b	b	45	mm
Vzdálenost c	c	150	mm
Vzdálenost d	d	170	mm
Střední průměr roztečné kružnice pastorku	$d^{\text{roz } z}_{\text{pas } m}$	89,849	mm
Střední průměr roztečné kružnice talířového kola	$d^{\text{roz } z}_{\text{tal } m}$	151,620	mm

Souhlasí se schématem na Obr. 6.11



Obr. 6.12 – Výpočet reakcí ložisek A a B

Rovnováha sil

$$x: -RBx + F_{pas a}^{roz z} = 0 \quad (6.51)$$

$$y: F_{pas r}^{roz z} - RBy + RAy = 0 \quad (6.52)$$

$$z: -RAz + RBz = 0 \quad (6.53)$$

$$M_{A xz}: F_{pas a}^{roz z} \cdot \frac{d_{pas m}^{roz z}}{2} \cdot F_{pas r}^{roz z} \cdot (a + b) + RBy \cdot a = 0 \quad (6.54)$$

$$M_{A xy}: -RBz \cdot a + F_{pas t}^{roz z} = 0 \quad (6.55)$$

Poté jsem určil celkové radiální reakce:

$$RArc = \sqrt{RAY^2 + RAz^2} \quad (6.56)$$

$$RBrc = \sqrt{RBy^2 + RBz^2} \quad (6.57)$$

U ložisek C a D jsem postupoval podobně. Všechny celkové radiální reakce jsou uvedeny v Tab. 6.24.

Tab. 6.24 – Celkové radiální reakce

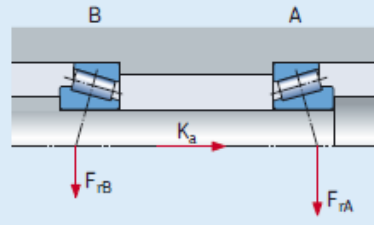
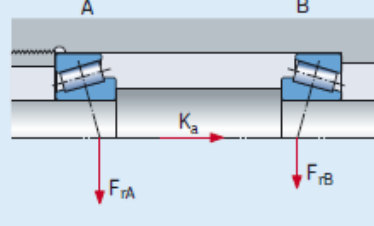
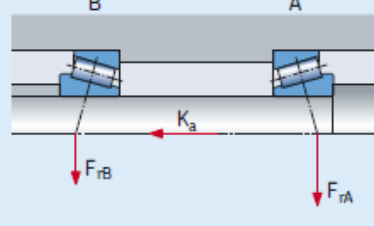
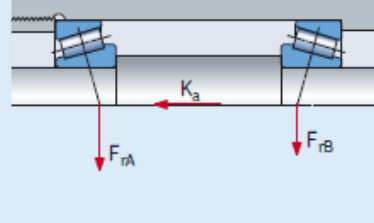
	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání	Výpočet životnosti
RArc [N]	67741	80452	9585
RBrc [N]	110401	131117	15621
RCrc [N]	33375	39638	4722
RDrc [N]	29098	34558	4117
RArc/Y <sub>A</sub> [N]	45161	53635	6390
RBrc/Y <sub>B</sub> [N]	73600	87411	10414
RCrc/Y <sub>C</sub> [N]	17566	20862	2485
RDrc/Y <sub>D</sub> [N]	15315	18189	2167

Tab. 6.25 – Vnější axiální síla K<sub>a</sub>

	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání	Výpočet životnosti
K <sub>a</sub> [N] pro ložisko A, B	38985	46300	5516
K <sub>a</sub> [N] pro ložisko C, D	-1261	-1498	-178

### 6.10.2 Určení směru výsledné axiální síly

Postupoval jsem dle schématu SKF. U ložisek A, B se jednalo o variantu 1b u ložisek C, D se jednalo o variantu 2c, dle Obr. 6.13.

<p>Zády k sobě (do "0")</p> 	<p>1a) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}</math>      <math>F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}</math>      <math>F_{aB} = F_{aA} + K_a</math></p> <p><math>K_a \geq 0</math></p>
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>1b) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &lt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math>      <math>F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}</math>      <math>F_{aB} = F_{aA} + K_a</math></p> <p><math>K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)</math></p>
<p>Zády k sobě (do "0")</p> 	<p>2a) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}</math>      <math>F_{aA} = F_{aB} + K_a</math>      <math>F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}</math></p> <p><math>K_a \geq 0</math></p>
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>2b) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &gt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math>      <math>F_{aA} = F_{aB} + K_a</math>      <math>F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}</math></p> <p><math>K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)</math></p> <p>2c) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &gt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math>      <math>F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}</math>      <math>F_{aB} = F_{aA} - K_a</math></p> <p><math>K_a &lt; 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)</math></p>

Obr. 6.13 – Určení axiální síly [16]

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot RA_{rc}}{Y_A} \quad (6.58)$$

$$F_{aB} = K_a + F_{aA} \quad (6.59)$$

$$F_{aC} = \frac{0,5 \cdot RC_{rc}}{Y_C} \quad (6.60)$$

$$F_{aD} = F_{aC} - K_a \quad (6.61)$$

Tab. 6.26 – Axiální síly zatěžující ložiska

	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání	Výpočet životnosti
F <sub>aA</sub> [N]	22580	26817	3195
F <sub>aB</sub> [N]	61565	73117	8711
F <sub>aC</sub> [N]	8783	10431	1243
F <sub>aD</sub> [N]	7522	8933	1064

### 6.10.3 Stanovení ekvivalentního statického zatížení

$$P_{0A} = 0,5 \cdot RAC_{rc} + Y_0 \cdot F_{aA} \quad (6.62)$$

Pokud je ekvivalentní statické zatížení menší než  $RA_{rc}$ , tak platí  $P_{0A} = RA_{rc}$ .

Tab. 6.27 – Ekvivalentní statické zatížení  $P_0$ 

	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání
P <sub>0A</sub> [N]	67741	80452
P <sub>0B</sub> [N]	110401	131117
P <sub>0C</sub> [N]	33375	39638
P <sub>0D</sub> [N]	29098	34558

### 6.10.4 Stanovení statické bezpečnosti

$$\text{pro prokluz na rovině } s_{0A} = \frac{C_{0A}}{P_{0A}} = \frac{170\,000}{67\,741} = 2,5 \quad (6.63)$$

Tab. 6.28 - Statická bezpečnost  $s_0$ 

	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání
S <sub>0A</sub> [N]	2,5	2,1
S <sub>0B</sub> [N]	1,5	1,3
S <sub>0C</sub> [N]	3,1	2,6
S <sub>0D</sub> [N]	3,5	3,0

### 6.10.5 Stanovení ekvivalentního dynamického zatížení

Stanovil jsem dle podmínky.

$$P_A = RAC_{rc} \text{ pro } \frac{F_a A}{RAC_{rc}} \leq e \quad (6.64)$$

$$P_A = 0,4 RAC_{rc} + Y_A \cdot F_{aA,Bj} \text{ pro } \frac{F_a A}{RAC_{rc}} > e \quad (6.65)$$

Tab. 6.29 - Ekvivalentní dynamické zatížení

	Výpočet životnosti
$P_A$ [N]	9585
$P_B$ [N]	19315
$P_C$ [N]	4722
$P_D$ [N]	4117

### 6.10.6 Stanovení životnosti

$$L_{10 A} = \left( \frac{C_A}{P_A} \right)^p \cdot 10^6 \text{ [cykly]} \quad (6.66)$$

$$L_{10 km A} = \frac{L_{10 A} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d}{i_{roz} z 10^3} \text{ [km]} \quad (6.67)$$

$$L_{10 C} = \left( \frac{C_C}{P_C} \right)^p \cdot 10^6 \text{ [cykly]} \quad (6.68)$$

$$L_{10 km C} = \frac{L_{10 C} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d}{10^3} \text{ [km]} \quad (6.69)$$

$p$  – Wöhlerův koeficient pro ložiska s čárovým stykem 3,333

Tab. 6.30 - Životnost ložisek

$L_{10 A}$ [cykly]	$>10^9$	$L_{10 A}$ [km]	$4 \cdot 10^6$
$L_{10 B}$ [cykly]	404 949 920	$L_{10 B}$ [km]	462 888
$L_{10 C}$ [cykly]	$>10^9$	$L_{10 C}$ [km]	14 911 239
$L_{10 D}$ [cykly]	$>10^9$	$L_{10 D}$ [km]	23 552 136

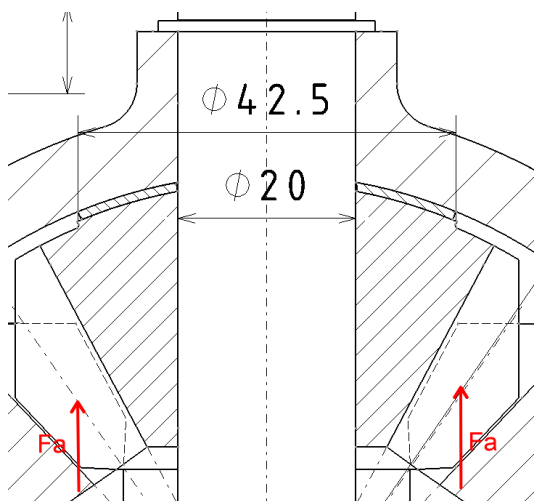
Ložiska jsou pro tento  $M_{ekv}$  velmi předimenzovaná.

## 6.11 Kontrola kluzných ložisek

Planeta a diferenciál jsou uloženy do kulovitých kluzných ložisek. Pro zjednodušení výpočtu neuvažuji kulovitou plochu ložiska. Idealizovaný výpočtový model bude vypadat jako mezikruží dané vnitřním a vnějším průměrem. Ložisko jsem zvolil z katalogu firmy GGB bearing technology. Zvolil jsem pouzdro termoplastické směsi EP.

Tab. 6.31 - Technické vlastnosti materiálu EP 73

Vlastnosti ložiska		Jednotka	Hodnota
<b>Obecné</b>			
Připustné zatížení, p	Statické	N/mm <sup>2</sup>	80
	Dynamické	N/mm <sup>2</sup>	40
Provozní teplota	Min.	°C	- 40
	Max.	°C	140
Součinitel teplotní délkové roztažnosti		10 <sup>-6</sup> /K	22
<b>Samomazný provoz</b>			
Maximální kluzná rychlost, U		m/s	1,0
Maximální faktor pU	pro A <sub>H</sub> /A <sub>C</sub> = 5	N/mm <sup>2</sup> x m/s	0,06
	pro A <sub>H</sub> /A <sub>C</sub> = 10	N/mm <sup>2</sup> x m/s	0,24
	pro A <sub>H</sub> /A <sub>C</sub> = 20	N/mm <sup>2</sup> x m/s	1,00
Součinitel tření f			0,15 - 0,3
<b>Doporučení</b>			
Povrchová drsnost hřídele, Ra		μm	0,2 - 0,8
Povrchová tvrdost hřídele		HV	> 200



Obr. 6.14 - Satelit

Satelit i planeta jsou axiálně namáhané dvěma silami  $F_a$ . Axiální sílu jsem zjistil v programu KISSsoft, kde jsem počítal toto soukolí diferenciálu.

Tab. 6.32 - Axiální síly

	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání
$F_{a \text{ sat}} [\text{N}]$	6815	8094
$F_{a \text{ pla}} [\text{N}]$	9844	11692

Tab. 6.33 - Rozměry ložisek

	vnitřní průměr $\varnothing d$	vnější průměr $\varnothing D$
satelit	20 mm	42,5 mm
planeta	39 mm	69 mm

Působící tlak na ložisko

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} [\text{MPa}] \quad (6.70)$$

$$p_{\text{satelit}} = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot 6815}{\pi \cdot (39^2 - 20^2)} = 15 \text{ MPa}$$

Tab. 6.34 - Působící tlaky

	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání
$p_{\text{satelit}}$	12 MPa	14 MPa
$p_{\text{planeta}}$	7 MPa	9 MPa

Bezpečnost vůči přípustnému dynamickému zatížení z katalogu

$$s = \frac{p_{dov}}{p} \quad (6.71)$$

$$s = \frac{40}{12} = 3,33$$

Tab. 6.35 - Bezpečnosti

	Prokluz na rovině	Prokluz ve stoupání
$s_{\text{satelit}}$	3,3	2,8
$s_{\text{planeta}}$	5,7	4,4



## **7. ZÁVĚR**

Cílem této diplomové práce bylo provedení návrhu zadní rozvodovky osobního automobilu s motorem vpředu napříč a pohonem všech kol. Vypracoval jsem konstrukční schéma, které je třeba dále rozpracovat. Provedl jsem návrh a kontrolu kuželového soukolí stálého převodu a kuželového soukolí diferenciálu. Následně popisuje volbu uložení a kontrolu ložisek.

## 8. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009. ISBN 978-80-7300-236-7.
- [2] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [3] ACHTENOVÁ, Gabriela. *Přednášky předmětu Převodová ústrojí motorových vozidel 1: 4x4*. 2010.
- [4] NAUNHEIMER, Harald. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design, and application*. 2nd ed. Berlin: Springer, 2011. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [5] Haldex. In: *Audiklub.cz* [online]. 2009 [cit. 2017-06-02]. Dostupné z: <https://audiklub.cz/techwiki/haldex>
- [6] ŠKODA AUTO, . ŠKODA AUTO. *Dílenská učební pomůcka: Škoda Octavia - 4x4 Náhon na všechna kola*. Informační systém erWin, 1999.
- [7] MORKUS, Josef. *Přednášky předmětu Hybridní pohony: 3. část*. 2017.
- [8] ŠKODA AUTO, . ŠKODA AUTO. *Dílenská učební pomůcka: Pohon všech kol se spojkou Haldex IV generace*. Informační systém erWin, 2009.
- [9] LUDĚK, Vokáč. Haldex je hodně chytrý pohon všech kol. Má ho octavia i Bugatti Veyron. In: *Auto iDnes* [online]. 2012 [cit. 2017-06-02]. Dostupné z: [http://auto.idnes.cz/jak-funguje-haldex-pohon-vsech-kol-drs-/automoto.aspx?c=A120510\\_012556\\_automoto\\_vok](http://auto.idnes.cz/jak-funguje-haldex-pohon-vsech-kol-drs-/automoto.aspx?c=A120510_012556_automoto_vok)
- [10] DRENTH, Edo. *Haldex Cross Wheel Drive* [online]. In: . 2010, s. 11 [cit. 2017-06-02]. Dostupné z: <https://www.motor-talk.de/forum/aktion/Attachment.html?attachmentId=589055>
- [11] DITTRICH, Lukáš. Haldex V: co je nového?. In: *Autorevue* [online]. 2013 [cit. 2017-06-02]. Dostupné z: <https://www.autorevue.cz/haldex-v-co-je-noveho-doplno#articleStart>
- [12] GSCHEIDLE, Rolf. *Tabulky pro automechaniky: tabulky, vztahy, přehledy, normalizované postupy : matematika, vedení podniku, základní odborné znalosti, materiály, technické kreslení, odborné znalosti, elektrické vybavení, předpisy*. Praha: Europa-Sobotáles, 2009. ISBN 978-80-86706-21-4.
- [13] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: mechanické převody*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000. ISBN 8070788070.
- [14] SCHWARZ, Jiří. *Automobily Škoda Octavia II: Octavia, Octavia Combi, 4x4, Octavia RS, Scout*. 2., přeprac. a rozš. vyd. Praha: Grada, 2010. ISBN 978-80-247-2962-6.
- [15] TŮMOVÁ, Gabriela, Jan BANĚČEK a Josef KOLÁŘ. *Převodná ústrojí vozidel: návrh odstupňování převodovek*. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05557-1.
- [16] *Katalog SKF: 6000\_CS\_05\_Kuzelikova loziska*. 2007.
- [17] Škoda Superb 4x4: S Haldexem 4. generace za polárním kruhem. In: *Auto.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-06-02]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/skoda-superb-4x4-s-haldexem-4-generace-polarnim-kruhem-5598>
- [18] PRÁŠIL, Ludvík. *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby* [online]. Liberec, 2010 [cit. 2017-06-02].
- [19] Golf Mk2 Syncro. In: *All wheel driven* [online]. 2015 [cit. 2017-06-02]. Dostupné z: <http://www.awdwiki.com/en/volkswagen/>
- [20] *ISO 6336 - 6: 2006 Part 6: Calculation of service life under variable load*. 2006.

## **9. PŘÍLOHY**

**Příloha č. 1 - Výkresová dokumentace**

**Příloha č. 2 - Přiložené CD**