



FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ
A KOLEJOVÝCH VOZIDEL

**Přehled a trendy ve vývoji
mezinápravových diferenciálů vozidel
se stálým pohonem všech kol**
**Literature survey and trends in the development
of inter-axle differentials of vehicles
with All-wheel drive**

Vypracoval: Michal Jasný

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

bakalářská práce

Praha 2015

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 11.6.2015

Michal Jasný

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád vyjádřil své díky zejména vedoucí mé práce doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové za velmi vstřícný přístup a nepřeborné množství cenných rad. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za dlouhá léta trpělivosti, podpory a příjemného prostředí, ve kterém mohla vzniknout tato práce. V neposlední řadě také všem svým přátelům a kamarádům za sympatie a motivaci, kterou mi ať už vědomě či nevědomě poskytují.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Michal Jasný
Název:	Přehled a trendy ve vývoji mezinápravových diferenciálů vozidel se stálým pohonem všech kol
Title:	Literature survey and trends in the development of inter-axle differentials of vehicles with all-wheel drive
Akademický rok:	2014/2015
Program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Obor:	bez oboru
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
Abstrakt:	Práce představuje různá technická řešení mezinápravových diferenciálů a jejich aplikace v konkrétních vozech včetně několika návrhů nacházejících se ve fázi vývoje. V závěrečné části se nachází návrhový výpočet rozdělení točivého momentu na nápravy a z převodování vozidla s pohonem všech kol.
Abstract:	The thesis sums up different technical solutions of inter-axle differentials and their application in particular cars including a few work in progress innovations. In the final part is placed a calculation of the torque distribution between axles and gear ratios of a vehicle with all-wheel drive.
Klíčová slova:	pohon všech kol, mezinápravový diferenciál, rozdělení momentu, kuželový diferenciál, planetový diferenciál, šnekový diferenciál
Keywords:	all wheel drive, inter-axle differential, torque distribution, bevel gear differential, planetary differential, worm gear differential
Počet stran:	49
Počet obrázků:	48
Počet grafů:	7
Počet tabulek:	2

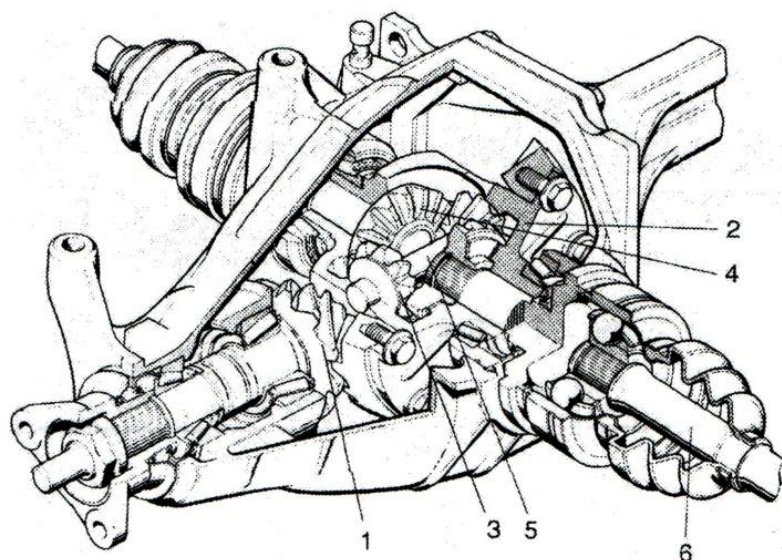
OBSAH

PROHLÁŠENÍ	2
PODĚKOVÁNÍ	3
ANOTAČNÍ LIST	4
OBSAH	5
1. ÚVOD	7
2. PŘÍČNÁ ZÁSTAVBA	9
2.1 Kuželový mezinápravový diferenciál	10
2.1.1 Toyota RAV4.....	10
2.2 Planetový mezinápravový diferenciál	13
2.2.1 Lancia Delta HF Integrale	14
2.2.2 Hyundai Santa Fe.....	14
2.2.3 Peugeot 205 Turbo 16.....	15
3. PODÉLNÁ ZÁSTAVBA	16
3.1 Kuželový mezinápravový diferenciál	17
3.1.1 Land Rover Discovery	17
3.1.2 Subaru Symmetrical All Wheel Drive	18
3.2 Planetový diferenciál.....	19
3.2.1 Subaru DCCT.....	19
3.3 Šnekový diferenciál	22
3.4 Diferenciál TORSEN	22
3.4.1 TORSEN typ A (typ 1).....	23
3.4.2 TORSEN typ B (typ 2).....	23
3.4.3 TORSEN typ C (typ 3).....	24
3.4.4 Toyota Land Cruiser.....	24
4. APLIKACE MIMO SÉRIOVOU AUTOMOBILOVOU PRODUKCI	24
4.1 Nákladní vozy	25
4.2 Formule 1	26
5. INOVATIVNÍ PROJEKTY	28
5.1 Spojení mezinápravového a nápravového diferenciálu	28
5.1.1 Mezinápravový diferenciál	29
5.1.2 Nápravový diferenciál	29
5.1.3 Výčet součástí.....	30
5.1.4 Parametry.....	30

5.2 Spojení mezinápravového diferenciálu a redukce	31
5.2.1 Teoretický model	31
5.2.2 Vyvinutý prototyp	32
6. VÝPOČETNÍ ČÁST	33
6.1 Volba vozu	33
6.2 Charakteristika vozu Porsche 911	33
6.2.1 Základní parametry vozu Porsche 911 (991) Turbo.....	34
6.3 Rozdělení hnacího momentu na nápravu.....	35
6.3.1 Silová rovnováha	35
6.3.2 Obecné vyjádření rozdělení hnacích sil	36
6.3.3 Číselná velikost rozdělení hnacích sil.....	37
6.4 Rozdělení celkových převodů	38
6.4.1 Návrh celkového převodu 1. stupně	38
6.4.2 Návrh celkového převodu 6. stupně	39
6.4.3 Rozdělení převodových stupňů	39
6.4.4 Pilový diagram	41
6.4.5 Trakční diagram	42
6.5 Závěr	42
SEZNAM POUŽÍVANÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	43
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	45
SEZNAM GRAFŮ	46
SEZNAM TABULEK.....	46
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	47

1. ÚVOD

Nejprve bych se rád věnoval krátkému popisu základních funkcí a vlastností diferenciálu. Ty se liší pouze minimálně, jedná-li se o diferenciál nápravový či mezinápravový. Jedná se o zařízení, které je v našem případě součástí pohonu motorového vozidla a jehož úkolem je dělit přiváděný točivý moment na dvě větve. O diferenciál symetrický se jedná v případě dělení momentu na dvě poloviny, při jiných poměrech hovoříme o tzv. děličích momentu (tohoto řešení se u mezinápravových diferenciálů na rozdíl od nápravových hojně využívá). Zároveň požadujeme možnost rozdílných otáček obou výstupních větví (hřídelů). Z toho vyplývá, že diferenciál je mechanismem se dvěma stupni volnosti, přičemž první kinematickou vazbu zprostředkovává v případě vozidel styk kola s vozovkou (nedochází-li k prokluzu) a druhá slouží k přenosu výkonu na vozovku.



Obrázek 1: Nápravový kuželový diferenciál [1 str. 252]

Nejběžnějším diferenciálem je vyobrazený diferenciál s kuželovými koly, který skvěle poslouží k vysvětlení principu, jakým dosahujeme výše uvedených požadavků. Přiváděný výkon je pomocí kuželového převodu 1 přenášen na klec diferenciálu 2. V ní jsou volně na společném čepu 5 otočně uloženy satelity 3 přenášející výkon dále přes planetová kola 4 na hnané hřídele 6. Při stejných otáčkách výstupních hřídelů rotují satelity pouze kolem osy těchto hřídelů a vůči kleci se nacházejí v klidu, pokud se ale poměr otáček změní, dovoluje rotace satelitů kolem vlastní osy tento rozdíl kompenzovat bez přerušení toku výkonu. [2 stránky 5-6]

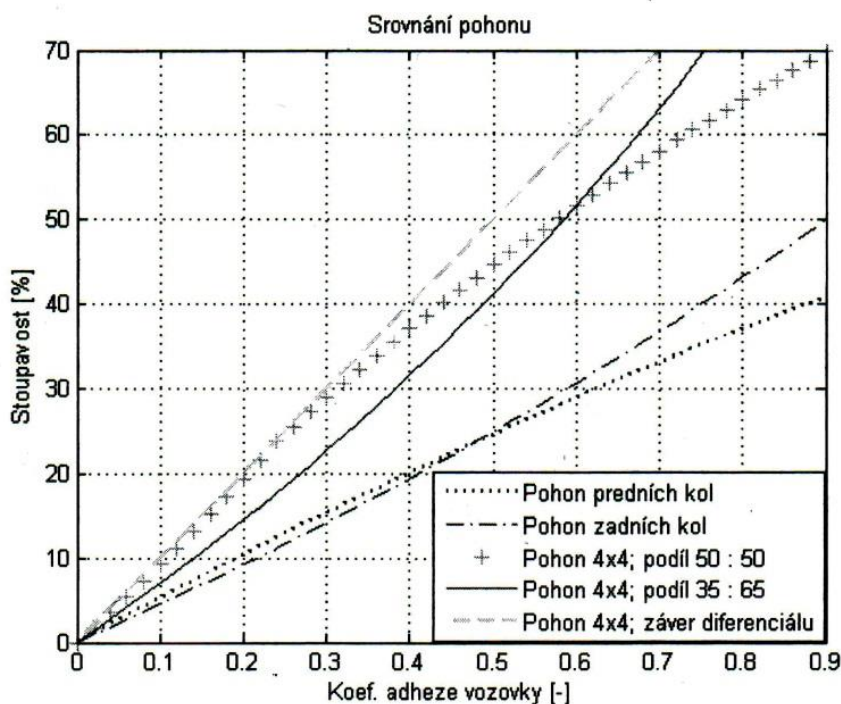
Nyní pokročíme k důvodům využití diferenciálů mezinápravových. Za vším stojí stálý pohon více náprav – u osobních automobilů tedy stálý pohon všech kol. Ten je nezbytnou podmínkou pro dobrou průjezdnost nezpevněným terénem a mnozí zákazníci si jej zároveň oblíbili díky přínosům v oblasti bezpečnější a stabilnější jízdy na silnici za zhoršených adhezních podmínek. Hnané kolo je kupříkladu mnohem méně náchylné k aquaplaningu než vlečené. [3 str. 54] Ačkoliv je současným trendem vybavovat vozy připojitelnými pohony všech kol za asistence lamelových spojek apod., mezinápravový diferenciál přichází ke slovu, rozhodneme-li se pro stálý pohon všech kol, kde dokáže přenést rozdíl mezi otáčkami hnacích hřídelů pro přední a zadní nápravu.

To může nastat z následujících důvodů [4 str. 249]:

- při průjezdu zatáčkou, kdy středy náprav opisují okolo okamžitého bodu otáčení kružnice o rozdílných poloměrech
- výrazné nerovnosti vozovky
- pneumatiky s odlišným opotřebením, nahuštěním, vzorkem atp.
- nerovnoměrné zatížení
- ztráta přilnavosti jedné z náprav

Pro terénní vozidla má obrovský význam uzávěrka diferenciálu, která dočasně sníží počet stupňů volnosti na jeden a zamezí rozdílným otáčkám hřídelů. Na zpevněném povrchu s vysokou adhezí je však nutné ji opět vypnout, vozidlo se totiž chová, jako by žádný diferenciál nemělo a dochází k nadměrnému zatěžování pohonného ústrojí.

Srovnání poháněných náprav přináší následující graf. Vyjadřuje maximální dosažitelnou stoupavost (která je pro tento případ – jízdu konstantní rychlostí – rovna tangente úhlu sklonu vozovky) v závislosti na součiniteli adheze vozovky. Parametry vozidla jsou: rozvor náprav $l = 2,5$ m, těžiště ve vzdálenosti $l_p = 1,1$ m za přední nápravou a ve výšce $h = 0,58$ m nad vozovkou.



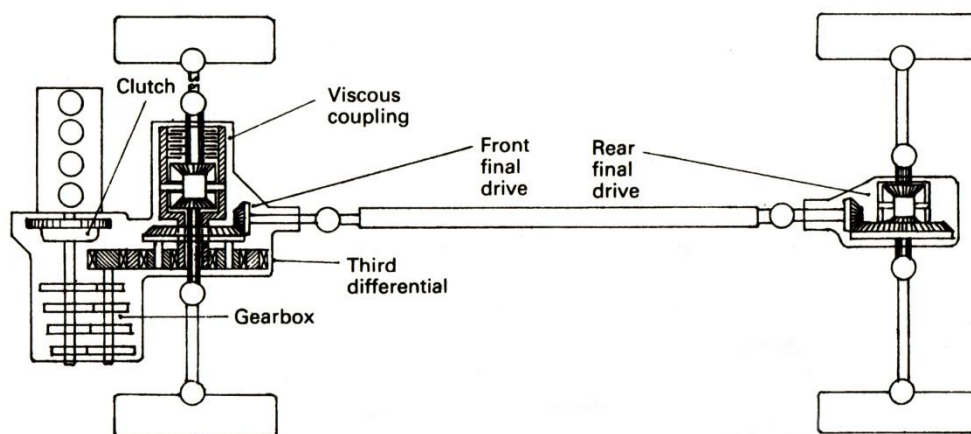
Graf 1: Vliv pohonu na podélnou dynamiku vozidla [5 str. 61]

Z grafu je jasně patrná výhoda pohonu všech kol, zároveň také jen nepatrná výhoda uzávěrky zejména při nízké stoupavosti – uplatní se zejména v těžkém terénu.

Nyní se podíváme zblízka na několik příkladů konstrukčních řešení využívajících mezinápravový diferenciál u osobních automobilů. Hlavním kritériem pro dělení bude příčná a podélná zástavba pohonné jednotky vůči podélné ose vozidla.

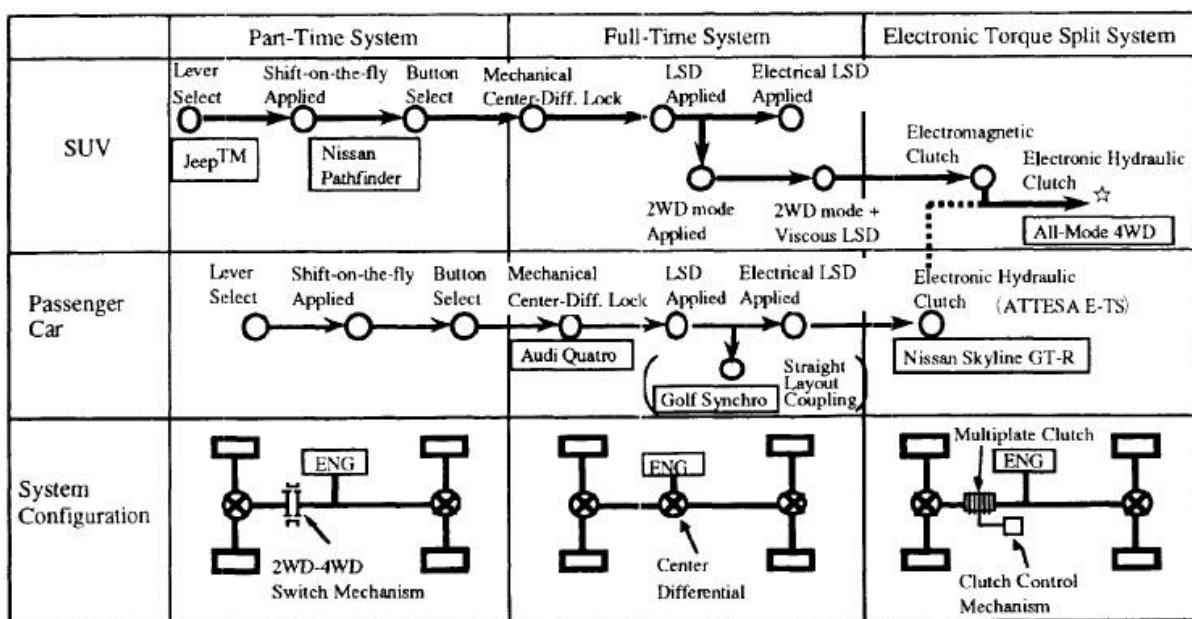
2. PŘÍČNÁ ZÁSTAVBA

Charakteristickým prvkem příčné zástavby pohonné jednotky je velmi omezená šířka prostoru, do kterého musí konstruktéři vměstnat motor, převodovku a rozvodovku přední nápravy, která bývá součástí převodovky, jelikož pohonné ústrojí se obvykle nalézá nad ní. Toto řešení se uplatní spíše u vozidel pro volný čas s nižšími nároky na průjezdnost terénem, jelikož prostorové dispozice téměř nedovolují použití redukční převodovky. Mezinápravový diferenciál je běžně umístěn poblíž převodovky, příp. je její součástí. [5 stránky 111-112]



Obrázek 2: Schéma typického stálého pohonu všech kol s příčnou zástavbou [4 str. 261]

Dnešní vozy s příčnou zástavbou sice disponují stále častěji řaditelným pohonem všech kol, použitá řešení však rozhodně stojí za zmínku, už jen proto, že názorně demonstrují základní principy, které se v pohonech všech kol využívají neustále. Narazíme na ně např. v kapitole 5 věnované současným trendům ve vývoji.



Obrázek 3: Trend ve vývoji pohonu všech kol osobních vozidel bez větších nároků na terénní schopnosti [6]

Nyní si tedy blíže představíme jednotlivé typy uspořádání pohonu na příkladu konkrétních typů vozidel včetně bližšího popisu použitých diferenciálů.

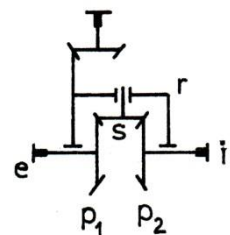
2.1 Kuželový mezinápravový diferenciál

Základní nástin funkce se nachází již v úvodu. Proto přidávám pouze jednoduchý kinematický rozbor. Pro stanovení převodu mezi výstupními hřídeli (použitá symbolika i -interní a e -externí je odvozená od diferenciálu nápravového) obvykle uvažujeme nulové otáčky na hřídeli vstupním, abychom omezili počet stupňů volnosti na diferenciálu na jeden - blokový prvek se uvádí do horního indexu převodového poměru. Platí jednoduchý vzorec:

$$i_{ei}^r = -\frac{z_{p2}}{z_{p1}} \quad (2.1)$$

Tento podíl zubů na planetách diferenciálu v případě nápravového diferenciálu činí $i_{ei}^r = -1$, pro mezinápravové diferenciály však toto nemusí vždy platit. [7 stránky 161-162]

Kuželový diferenciál ještě využijí k ukázce výpočtu stupňů volnosti dle [2 str. 4]. U převodových ústrojí nás většinou zajímají jen tzv. funkční stupně uložení – uvažujeme tedy ideální mechanismus bez nadbytečných uložení (pasivních vazeb), jehož členy konají pouze pohyb odpovídající jejich funkci. Počet stupňů volnosti zároveň charakterizuje počet veličin stejného druhu, který je nutno specifikovat, abychom jednoznačně určili velikost této veličiny pro všechny ostatní členy. Ačkoliv je převodové ústrojí kromě čelního obecně prostorové, můžeme (aniž bychom omezili platnost i na soukolí kuželová či jiná) využít následující vzorec pro výpočet stupňů volnosti rovinného systému:



Obrázek 4: Schéma kuželového diferenciálu [7 str. 161]

$$w = 3 \cdot n_w - 2 \cdot (r_w - p_w) - o_w \quad (2.2)$$

Zde: n_w = počet pohyblivých členů; r_w = počet rotačních dvojic; p_w = počet posuvných dvojic; o_w = počet obecných dvojic (v našem případě počet záběrů ozubených kol).

V ozubených a planetových soukolích vykonávají členy jen rotační pohyb, tudíž $n_w = r_w$ a počet posuvných dvojic $p_w = 0$. S využitím této znalosti získáme zjednodušený vztah:

$$w = n_w - o_w \quad (2.3)$$

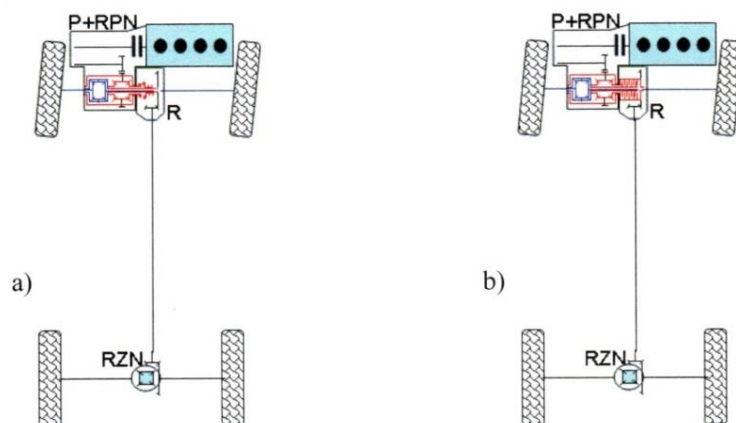
Při jeho využití je však nutno dbát na to, že musíme uvažovat pouze tolik členů, kolik je nezbytně nutných pro dodržení požadované kinematiky – to platí např. pro víceřadý systém satelitů v planetovém soukolí.

Pro kuželový diferenciál můžeme z obr. 5 odečíst, že počet pohyblivých členů je 5: pastorek kuželového převodu, klec, satelit (s ohledem na předchozí odstavec započítáváme pouze jeden) a dvě planety. Záběry ozubených kol nacházíme tři. Tudíž počet stupňů volnosti kuželového diferenciálu činí zmiňovaných:

$$w = 5 - 3 = 2 \quad (2.4)$$

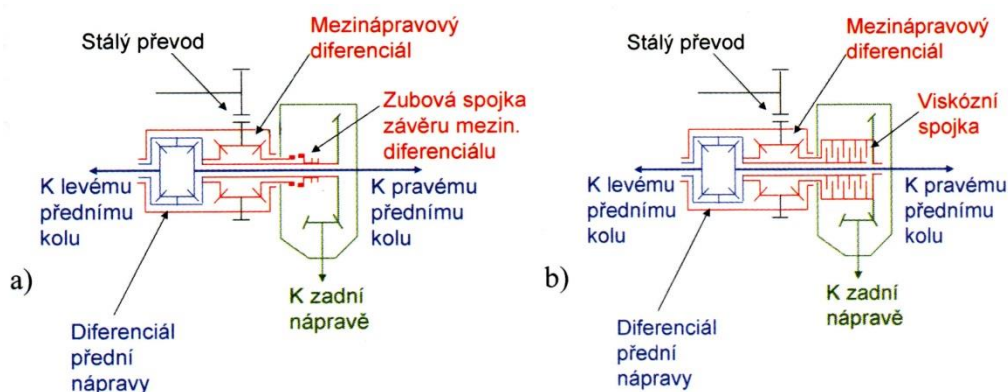
2.1.1 Toyota RAV4

Toyota RAV4 je jedním z nejtýpčtějších vozů s příčnou zástavbou využívajících kuželový mezinápravový diferenciál, a to ať už se jedná o použitou technologii, či o vývoj, jímž mezi první a současnou čtvrtou generací prošla.



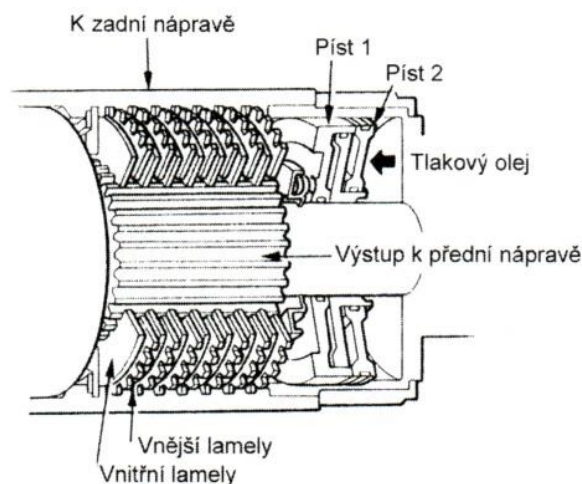
Obrázek 5: Schéma a) Toyota RAV4 I. generace se závěrem mezinápravového diferenciálu
b) Toyota RAV4 II. generace s hydraulicky ovládanou vícelamelovou spojkou [5 str. 113]

První generace tohoto SUV nabízená zákazníkům od roku 1994 [8] disponovala ve verzi s manuální převodovkou pohonem všech kol vybaveným kuželovým diferenciálem. Druhá generace se tohoto řešení přidržela, rozdíl však můžeme nalézt v ovládní svornosti mezinápravového diferenciálu.

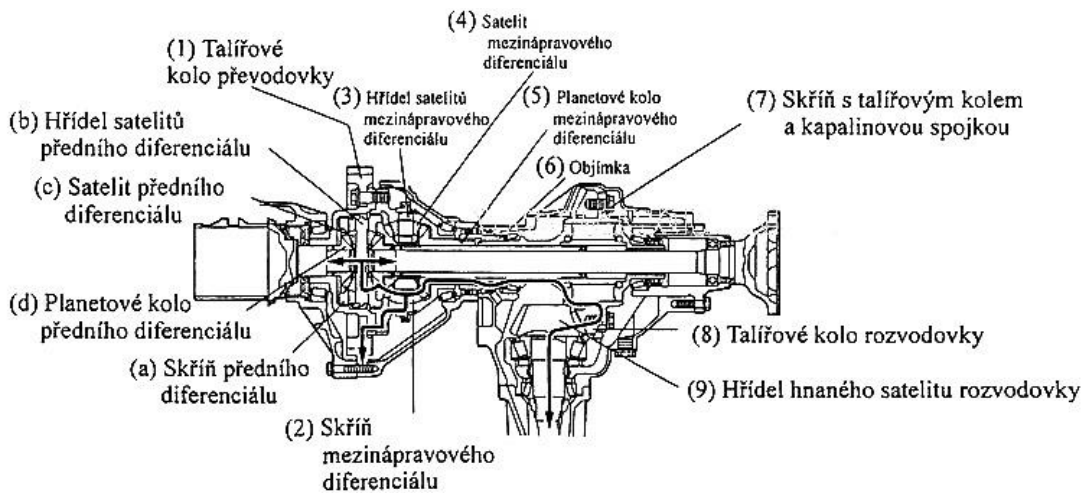


Obrázek 6: Detail kuželových diferenciálů a) Toyota RAV4 I.; b) Toyota RAV4 II. [5 str. 115]

První generace disponovala uzávěrem mezinápravového diferenciálu, který byl součástí rozvodovky směrem k zadní nápravě a jenž byl řešen zubovou spojkou, která napevno spojila obě planetová kola diferenciálu. Do druhé generace si jakožto náhrada uzávěrky našla cestu vícelamelová spojka. Jedna planeta je spojena s vnitřním paketem lamel a druhá s vnějším. Hydraulicky ovládaným pístem jsou k sobě lamely přitlačovány a třením dochází ke zvyšování svornosti. [5 stránky 112-115]

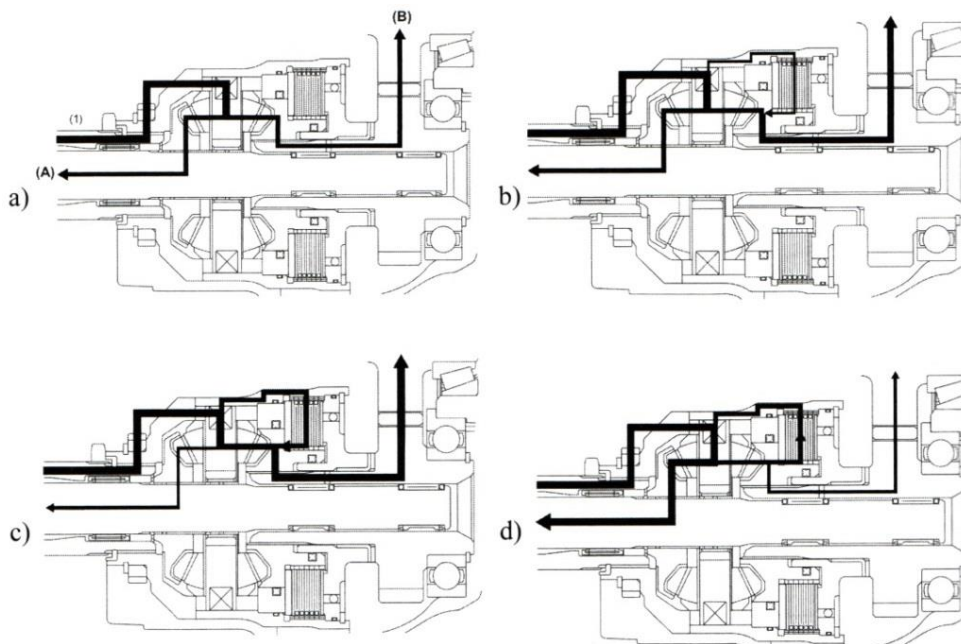


Obrázek 7: Elektrohydraulicky ovládaná lamelová spojka zvyšující svornost mezinápravového diferenciálu [5 str. 117]



Obrázek 8: Nákres rozvodovky a mezinápravového diferenciálu Toyota RAV4 I. [9]

Výhodou svorného diferenciálu je, že na rozdíl od mechanické uzávěrky umožňuje bezrázový plynulý přechod od svornosti nulové až po téměř stoprocentní. Pokud tedy například jedna z náprav trpí nedostatkem trakce, rozdíl otáček mezi planetami, a tudíž i lamelami spojky způsobí stříhové namáhání viskózní tekutiny. Tento „odpor“ proti rozdílům otáček zajišťuje vyšší podíl přenášeného momentu na nápravu s dobrou trakcí. [4 str. 259] Nevýhodou však zůstává možnost vzniku parazitních sil v převodovém ústrojí i ve chvíli, kdy jsou otáčky obou hřídelů stejné z důvodu vysoké teploty, a tudíž i tlaku uvnitř spojky po předchozím namáhání. [2 str. 28] Externí ovládání tlaku umožňuje jejich potlačování např. ve městě, kde není zvýšená svornost zapotřebí. [5 str. 117]

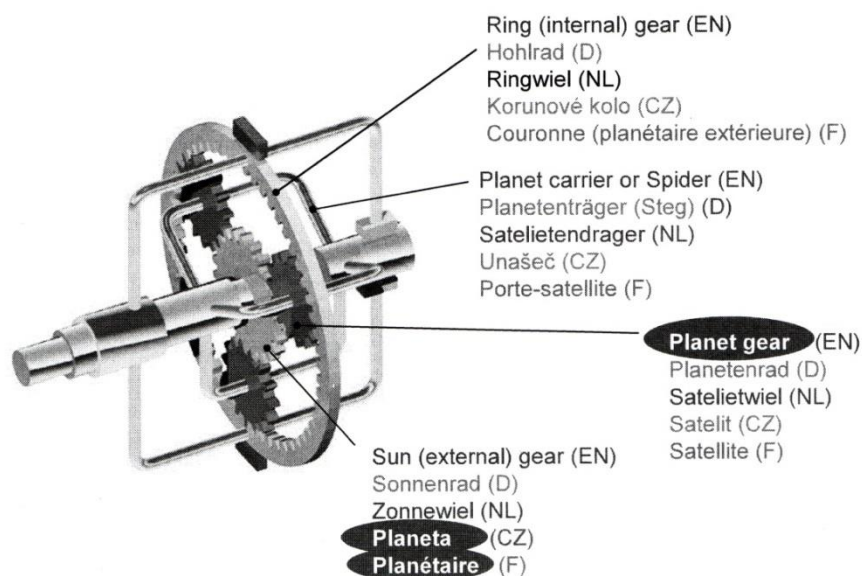


Obrázek 9: Tok výkonu svorným diferenciálem s lamelovou spojkou

a) přímá jízda; b) pomalá jízda zatáčkou; c) s předními koly na kluzkém povrchu; d) se zadními koly na kluzkém povrchu
[5 str. 334]

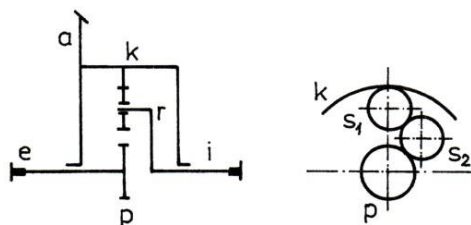
Třetí i čtvrtá generace Toyota RAV4 už stálý pohon všech kol nevyužívají, pohon zadní nápravy je řaditelný elektromagneticky ovládanou spojkou umístěnou před zadní nápravou. [5 str. 117] [10]

2.2 Planetový mezinápravový diferenciál



Obrázek 10: Schéma a označování planetového převodu [11 str. 4]

Tento obrázek uvádím jako první z názorného důvodu nejen co se týče funkce, ale zároveň i označování jednotlivých částí, které může být při překladu do jiného jazyka velmi matoucí. V případě využití planetového mechanismu jakožto diferenciálu vyžadujeme opět dva stupně volnosti. Potom jej můžeme znázornit následujícím schématem.



Obrázek 11: Schéma planetového diferenciálu [7 str. 161]

Přiřazení vstupu a výstupů ke korunovému kolu, unašeči a planetám se pro jednotlivá konstrukční řešení liší. Vzorový kinematický rozbor provedeme pro řešení s korunovým kolem jakožto vstupem a se dvěma spoluzabírajícími satelity, což zajišťuje, že výstupní hřídele mají stejný smysl otáčení (jedná se tedy o kinematickou vlastnost a tudíž při výpočtu počtu stupňů volnosti započítáváme oba satelity). Převodový poměr můžeme vyjádřit následovně (písmeno j značí počet spoluzabírajících satelitů): [7 str. 161]

$$i_{ei}^r = i_{pr}^k = 1 - i_{pk}^r = 1 - \frac{|z_k|}{z_p} \cdot (-1)^j \quad (2.5)$$

Symetričnost diferenciálu je pak zajištěna, platí-li:

$$i_{pr}^k = -1, \text{ tedy} \quad (2.6)$$

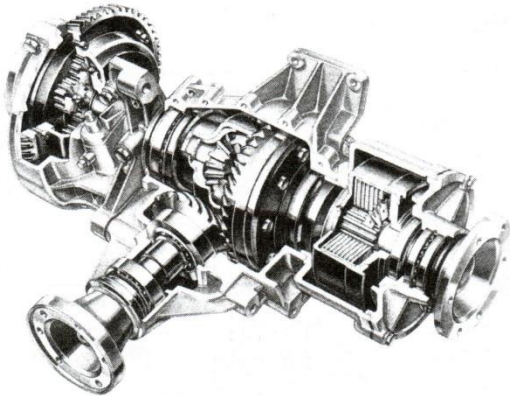
$$\frac{|z_k|}{z_p} = -2 \quad (2.7)$$

Stupně volnosti s ohledem na předchozí odstavec a dle kap. 2.1:

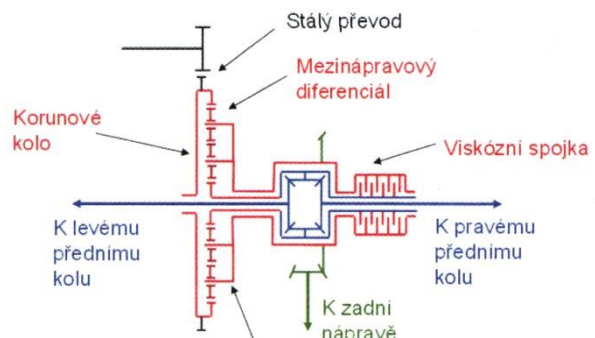
$$w = 5 - 3 = 2 \quad (2.8)$$

2.2.1 Lancia Delta HF Integrale

Tento vůz vyráběný mezi léty 1986 - 1994 [12] disponoval stejným typem planetového diferenciálu uvedeného v předchozí kapitole – na schématu i v řezu je patrné zdvojení satelitů. V tomto případě je výkon přes stálý převod (vyznačen černě) přiváděn na korunové kolo (červeně) planetového soukolí. První z výstupů – planeta (zeleně) pohání klec kuželového diferenciálu přední nápravy (modře) a vnitřní lamely viskózní spojky (červeně), která zvyšuje svornost mezinápravového diferenciálu. Druhým výstupem je unašeč spojený s kuželovým kolem přenášejícím výkon k zadní nápravě a zároveň s protilehlými lamelami spojky. [5 str. 120]



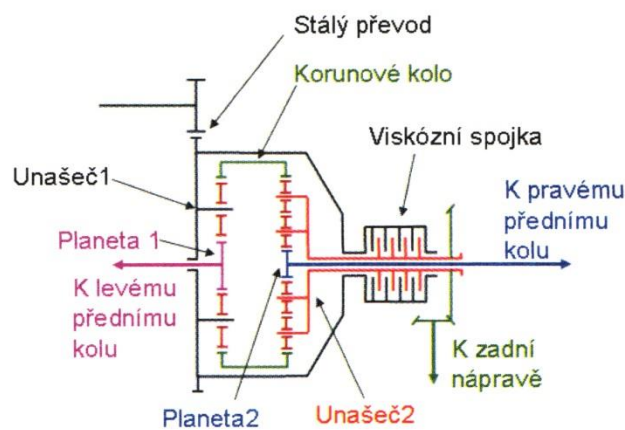
Obrázek 12: Řez převodovým ústrojím vozu Lancia Delta 4WD [5 str. 121]



Obrázek 13: Schéma mezinápravového a nápravového diferenciálu [5 str. 120]

2.2.2 Hyundai Santa Fe

První generace vozu Hyundai Santa Fe disponuje velmi zajímavým řešením sestávajícím ze čtyřhřídelového diferenciálu se třemi stupni volnosti umístěného ve skříni rozvodovky. Plní tak funkci diferenciálu mezinápravového i nápravového (pro přední nápravu). Jedná se o dílo rakouského výrobce Steyr-Daimler-Puch. [5 str. 131] Před popisem funkce proto nejprve uvádím schéma:



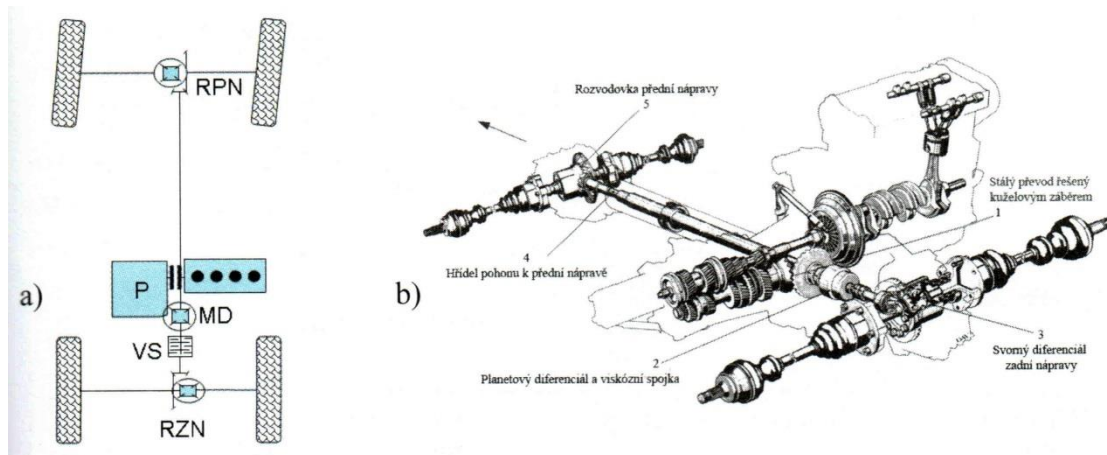
Obrázek 14: Schéma diferenciálu vozu Hyundai Santa Fe [5 str. 130]

Výkon je stálým převodem (černě) přiváděn na unašeč 1 levého jednoduchého planetového soukolí, který je zároveň spojen s vnějším paketem lamel viskózní spojky zvyšující svornost mezinápravového diferenciálu. Prvním výstupem levého planetového soukolí je planeta 1 pohánějící

levé přední kolo (fialově) a korunové kolo, jež je společné s druhým soukolím a tvoří zároveň jeho vstup. Výstupem je pak unašeč 2 (červeně) zdvojených satelitů spojený s vnitřním paletem lamel a kuželovým kolem jakožto výstupem k zadní nápravě a dále planeta 2 (modře) zajišťující pohon pravého předního kola. [5 str. 130]

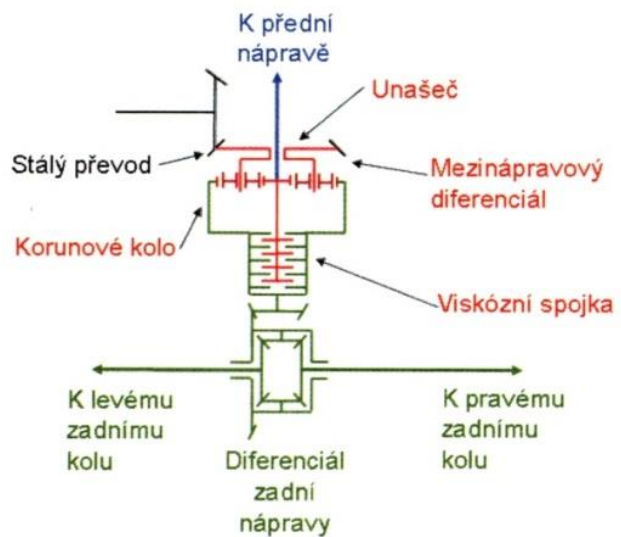
2.2.3 Peugeot 205 Turbo 16

Tento soutěžní vůz zaniklé skupiny B zde uvádím pro jeho ojedinělou koncepci s motorem uloženým před zadní nápravou napříč, která byla umožněna velmi nízkými požadavky na ověřovací sérii a štedrým rozpočtem společně s vysokými nároky na výkon celého pohonného mechanismu.



Obrázek 15: a) Schéma pohonu vozu Peugeot 205 T16; b) Řez hnacím ústrojím vozu Peugeot 205 T16 [5 str. 125]

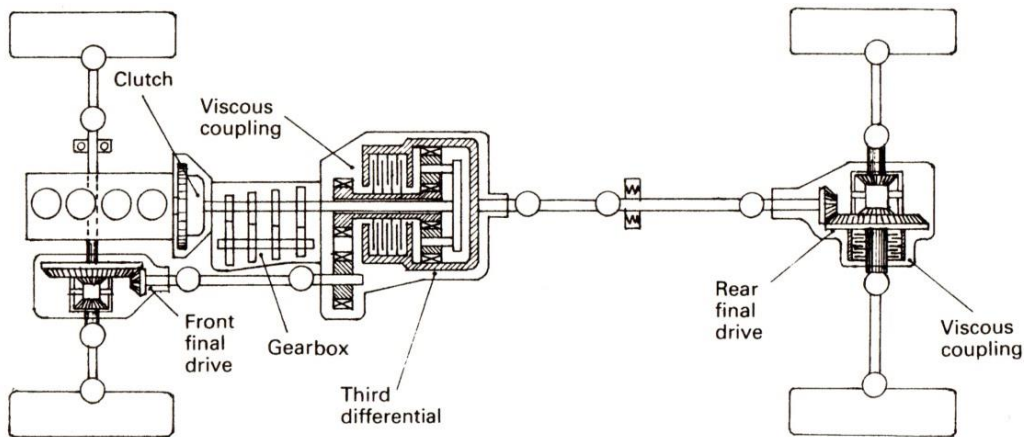
Funkci vysvětluje následující obrázek. Stálý převod (vznačený černě) představuje zároveň unašeč planetového diferenciálu (červeně). Přední nápravu pohání planetové kolo (červeně), umístěné na společném hřídeli s vnitřními lamelami paralelně umístěné viskózní spojky. Výstupem k zadním kolům je potom korunové kolo (zeleně), do jehož dutého hřídele zasahují vnější lamely viskózní spojky. [5 str. 125]



Obrázek 16: Schéma zadní části pohonného systému vozu Peugeot 205 T16 [5 str. 126]

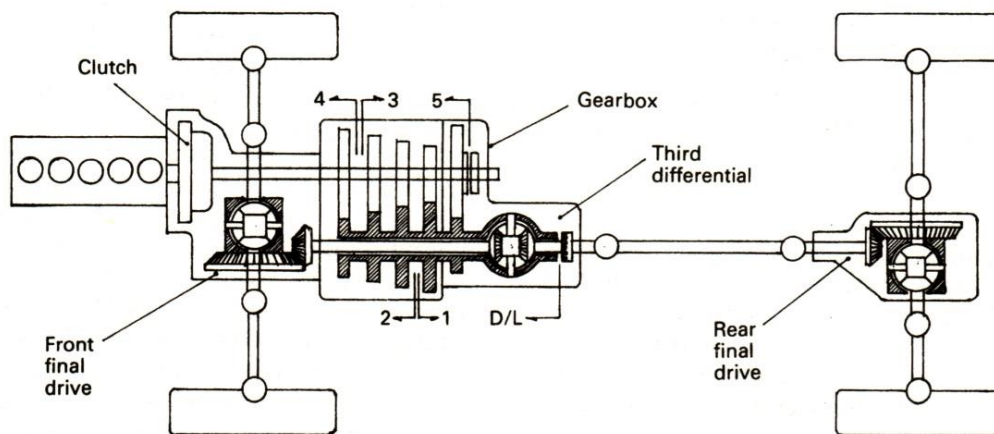
3. PODÉLNÁ ZÁSTAVBA

S podélnou zástavbou pohonné jednotky odpadá problém omezené šířky vozu, avšak zástavbový prostor se prodlužuje v podélné ose vozidla. Setkáváme se s ní proto zejména u rozměrnějších a především terénních vozů, u nichž vyžadujeme zástavbu redukční převodovky. Drobná nevýhoda spočívá v nemožnosti řešit stálý převod na nápravy čelním ozubením – rozvodovky tak využívají ozubení kuželové, hypoidní či spirální. Na prvním obrázku je rozvodovka přední nápravy oddělená od mezinápravového diferenciálu. Toto řešení je typické pro terénní vozy a výkon je mezi oběma prvky přenášen obvykle kloubovým hřídelem.



Obrázek 17: Schéma stálého pohonu všech kol s podélnou zástavbou a oddělenou rozvodovkou přední nápravy [4 str. 260]

U silničních vozů či SUV, které nemají tak vysoké nároky zejména na velikost vypružení náprav, se využívá řešení, při kterém je motor posunut více vpřed a rozvodovka přední nápravy je součástí mezinápravového diferenciálu – viz následující obrázek (kde D/L značí uzávěrku diferenciálu). [5 stránky 175-176]

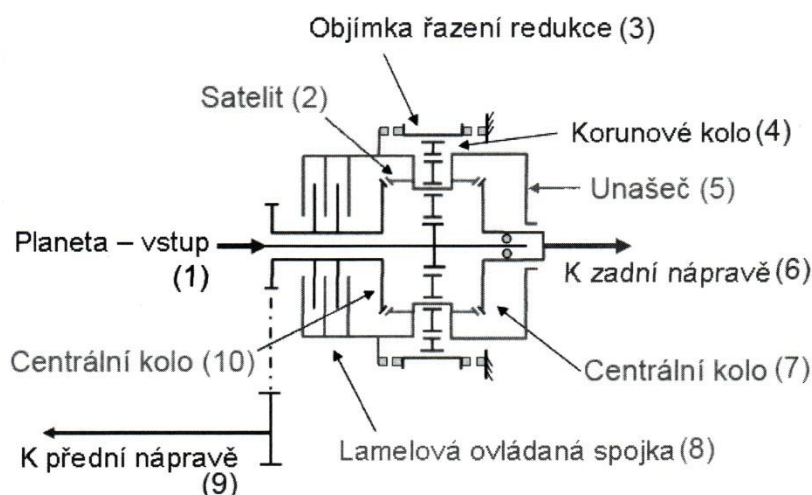


Obrázek 18: Schéma stálého pohonu všech kol s podélnou zástavbou a integrovanou rozvodovkou přední nápravy [4 str. 259]

3.1 Kuželový mezinápravový diferenciál

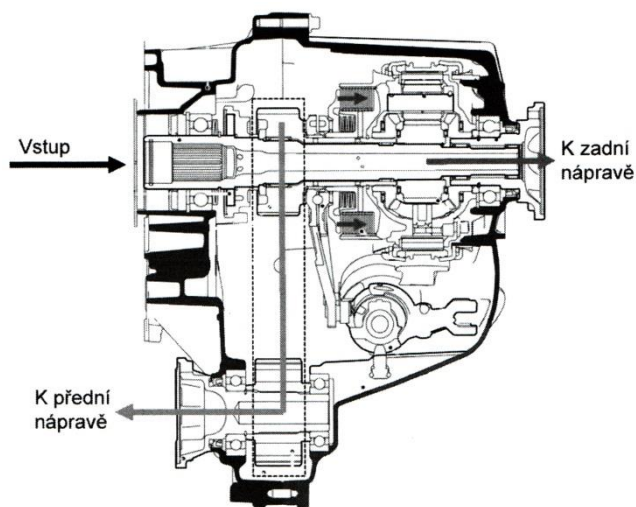
3.1.1 Land Rover Discovery

Třetí a čtvrtá [13] generace vozu Land Rover Discovery využívají velmi zajímavé řešení původem od rakouského výrobce Magna Steyr, které spočívá v integraci kuželového mezinápravového diferenciálu a planetové redukční převodovky do jednoho kompaktního celku. Toto "spojení" najdeme v místě, kde je u běžného kuželového diferenciálu čep satelitů. Ten v tomto případě plní zároveň funkci unašeče planetové redukční převodovky. [5 str. 187] Funkci nejlépe objasní následující schéma:



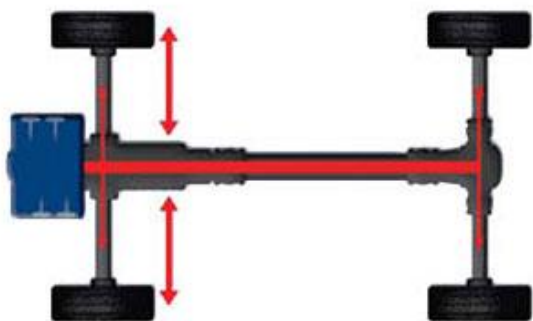
Obrázek 19: Schéma mezinápravového diferenciálu a planetové redukční převodovky [5 str. 187]

Na vstupní hřídeli **1** je pomocí drážkování uchyceno planetové kolo redukční převodovky, přímo uprostřed kuželového diferenciálu. Z něj je moment přenášen přes satelity na unašeč **5**. Redukci lze zařadit objímkou **3**, která obklopuje korunové kolo **4** a může se vůči němu axiálně posouvat. Posune-li se objímka z pohledu schématu doprava, dojde k zařazení redukce spojením korunového kola **4** se skříní a převod činí 2,93 (díky synchronizaci je možno toto provést za jízdy do 16 km/h). Naopak posunem doleva dojde k vyřazení spojení korunového kola **4** a unašeče **5** (do 48 km/h) – planetové soukolí je tak v podstatě vyřazeno z funkce a převod se rovná jedné. Jak již bylo zmíněno, unašeč **5** slouží zároveň jako čep satelitů **2** kuželového diferenciálu. Centrální kolo **10** je duté a drážkováním spojené s řetězovým kolem přenášejícím moment směrem k přední nápravě **9**. Druhé centrální kolo **7** pak vede moment k zadní nápravě **6**. Svornost je ovládaná lamelovou spojkou **8** řízenou elektromechanicky. [5 str. 188]



Obrázek 20: Řez mezinápravovým diferenciálem a redukční převodovkou [5 str. 188]

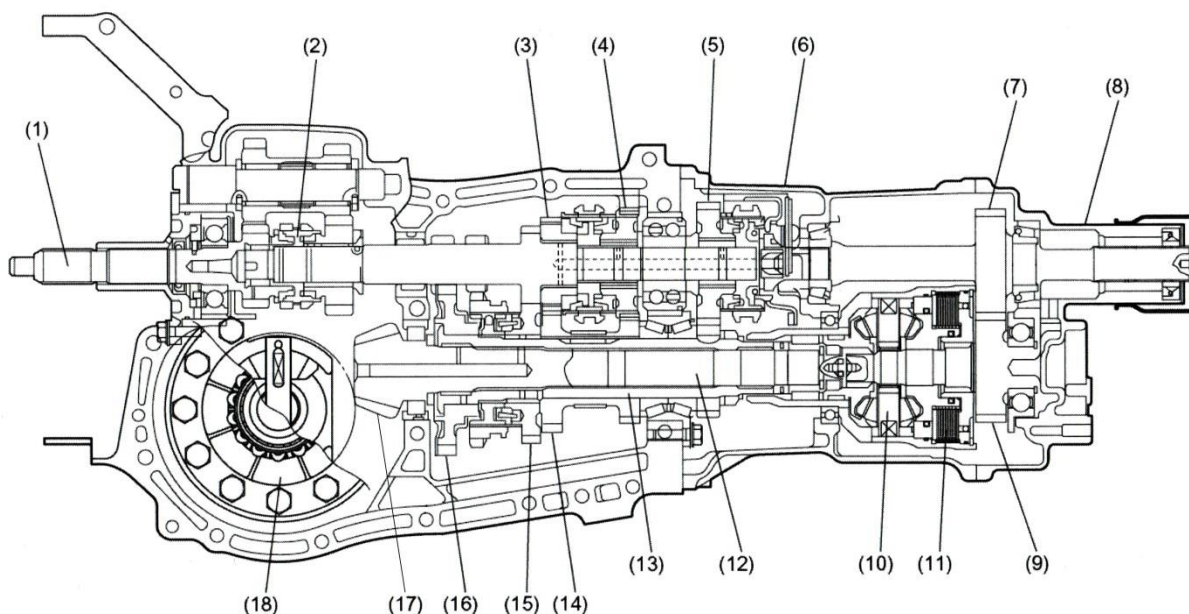
3.1.2 Subaru Symmetrical All Wheel Drive



Značka Subaru figuruje již několik desetiletí na pozici symbolu pohonu všech kol u osobních automobilů. Možná se to zdá překvapivé, ale v útrobách jejich vozů nalezneme několik mírně odlišných řešení. Nejprve zde uvádím tradiční řešení využívající kuželový mezinápravový diferenciál.

Tento systém pohonu všech kol má u Subaru dlouhou tradici a je používán ve většině spektra modelové řady. Může být spřažen jak

Obrázek 21: Symetrie v pohonu všech kol Subaru [14] s pětistupňovou, tak šestistupňovou manuální převodovkou. O pohon se pak tradičně stará plochý čtyřválcový motor typu boxer, který je charakteristický krátkým zástavbovým prostorem. Díky tomu je možné dosáhnout toho, co naznačuje slovo "symetrický" v názvu pohonu – hřídele leží v podélné rovině symetrie vozu, případně vedou kolmo přímo ke kolům prostřednictvím stejně dlouhých hřídelí se stejnoběžnými klouby. [5 str. 178] Stavbu samotného srdce pohonu znázorňuje níže uvedené schéma. Konkrétně se jedná o pětistupňovou převodovku s integrovanou předlohou dvoustupňovou redukcí, která je umístěna na vstupním hřídeli v podstatě ihned za spojkou. Mezinápravový diferenciál je kuželový, vybavený viskózní spojkou pro zvýšení svornosti, konstrukčně tedy nepřináší žádné novinky. [15]



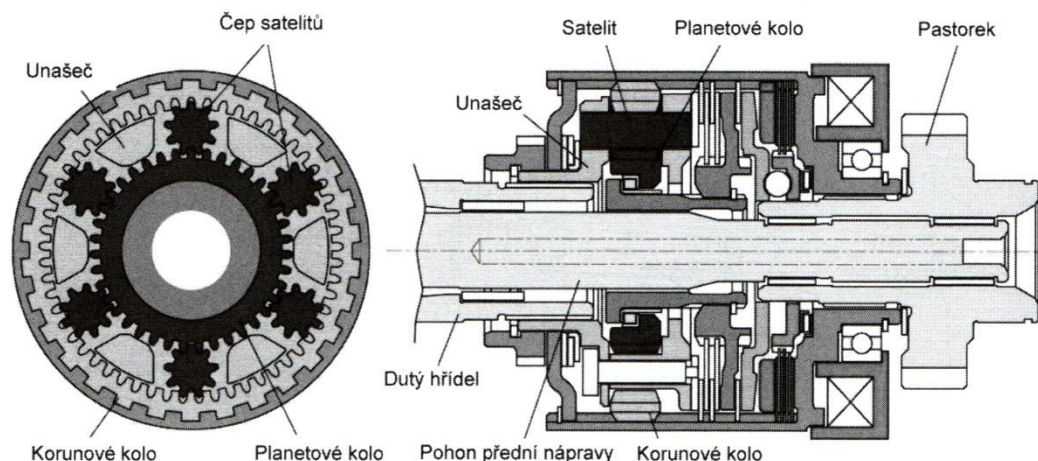
Obrázek 22: Řez pohonnou jednotkou Subaru s pětistupňovou manuální převodovkou:

1-vstupní hřídel; 2-synchronizační spojka redukční převodovky; 3-ozubené kolo 3. stupně; 4-ozubené kolo 4. stupně; 5-ozubené kolo 5. stupně; 6-skříň převodovky; 7-hnané ozubené kolo vývodu k zadní nápravě; 8-zadní víko převodovky; 9-hnací ozubené kolo vývodu k zadní nápravě; 10-mezinápravový diferenciál; 11-viskózní spojka; 12-hnací hřídel přední nápravy; 13-dutý výstupní hřídel převodovky; 14-ozubené kolo 2. stupně; 15-ozubené kolo 1. stupně; 16-axiální uložení kola 1. stupně; 17-pastorek diferenciálu přední nápravy; 18-diferenciál přední nápravy [5 str. 179] [16]

3.2 Planetový diferenciál

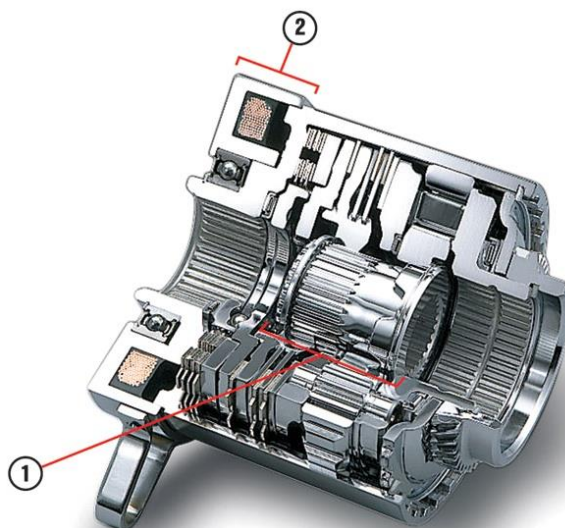
3.2.1 Subaru DCCT

Zkratka DCCT znamená Driver Control Center Differential, a tudíž naznačuje, že se bude jednat o zajímavé řešení mezinápravového diferenciálu. První polovina názvu – ovládání řidičem – se vyznačuje možností přepínat ovladačem na palubní desce mezi automatickým a manuálním režimem. V prvním z nich spočívá rozdělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu čistě na bedrech elektronické řídicí jednotky, ve druhém pak může řidič přímo ovlivňovat svornost diferenciálu. [17]



Obrázek 23: Schéma mezinápravového diferenciálu systému Subaru DCCD II. generace [5 str. 198]

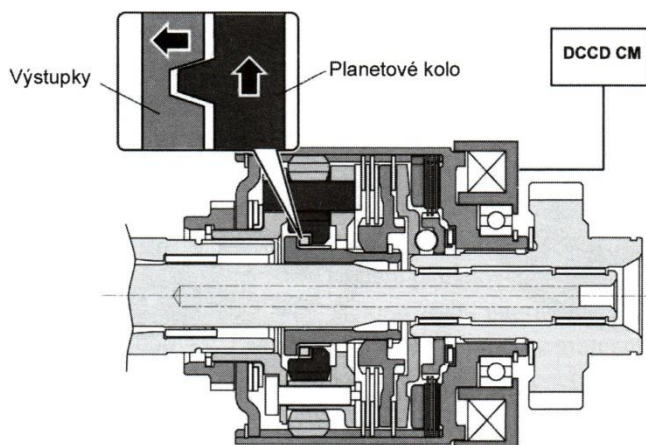
Konkrétně hovoříme o systému DCCD II. generace, kterým je vybaven vůz Subaru Impreza WRX STi od roku 2006. Tvoří ho jednoduché planetové soukolí. Točivý moment je přiváděn dutým hřídelem (viz obr. 22) který je drážkováním spojen s unašečem. Korunové kolo s 57 zuby je výstupem k dalšímu dutému hřídeli směřujícímu k zadní nápravě a planetové kolo s 39 zuby přenáší moment k přední nápravě. Pro výpočet převodového poměru nemůžeme použít vztah (2.5), jelikož vstupem je nyní unašeč. Pro základní převod diferenciálu tedy platí rovnice (2.9). Diferenciál tak rozděluje točivý moment v poměru 41:59 mezi přední/zadní nápravu (což je rozdíl oproti typu montovanému v letech 2004 – 2006, kde činil poměr 35:65 [17]). Navíc je diferenciál vybaven mechanickým závěrem a elektromagneticky ovládanou spojkou zvyšující svornost diferenciálu. [5 str. 198]



Obrázek 24: Mezinápravový diferenciál Subaru DCCD II.:
1-objímka mechanického závěru;
2-cívka elektromagnetického ovládání [18]

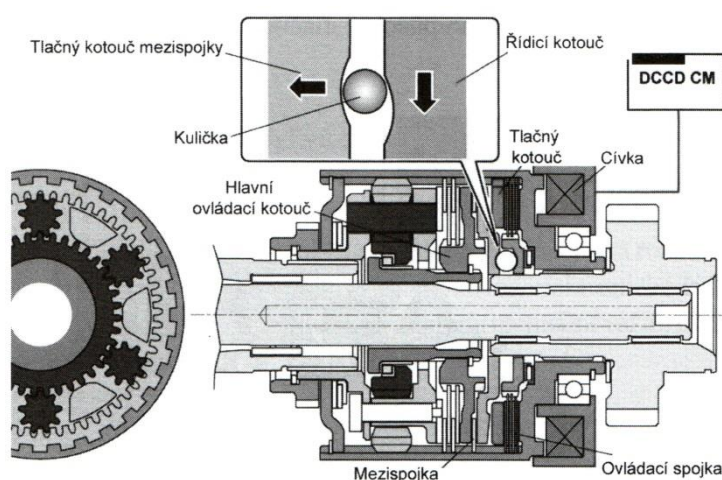
$$i_{pk}^r = \frac{z_k}{z_p} (-1)^j = -\frac{57}{39} = -1,46 \quad (3.1)$$

Mechanický způsob zvyšování svornosti funguje tehdy, dojde-li k prokluzu kol jedné nápravy a tedy i k rozdílu otáček mezi planetovým kolem a objímkou mechanického uzávěru (viz obr. 25). Planetové kolo je opatřeno výstupky na svém obvodu, které zapadají do zahloubení opačného tvaru vyvedených na mechanickém uzávěru. Při zmíněném prokluzu má jedna z částí tendenci otáčet se jinými otáčkami, což vyvolá radiální sílu mezi výstupky. Díky sklonu jejich stran dojde taktéž ke vzniku síly axiální, která prostřednictvím objímky přitlačí hlavní ovládací kotouč spojky k lamelám a zvýší svornost diferenciálu.



Obrázek 25: Schéma mechanického závěru mezinápravového diferenciálu Subaru DCCD II. [5 str. 199]

Elektromagnetický způsob zvyšuje svornost tehdy, pokud mu to nařídí elektronický řídicí systém nebo sám řidič. Ovládání se realizuje množstvím proudu přiváděného do ovládací cívky. Čím je jeho hustota větší, tím je silnější elektromagnetické pole, které k sobě začne přitahovat řídicí kotouč magnetické spojky. Ten má tak tendenci snižovat své otáčky vůči tlačnému kotouči, což díky šesti kuličkám umístěným ve vačkových drážkách způsobí axiální sílu, kterou začne působit tlačný kotouč na hlavní ovládací kotouč spojky. Svornost lze tímto způsobem plynule regulovat, přičemž stále zůstává v činnosti i mechanický způsob pro případ prokluzu kol. [5 stránky 198-199]



Obrázek 26: Schéma elektromagnetického ovládní svornosti mezinápravového diferenciálu Subaru DCCD II. [5 str. 200]

Při pohledu na toto i jiná řešení je jasné, že svornost je opravdu důležitým parametrem diferenciálu. Jak bylo zmíněno v kapitole 2.1.1, hlavním důvodem je snaha přenášet točivý moment na kola, která mají v daný okamžik lepší trakci. V návaznosti na systém DCCD považuji za vhodné uvést zde alespoň základní teoretický popis svornosti dle [7 stránky 165-166] a [5 stránky 291-292].

Technickou podstatou zvyšování svornosti diferenciálu je záměrné snižování jeho vlastní účinnosti, která je definována při nehybné kleci (vstupu) diferenciálu. Je rovna poměru momentu přivedeného na jeden z výstupů (označen e) k momentu, který odevzdává druhý výstup (označen i). V případě děličů momentu v ní figuruje ještě převodový poměr mezi oběma výstupy, který je pro symetrické diferenciály roven -1 (viz kap. 2.1). Matematicky zapsáno:

$$\frac{M_e}{M_i} = -i_{ei}^a \cdot \eta^a \quad (3.2)$$

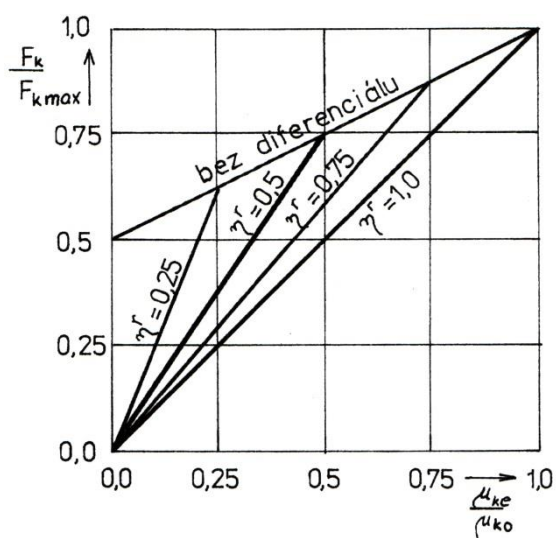
Pomocí vlastní účinnosti a za pomoci momentu na kolech/nápravě s vyšší adhezí (M_v) či nižší adhezí (M_n) dále definujeme tzv. svornost s :

$$s = 1 - \eta^a = \frac{M_v - M_n}{M_v + M_n} \quad (3.3)$$

Vzhledem k tomu, že v praxi nás často zajímá maximální moment, který bude na výstupu s lepší trakcí, zatímco bude výstup s horší trakcí na svém adhezním limitu, můžeme vyjádřit:

$$M_v = \frac{1 + s}{1 - s} \cdot M_n \quad (3.4)$$

Chování samosvorného diferenciálu a rozdíl oproti diferenciálu se 100% uzávěrem (což je ekvivalentní vozidlu bez diferenciálu) přináší následující graf. Předpokládejme pro jednodušší popis, že se jedná o diferenciál nápravový (v případě mezinápravového je chování stejné). Jedno kolo se nachází na povrchu s lepší adhezí charakterizovanou součinitelem tření μ_{k0} . Součinitel tření pod druhým kolem označíme μ_{ke} a na vodorovnou osu budeme vynášet jejich podíl. Svislá osa znázorňuje podíl síly, kterou je náprava schopná za daných adhezních podmínek přenášet k maximální síle, kterou by přenášela při součiniteli adheze μ_{k0} pod oběma koly.



Graf 2: Závislost přenášené síly na vozovku vzhledem k adhezí [7 str. 168]

Vidíme, že v případě uzávěrky odvádí kolo s lepší adhezí vždy "polovinu práce", přesněji řečeno přenáší polovinu maximální síly a není závislé na velikosti síly odváděné druhým kolem, výsledná síla je jejich prostým součtem. Při použití svorného diferenciálu se síla na kole s lepší trakcí zvyšuje oproti teoretickému diferenciálu s vlastní účinností $\eta^a = 1$ v závislosti na velikosti této vlastní účinnosti η^a (v grafu značená η^a). Limitem však stále zůstává síla přenášená nápravou bez diferenciálu, neboť nad ním už by na kolo s lepší adhezí připadal větší podíl hnací síly, než je schopno při daném součiniteli adheze μ_{k0} přenést. [7 str. 169]

Ještě je dlužno dodat, že vlastní účinnost diferenciálu např. $\eta^a = 0,5$ neznamená, že polovina energie je zmařena v teplo. Ačkoliv samosvornost diferenciálu samozřejmě zvyšuje energetické ztráty, rozhodně se nejedná o takto vysoká čísla. Při provozu diferenciálu totiž není vstup zastaven, jak jsme předpokládali při definování vlastní účinnosti. Definujeme-li celkovou účinnost jako poměr výkonu na výstupních členech k výkonu na členu vstupním, získáváme vztah [5 str. 293]:

$$\eta = 1 - \frac{1 - \eta^a}{1 + \eta^a} \cdot \frac{b}{2r} \quad (3.5)$$

Písmeno b značí rozchod kol a r poloměr zatáčky. Ačkoliv tedy vztah platí pro diferenciál nápravový, poslouží nám k alespoň hrubé číselné představě o velikosti celkové účinnosti. Např. pro zmíněnou svornost $\eta^a = 0,5$, rozchod kol $b = 2$ m a poloměr zatáčky $r = 50$ m (což je zhruba poloměr kruhového objezdu na Vítězném náměstí) vychází celková účinnost:

$$\eta = 1 - \frac{1 - 0,5}{1 + 0,5} \cdot \frac{2}{2 \cdot 50} = 0,99\bar{3} \quad (3.6)$$

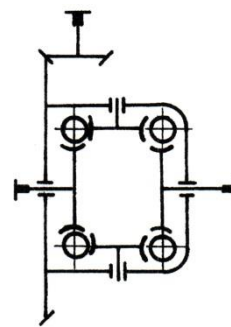
Pokud bychom se chtěli pro zadané hodnoty dostat pod účinnost např. $\eta = 0,95$, museli bychom projíždět obloukem o poloměru menším jak 7 metrů. Z toho je patrné, že při běžném provozu jsou energetické ztráty způsobené zvýšenou svorností minimální.

3.3 Šnekový diferenciál

Šnekový diferenciál se svým uspořádáním a symetričností podobá diferenciálu kuželovému, platí pro něj i stejné vztahy co se týče převodu (viz kap. 2.1). Pro ověření počtu stupňů volnosti využijeme vzorec ze stejné kapitoly. Opět započítáváme pouze jeden satelit, který je nutný pro požadovanou kinematiku:

$$w = 7 - 5 = 2 \quad (3.7)$$

Charakteristickým rysem šnekových převodů je schopnost přenášet vysoký výkon a dosahovat vysokého převodového poměru, proto se často využívají u nákladních a těžkých vozidel. [4 str. 253] Dalším znakem jsou vyšší ztráty způsobené skluzem v ozubení, což je pro automobilovou aplikaci významnější. V běžných šnekových převodech je tato vlastnost nevýhodou, u diferenciálů je však využívána ve prospěch zvyšování svornosti. Velikost těchto ztrát obecně závisí na sklonu zubů šneku a tvaru soukolí. Dražší a náročnější výroba a kratší životnost související se zvýšeným opotřebením třením však oproti valivým soukolím nevýhodami zůstávají. [2 str. 21]



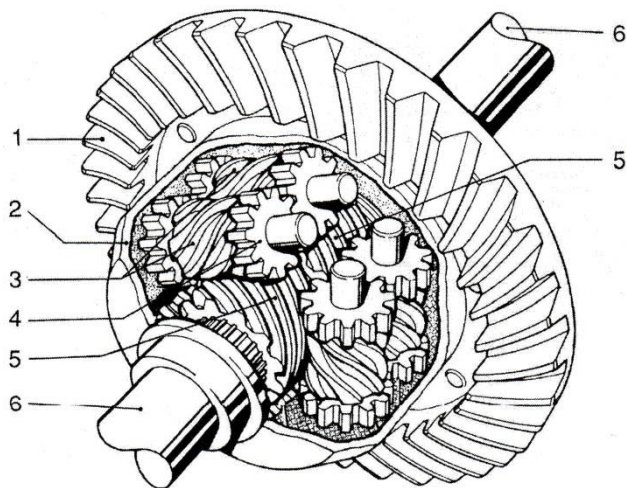
Obrázek 27: Schéma šnekového diferenciálu [7 str. 161]

3.4 Diferenciál TORSEN

Vlastnosti šnekového převodu využívá toto velmi rozšířené řešení svorného diferenciálu, jehož název vznikl zkrácením slov "torque sensing" – diferenciál se totiž chová jako otevřený, je-li moment na obou výstupech stejný; teprve ve chvíli, kdy jeden z výstupů (ať už kolo či celá náprava) začne ztrácet trakci, dojde vlivem rozdílných otáček ke zvyšování svornosti v diferenciálu. Efekt zvýšené svornosti okamžitě vymizí, dojde-li ke srovnání momentů na výstupech nebo přestane-li působit moment na vstupu. Jedná se přitom o čistě mechanickou konstrukci. [19]

3.4.1 TORSEN typ A (typ 1)

První vyráběný typ skvěle poslouží k objasnění funkce tohoto diferenciálu. Jakmile nastane situace, ve které má jeden z výstupů 6 tendenci se protáčet, mají i oba výstupní šneky 5 snahu otáčet se rozdílnými otáčkami a stejně tak i šneková kola 3, jejichž osy jsou uloženy v kleci 2 a ve společném záběru přes čelní ozubená kola 4. Snížená účinnost šnekových kol snižuje i vlastní účinnost diferenciálu a tedy zvyšuje svorný účinek – moment se začne dělit nerovnoměrně. Svornost závisí na tvaru zubů (patentovaném pod názvem INVEX™ [20]) a pro jednotlivá vozidla a provedení diferenciálu se liší. [2 str. 23] Druhým faktorem, který způsobuje zvyšování ztrát v diferenciálu, je tření čel výstupních šneků o klec diferenciálu. Toho lze využít při konstrukci diferenciálu mezinápravového, kdy může TORSEN sloužit zároveň jako dělič momentu. [21]

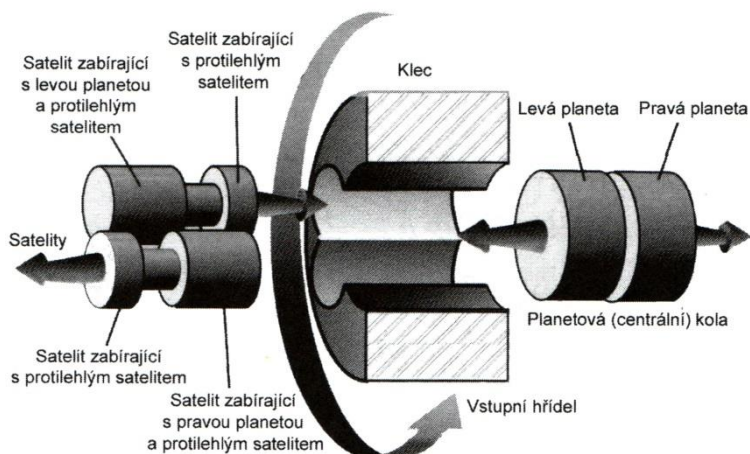


Obrázek 28: Diferenciál TORSEN typ A: 1-vstupní talířové kolo; 2-klec diferenciálu; 3-výstupní šneková kola; 4-čelní ozubená kola; 5- šneková kola; 6-výstupní hřídel [2 str. 23]

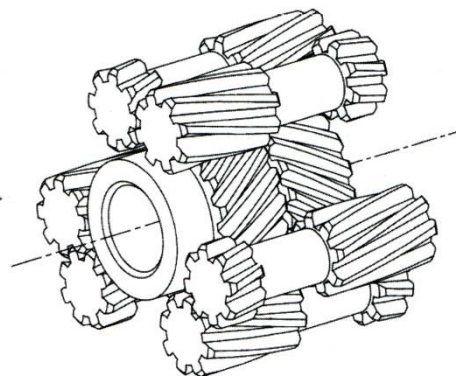
3.4.2 TORSEN typ B (typ 2)

Jedná se o obdobné řešení, ve kterém však konstruktéři nahradili šnekové ozubení čelními koly se šikmým ozubením (patentovaným pod názvem EQUWEX™ [22]) Dvojice spoluzabírajících satelitů tentokrát nejsou uloženy na žádné ose, ale přímo "leží" ve speciálních prohlubních v kleci diferenciálu, přičemž vždy jeden satelit z dvojice zabírá s jednou z výstupních planet. [2 str. 24] Svornost je opět dána při výrobě a ovlivňují ji následující faktory [22]:

- tření mezi boky planetových kol a klecí diferenciálu
- tření mezi boky satelitů a klecí diferenciálu
- tření hlavových průměrů satelitů a výřezů v kleci diferenciálu
- záběr šikmého čelního ozubení



Obrázek 30: Schématické znázornění sil v diferenciálu TORSEN typ B [5 str. 302]

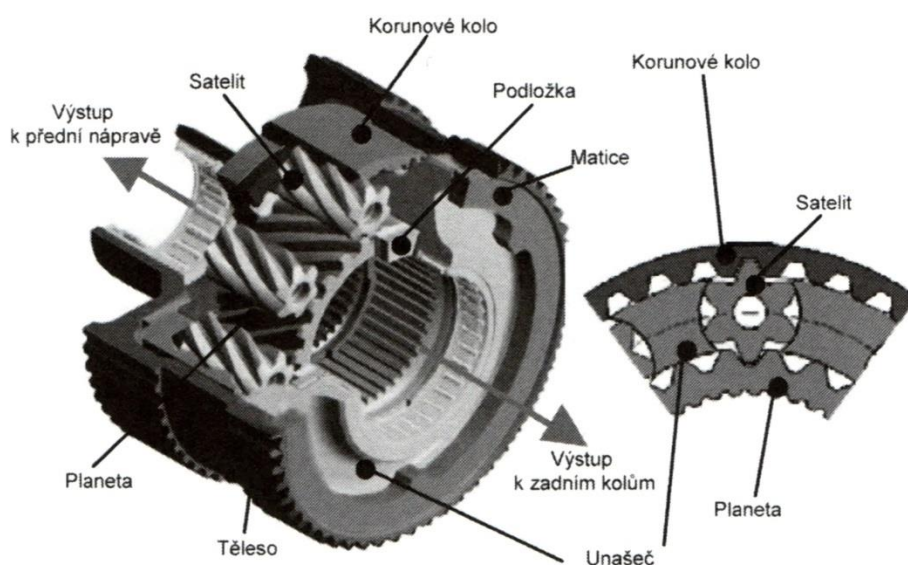


Obrázek 29: Vzájemná poloha planetových kol a satelitových dvojic diferenciálu TORSEN typ B [5 str. 302]

3.4.3 TORSEN typ C (typ 3)

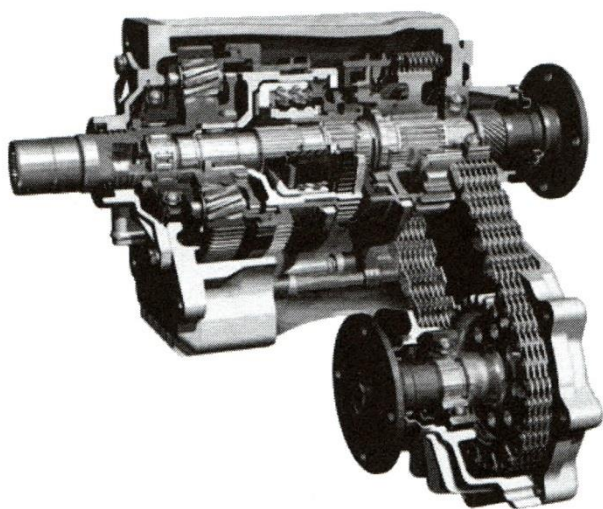
Tento typ je obzvláště vhodný pro mezinápravové použití [23]. Jedná se totiž o nesymetrický diferenciál – planetový dělič momentu. Na rozdíl od běžného planetového diferenciálu popisovaného v kap. 2.2 je zde dosaženo zvýšení svornosti odstraněním čepů unašeče, na kterých by byly uloženy satelity. Ty jsou místo toho uloženy volně a drženy ve svých polohách pouze kruhovými výřezy v unašeči. [2 str. 24] Účinnost a dělicí poměr lze opět nastavit dle požadavků odběratele, přičemž hlavními zdroji zvýšené svornosti jsou v tomto případě [23]:

- tření mezi boky planetových kol a klecí diferenciálu
- tření mezi boky satelitů a unašečem
- tření hlavových průměrů satelitů o unašeč
- záběr šikmého čelního ozubení



Obrázek 31: Svorný diferenciál TORSEN typ C použitý ve voze Toyota Land Cruiser (J100) [5 str. 304]

3.4.4 Toyota Land Cruiser



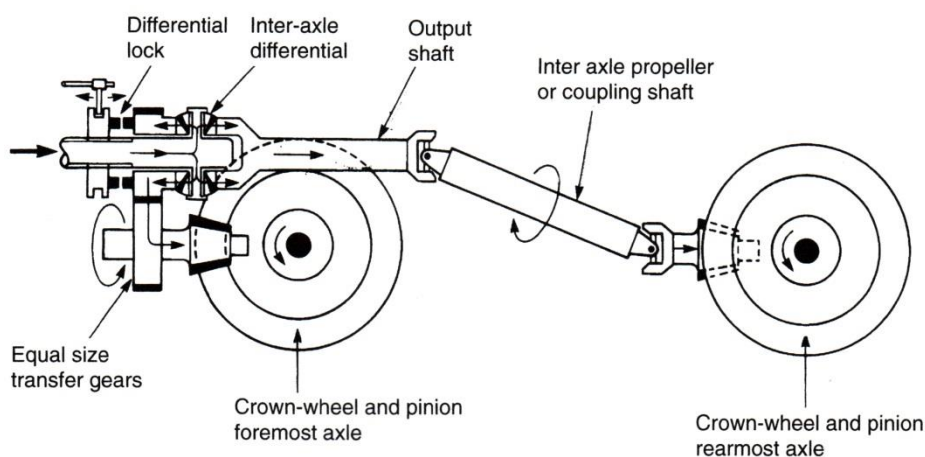
Obrázek 32: Řez rozdělovací převodovkou Toyota VF4AM [5 str. 216]

Toyota Land Cruiser byla ve své minulé generaci (J100) prvním vozidlem používajícím mezinápravový diferenciál Torsen typu C a používá jej i generace současná (J200). Moment je dělený v poměru 40:60 na kola přední/zadní a přítomná je i redukční převodovka a uzávěra diferenciálu. Pro stálý převod směrem k přední nápravě je využit pohon řetězem. [24] [25]

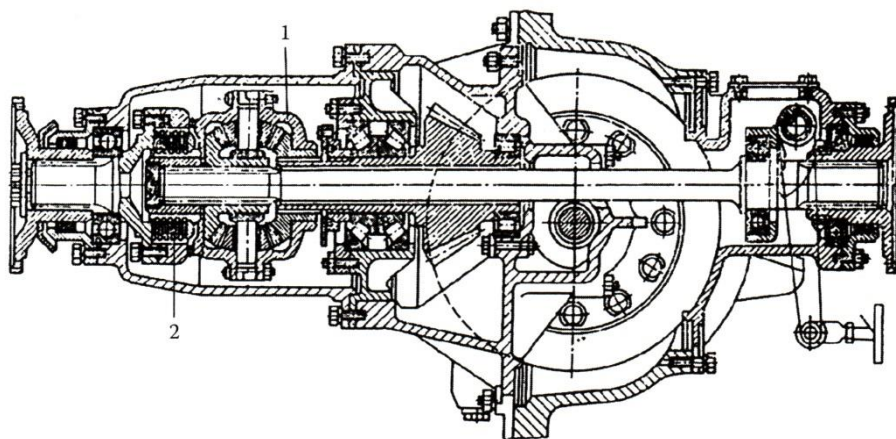
4. APLIKACE MIMO SÉRIOVOU AUTOMOBILOVOU PRODUKCI

4.1 Nákladní vozy

Nákladní vozy často využívají zdvojených (tzv. tandemových) náprav, které jsou obě poháněné. Ačkoliv jsou umístěné blízko sebe a obvykle ani jedna z nich není natáčecí, musíme i zde využít mezinápravový diferenciál pro dělení točivého momentu abychom předešli zvýšenému opotřebení převodového systému. Použití uzávěrky pro případ nepříznivých adhezních podmínek je více než doporučené. [26 str. 429] Na ukázkou zde uvádím dvě mírně odlišná řešení s často využívaným kuželovým mezinápravovým diferenciálem. [27 str. 216]



Obrázek 33: Schématické znázornění dvojité nápravy s mezinápravový diferenciálem [26 str. 429]

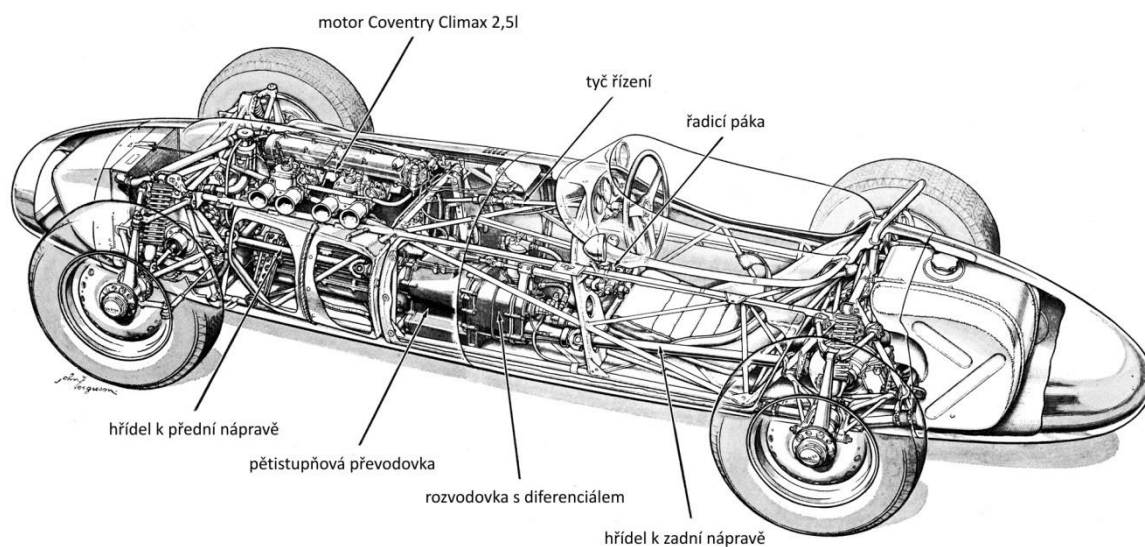


Obrázek 34: Kuželový mezinápravový diferenciál pro zdvojenou nápravu nákladního vozu [27 str. 215]

Na prvním obrázku je využita zubová spojka jakožto uzávěrka. Za povšimnutí stojí opačný smysl otáčení pastorků a tedy jejich umístění s opačných stran korunového kola stálého převodu na nápravách. Druhý obrázek znázorňuje kompaktnější a lehčí řešení s kuželovým diferenciálem 1, které se obejde bez kloubového hřídele a dvou ozubených kol stálého převodu k přední z náprav díky využití hypoidního převodu s mimoběžnými osami u korunového kola nápravového diferenciálu. Uzávěrka je řešena třecí spojkou 2.

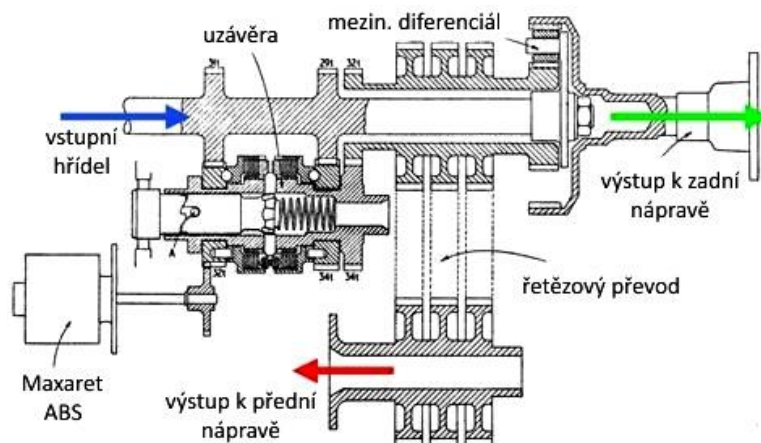
4.2 Formule 1

Toto krátké okénko do historie nám připomene možná poněkud překvapující fakt, že zatímco na kolbištích světového šampionátu rallye se pohon všech kol začal šířit až v roce 1981 díky systému Audi quattro [28], první formule 1 s pohonem všech kol se na okruhu objevila již o 20 let dříve. Konkrétně se jednalo o vůz Ferguson 99 představený na závodě v Silverstone roku 1961. Cílem bylo zejména ověřit řešení pohonu všech kol navržená vývojovým oddělením Harry Ferguson Research Ltd. Mezinápravový diferenciál byl totiž vybaven vícelamelovou spojkou zvyšující svornost spolupracující se systémem brzdového protiblokovacího systému od firmy Dunlop-Maxaret se senzory otáček na všech čtyřech kolech. [29 stránky 324-325] Moment byl mezi nápravy dělen v symetrickém poměru 50:50. [30]



Obrázek 35: Pohled pod karoserií závodního vozu formule 1 Ferguson 99 [31]

K uplatnění došlo v roce 1966 v podobě prvního sériově vyráběného osobního vozu se stálým pohonem všech kol – Jensen FF (odkaz na "Ferguson Formula") [5 str. 294]. Prvenství mu připadá i ohledně protiblokovacího systému ABS, který používal rovněž. Moment byl planetovým mezinápravovým diferenciálem dělen v poměru 37:63 směrem k nápravě přední/zadní. [32]

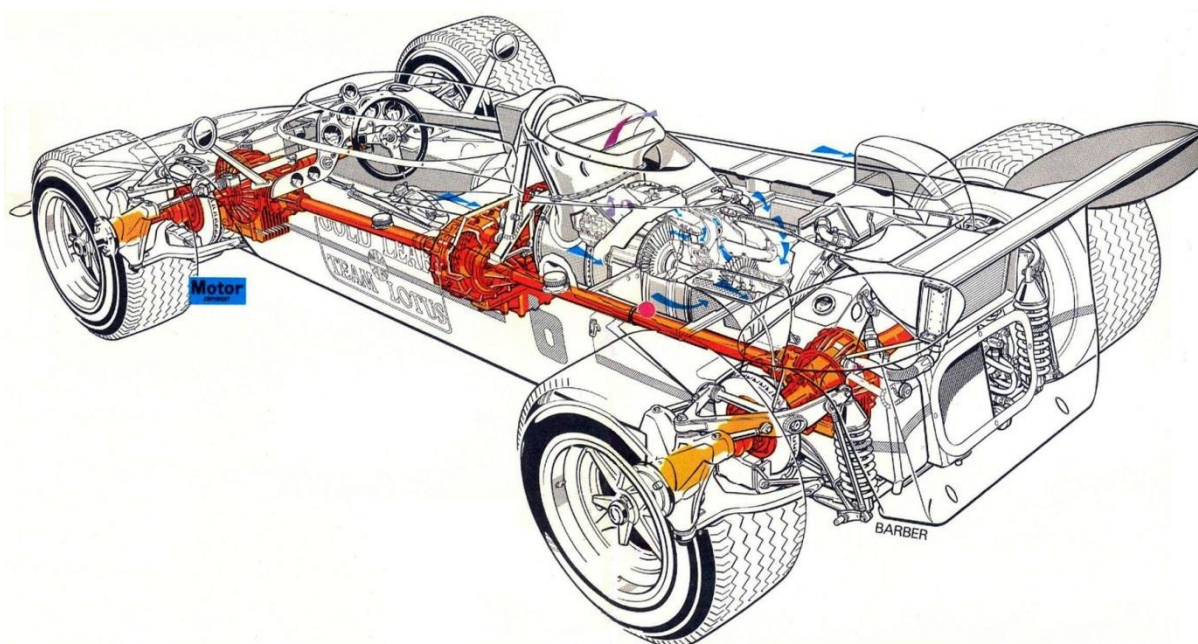


Obrázek 36: Schéma rozvodovky s mezinápravovým diferenciálem firmy Ferguson použité ve voze Jensen FF [32]

Ještě předtím byl však systém Ferguson použit ve formuli 1 ještě u jednoho monopostu, konkrétně v sezoně 1964 u BRM P67. Co se funkční stránky týče, ke změnám došlo v podstatě jen v oblasti brzd a zavěšení, kde BRM využilo díly a řešení ze svých předchozích vozů. [33] Systém už sice na základě zkušeností z jiných závodních sérií vykazoval vysokou spolehlivost, ale jeho vyšší hmotnost nebyla kompenzována dostatečným výkonem, a proto byl nasazen pouze ve Velké ceně Velké Británie. Úspěch však zaznamenal v britských vrchařských závodech. [34]

V sezoně 1969 využilo pohon všech kol ještě několik stájí, avšak Cosworth z nich jako jediný vyvíjel vlastní systém namísto systému Ferguson. Základní schéma zůstalo i tak stejné – motor umístěný vzadu s výstupní hřídelí směřující vpřed k převodovce s mezinápravovým diferenciálem, od kterého vedly hřídele k nápravám směrem vpřed i vzad. Chování vozu bylo značně nedotáčivé i přes snahu Cosworthu jej omezit použitím diferenciálu s omezenou svorností na přední nápravě, a vývoj byl proto po několika měsících zastaven. [30]

Posledním důkazem kvality řešení z dílny Ferguson je monopost Lotus 56 B nasazený v roce 1971, ve kterém musel mezinápravový diferenciál přenášet výkon kolem 500 koní. Ten k němu přicházel z redukčního planetového soukolí přes řetězový přívod bez využití převodovky. Pohon totiž zajišťovala dvouhřídelová turbína původem z helikoptéry, jejíž průběh točivého momentu si od pilota vyžadoval řazení jen při potřebě změny směru jízdy (zpátečka). Důvodem nezdaru této koncepce byla příliš vysoká reakční doba turbíny na řidičovy pokyny, kterou se před veškerou snahu nepodařilo stlačit pod tři sekundy, a spotřeba pohybující se i v oblasti 150 litrů na 100 km. [35]



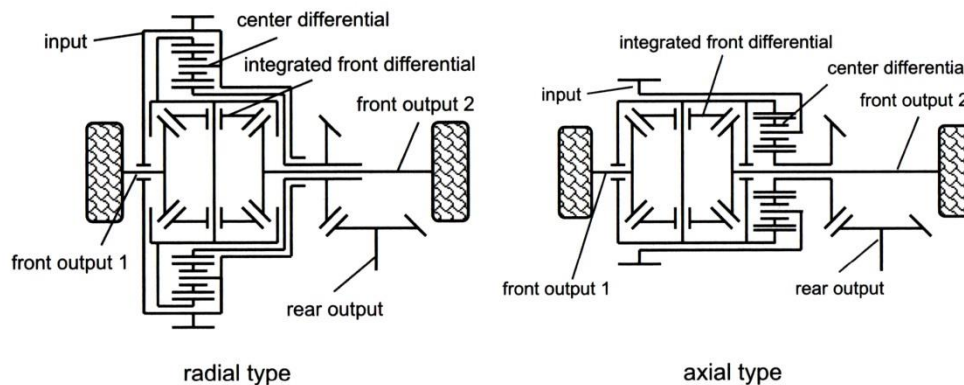
Obrázek 37: Pohonné ústrojí vozu Lotus 56 B [36]

5. INOVATIVNÍ PROJEKTY

5.1 Spojení mezinápravového a nápravového diferenciálu

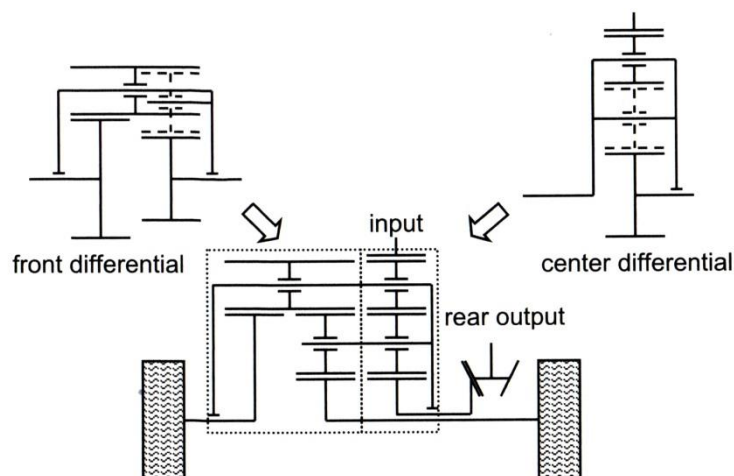
Tato kapitola popisuje řešení uvedené v článku s názvem AWD differential z konference VDI Berichte konané 22. a 23. června 2010. [37] Řešení, jež nám autoři předkládají, je vhodné zejména pro vozy s příčnou zástavbou, neboť jeho charakteristickým rysem jsou kompaktní rozměry díky kombinaci nápravového a mezinápravového diferenciálu do jednoho celku.

Podobná myšlenka rozhodně není první svého druhu, setkali jsme se s ní koneckonců např. v kap. 2.2.2 u vozu Hyundai Santa Fe. Následující schéma znázorňuje kombinovaný diferenciál vyvinutý Toyodou. Podle prostorových možností lze volit buď radiální anebo axiální variantu. Princip je v obou případech stejný, vstup je přiveden na unašec planetového diferenciálu, korunové kolo je výstupem k přední nápravě a planetové kolo k zadní nápravě. Uvnitř planetového soukolí je umístěn kuželový diferenciál pro přední nápravu. Složitost systému kombinující dva druhy soukolí však např. oproti přiřaditelným pohonům nepřináší požadované snížení výrobních nákladů.



Obrázek 38: Schéma kombinovaných diferenciálů dle Toyody [37 str. 401]

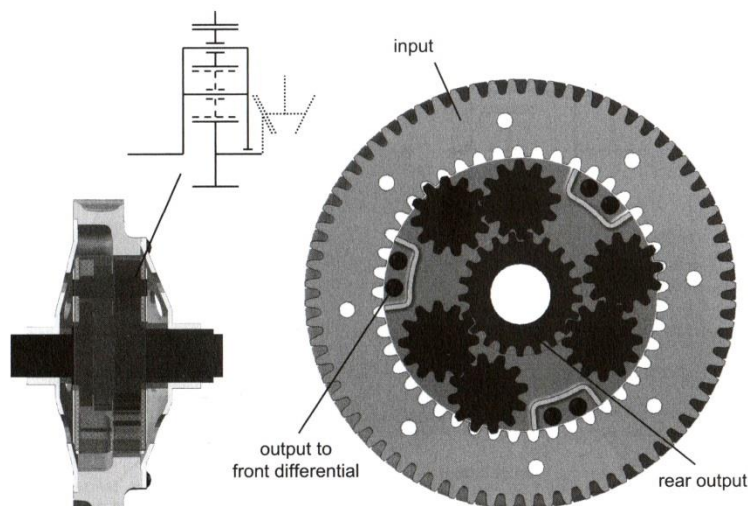
Navrhované řešení dle [37] znázorňuje následující schéma. Jedná se taktéž o kombinaci nápravového a mezinápravového diferenciálu, avšak oba jsou řešeny planetovým soukolím.



Obrázek 39: Schéma integrovaného diferenciálu [37 str. 402]

5.1.1 Mezinápravový diferenciál

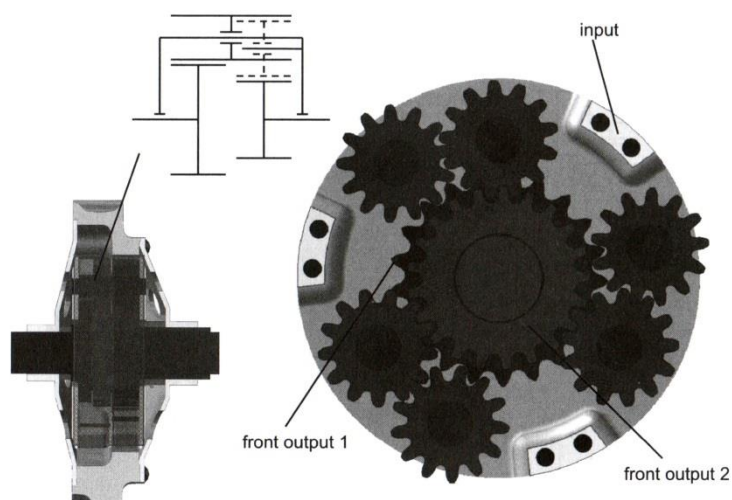
Mezinápravový diferenciál je planetový s kladným převodem při zastaveném unašeči, což zajišťují zdvojené satelity. Vstupem od převodovky je korunové kolo, výstupem k diferenciálu přední nápravy je unašeč a výstupem k zadní nápravě planetové kolo. Vhodnou volbou převodového poměru lze ovlivnit rozložení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu, snadno dosažitelné hodnoty se pohybují mezi 40:60 a 60:40.



Obrázek 40: Sestava mezinápravového diferenciálu [37 str. 403]

5.1.2 Nápravový diferenciál

Nápravový diferenciál je, jak bylo již koneckonců řečeno, tvořen taktéž planetovým převodem. Jeho převodový poměr je však při zastaveném unašeči záporný, každé z planetových kol (a tedy i každé z předních kol) by se v tom případě otáčelo opačným směrem. Vstupem je unašeč, který je přímo spojen s unašečem diferenciálu mezinápravového. Konkrétně mají společné tři páry satelitů. Přestože výstupní planetová kola nemají stejný vnější průměr, je díky vhodně zvolenému počtu zubů dosaženo převodového poměru -1 při zastaveném unašeči a diferenciál je tedy symetrický.



Obrázek 41: Sestava nápravového diferenciálu [37 str. 403]

5.1.3 Výčet součástí

Konečný seznam součástí je následující:

- 1 korunové kolo s ozubením z vnější i vnitřní strany
- 3 planetová kola
- 12 satelitů
- 6 čepů pro uložení satelitů
- 1 unašeč (tvořený jedním či dvěma kusy)
- 2 boční kryty s valivými ložisky
- spotřební materiál



Obrázek 42: Součásti integrovaného diferenciálu [37 str. 406]

5.1.4 Parametry

Snížení výrobních nákladů oproti předchozím řešením je dosaženo zejména jednotnou technologií komponent a jejich snazší montáží. Co se týče prostorových nároků, je ke srovnání použita převodovka MQ350 z dílny VW montovaná do vozů s pohonem přední nápravy (Golf GTI) i všech kol (Audi TTS). Dle autorů lze nahradit kuželový nápravový diferenciál pro přední nápravu tímto integrovaným systémem obou diferenciálů dimenzovaných na stejný přenášený točivý moment bez nárůstu rozměrů skříně – taková je prostorová úspora. V případě pohonu všech kol navíc odpadá nutnost využití spojky Haldex před zadní nápravou. Svornost diferenciálu je poměrně nízká – číselně okolo 10% pro obě momentová dělení. Existují však oblasti pro její potenciální zvýšení, zejména zvýšením tření např. na čelech planetových kol spojeným s vhodným sklonem šikmého ozubení.

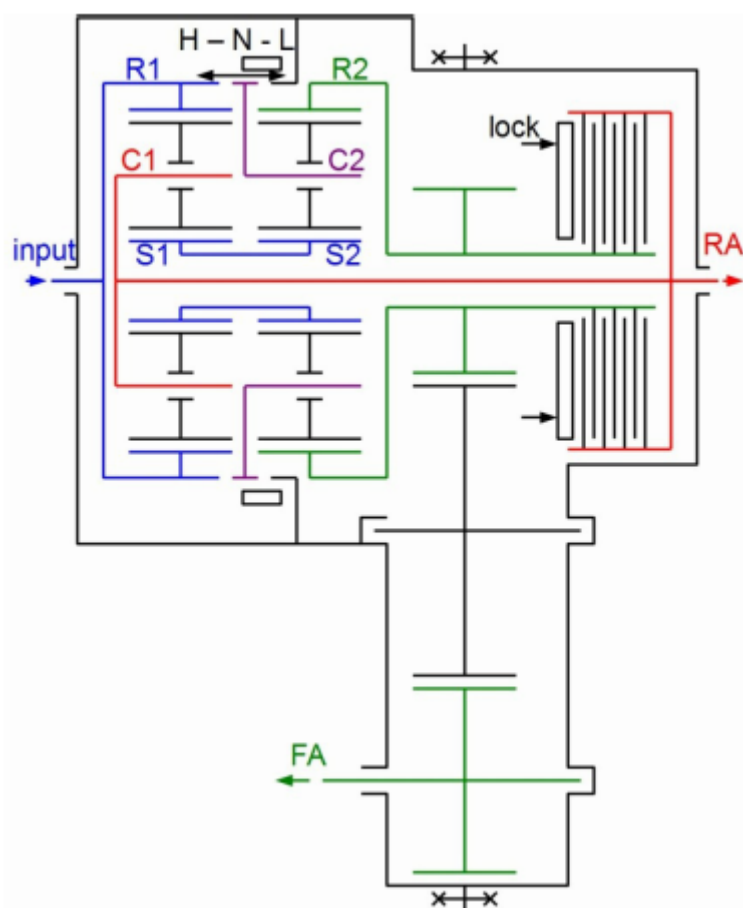
Autoři odhadují snížení ceny tohoto systému oproti řaditelnému pomocí spojky na zhruba 50 – 100 € zejména díky absenci spojky pro zadní nápravu a mechanického i elektronického systému jejího řízení, dále pak díky nižším materiálovým nákladům. Nevýhodou tak zůstává jen vyšší spotřeba paliva v případě trvalého pohonu všech kol oproti připojitelnému.

5.2 Spojení mezinápravového diferenciálu a redukce

5.2.1 Teoretický model

Další ze zajímavých řešení pochází ze symposia CTI konaného v Berlíně ve dnech 8. - 11. prosince 2014, kde jej prezentovala společnost Oberaigner Powertrain GmbH původem z rakouského Nebelbergu. [38] Myšlenka je podobná jako v předchozí kapitole – spojením dvou součástí do celku ušetřit součásti, hmotnost a výrobní náklady. Tentokrát se však jedná o spojení mezinápravového diferenciálu a redukční převodovky určené pro užitkové a nákladní vozy o maximální hmotnosti zhruba 3,5 – 7,5 tuny. Cílem je zajistit možnost používání vozidla v co největším rozsahu rychlostí při co nejmenších rozměrech převodového ústrojí.

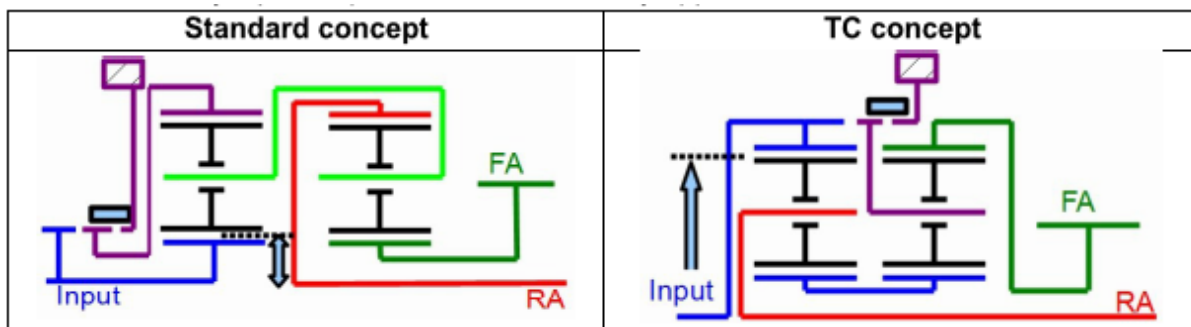
Funkce mezinápravového diferenciálu i redukce bývají často zajišťovány planetovými soukolími, která jsou však vzájemně oddělena. Řešení nazývané "transfer case concept" (dále jen TC) využívá taktéž dvou planetových převodů, ale spojených dohromady dle následujícího schématu.



Obrázek 43: Schéma TC [38]

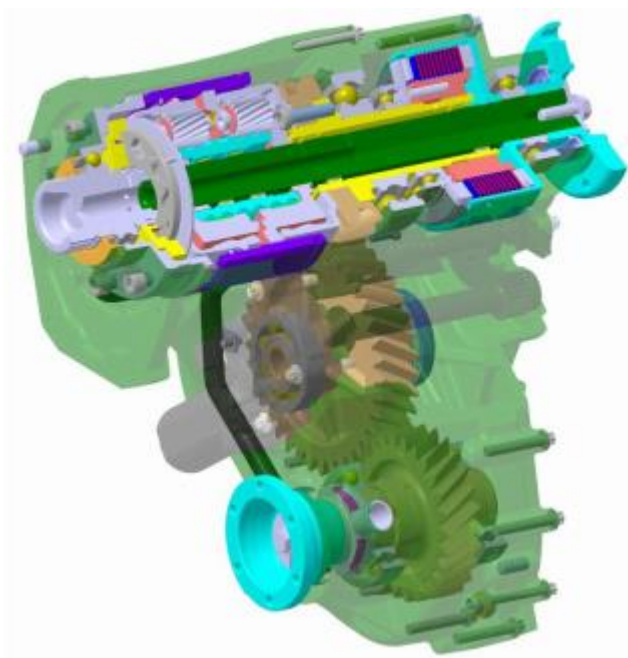
Vstupní hřídele je spojena s korunovým kolem 1 (R1), našeč 1 (C1) je spojen s hřídelem vedoucím k zadní nápravě (RA). Planetové kolo 1 (S1) je přímo spojeno s planetovým kolem 2 (S2) a našeč 2 (C2) je výstupem k přední nápravě (FA). Je-li redukce vyřazena (high range – H), je našeč C2 přímo spojen s korunovým kolem R1, a tedy i se vstupním hřídelem. Satelity v tomto případě vůbec nerotují, čímž jsou sníženy ztráty. Na přední nápravu je přenášeno asi 38-45% točivého momentu. Při zařazení redukce (low range – L) se našeč C2 naopak spojí se skříní diferenciálu. Rozdělení momentu je stejné, avšak je-li převod bez redukce 1, s redukcí stoupne zhruba na 2,2 – 2,6. Přední a zadní náprava mohou být spojeny uzávěrkou (lock).

Podobně jako v předchozí kapitole, i zde je zajištěna vysoká unifikace v technologičnosti konstrukce, dvě planetová kola jsou navíc ve skutečnosti kolem jediným. Soukolí jsou zároveň schopná přenášet vysoké momenty díky velké vzdálenosti síly působící v ozubení od osy rotace (naznačeno na následujícím obrázku). Nevýhodami jsou omezená modularita a nemožnost využití samosvornosti přímo v ozubení, kvůli čemuž je nutné zakomponovat externí mechanismus.



Obrázek 44: Porovnání standartního řešení s TC (obě jsou vybavena stejnými planetovými soukolími) [38]

5.2.2 Vyvinutý prototyp



Obrázek 45: Pohled do skříně TC [38]

Pro stálý převod k přední nápravě jsou použity šikmé zuby se sklonem $\beta = 27^\circ$ a součinitelem trvání záběru $\epsilon_\alpha > 2$ pro co nejnižší hlučnost. V planetových soukolích je pak součinitel záběru pro šikmé zuby $\epsilon_\gamma = 3,3$ ze stejného důvodu. Jelikož jsou obě planetová soukolí rozměrově shodná, dochází k vzájemnému vyrušení axiálních sil na planetovém kole. Zároveň je možné zdvojnásobit počet satelitů na unašečích ze tří na šest. Řazení redukce je možné pouze za klidu vinou absence synchronizace. Elektromotor zajišťuje jak řazení redukce, tak řízení tlaku na vícelamelové spojce schopné působit momentem až 1 500 Nm. Maximální hodnota točivého momentu na výstupu se pohybuje okolo 5 000 Nm. Hmotnost včetně náplně je menší než 55 kg.

6. VÝPOČETNÍ ČÁST

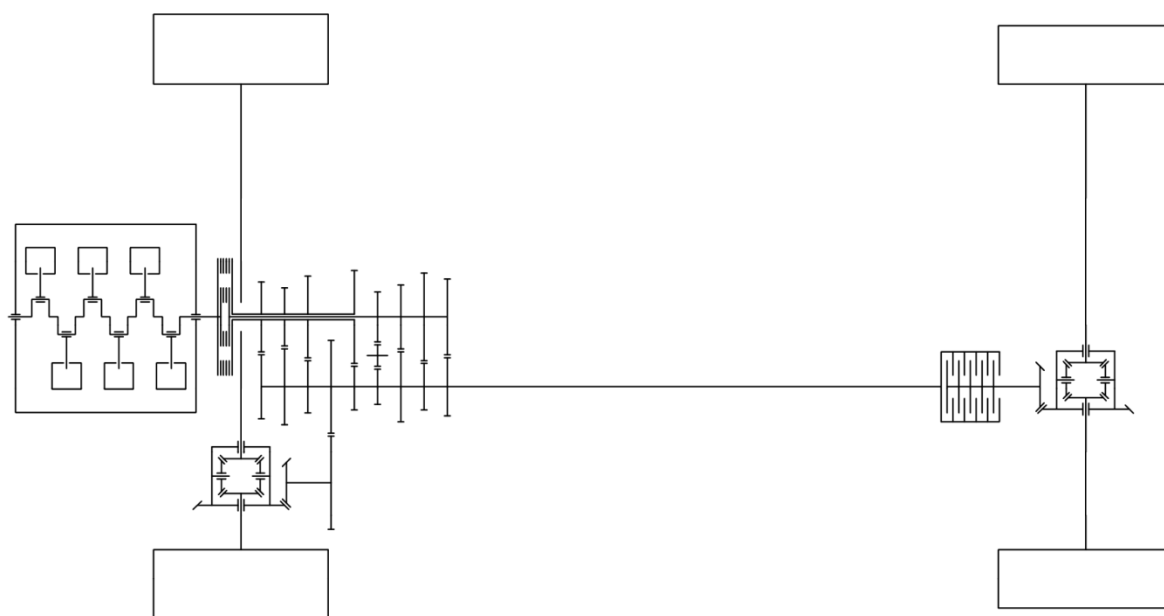
Ve výpočetní části se zaměřím na stanovení dvou základních parametrů pro vybrané vozidlo. Jsou jimi rozdělení hnacího momentu mezi přední a zadní nápravu a návržení vhodných celkových převodů vyznačených na pilovém diagramu.

6.1 Volba vozu

Při výběru vozidla pro vzorový výpočet jsem se rozhodl pro Porsche 911. Hlavním důvodem je unikátní koncepce rozložení pohonu, které se značka Porsche drží již od počátku výroby tohoto modelu v šedesátých letech, vyznačující se silně nerovnoměrným rozložením hmotnosti ve prospěch zadní nápravy, což je základní vstupní parametr pro rozložení hnacího momentu na nápravy.

6.2 Charakteristika vozu Porsche 911

Konkrétně jsem zvolil verzi Turbo současné generace 911 vyráběné od roku 2012. Vůz je poháněn plochým šestiválcovým motorem o zdvihovém objemu 3,8l s přímým vstřikováním benzínu a dvěma turbodmychadly s variabilní geometrií lopatek. Nejtypičtější vlastností motoru je jeho umístění za zadní nápravou, které je příčinou zmiňovaného nerovnoměrného rozložení hmotnosti. Ve verzi Turbo je vůz standardně vybaven pohonem všech kol, který však není stálý. Elektronická řídicí jednotka pomocí vícelamelové rozdělovací spojky umístěné za přední nápravou automaticky přiřazuje pohon přední nápravy. Převodovka je dvouspojková sedmistupňová systému PDK (Porsche Doppelkupplung). Další zvláštností je rozdílná velikost pneumatik na nápravách. Ty jsou rozměru 245/35 R20 vpředu a 305/30 R20 vzadu.



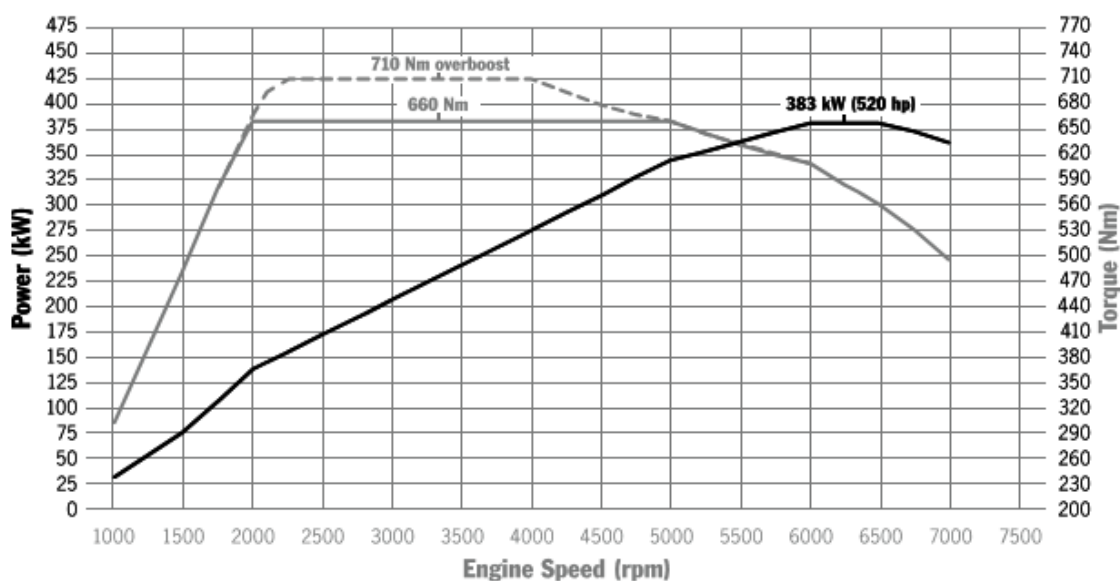
Obrázek 46: Schéma přiřaditelného pohonu všech kol Porsche 911 (991) Turbo

Následující výpočet uvažuje situaci, ve které bychom nahradili přiřaditelný pohon všech kol stálým za použití rozvodovky s mezinápravovým diferenciálem a zachovali typické rozložení pohonu s motorem umístěným vzadu.

6.2.1 Základní parametry vozu Porsche 911 (991) Turbo

Následující technická data pocházejí ze zdrojů [39], [40] a [41], není-li uvedeno jinak:

maximální výkon motoru	$P_m^P = 383 \text{ kW}$ při $n_m^P = 6\,000 - 6\,500 \text{ min}^{-1}$
maximální točivý moment motoru	$M_m^M = 660 \text{ Nm}$ při $n_m^M = 1\,950 - 5\,000 \text{ min}^{-1}$
maximální rychlost	$v_{\max} = 315 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
čas pro zrychlení 0 – 100 km/h	$t_{0-100} = 3,4 \text{ s}$
rozložení hmotnosti	39/61 (přední/zadní)
součinitel čelního odporu vozu	$c_x = 0,31$
pohotovostní hmotnost	$m_p = 1\,595 \text{ kg}$
provozní hmotnost	$m = 1\,670 \text{ kg}$ (přičteno 75 kg řidiče)
rozvor náprav	$l = 2,45 \text{ m}$
výška těžiště	$h = 0,5 \text{ m}$ (přibližně)
čelní plocha vozu	$S = 2 \text{ m}^2$ (přibližně dle údaje pro 911 Carrera [42 str. 10])
valivý poloměr pneumatik [43 stránky 20-21]	
- přední	$r_{vp} = 0,33 \text{ m}$
- zadní	$r_{vz} = 0,335 \text{ m}$



Graf 3: Charakteristika motoru Porsche 911 (991) Turbo [44]



Obrázek 47: Porsche 911 Turbo modelového roku 2014 [39]

6.3 Rozdělení hnacího momentu na nápravy

Tato část výpočtu se opírá zejména o podklady ze zdrojů [45 stránky 58 - 65] pro jízdní odpory a [5 stránky 57 - 61] pro vliv pohonu na dynamiku jízdy.

6.3.1 Silová rovnováha

Vzhledem k charakteru vozu budeme navrhovat rozložení momentu tak, aby poskytovalo co nejvyšší hodnoty zrychlení na rovině z nízkých rychlostí, kdy je přenášený moment na vozovku největší. Ačkoliv tato situace tvoří velmi nízkou procentuální část skutečného provozu vozu, může v ní pohon všech kol nejvíce uplatnit své výhody. Tyto předpoklady nám dovolí při výpočtu zanedbat jak odpor valení a odpor vzduchu, které jsou minimálně o řád menší než odpor setrvačnosti, tak odpor z jízdy do stoupání. Jediným oporem vůči zrychlení tak zůstává odpor setrvačnosti, který je způsoben vlastní hmotností vozidla a kvadratickým momentem setrvačnosti rotačních hmot. Obojí lze vyjádřit pomocí tzv. redukované hmotnosti m_{red} .

$$O_a = m_{red} \cdot a = m \cdot a \cdot \lambda \quad (6.1)$$

Zavedli jsme součinitel rotačních hmot:

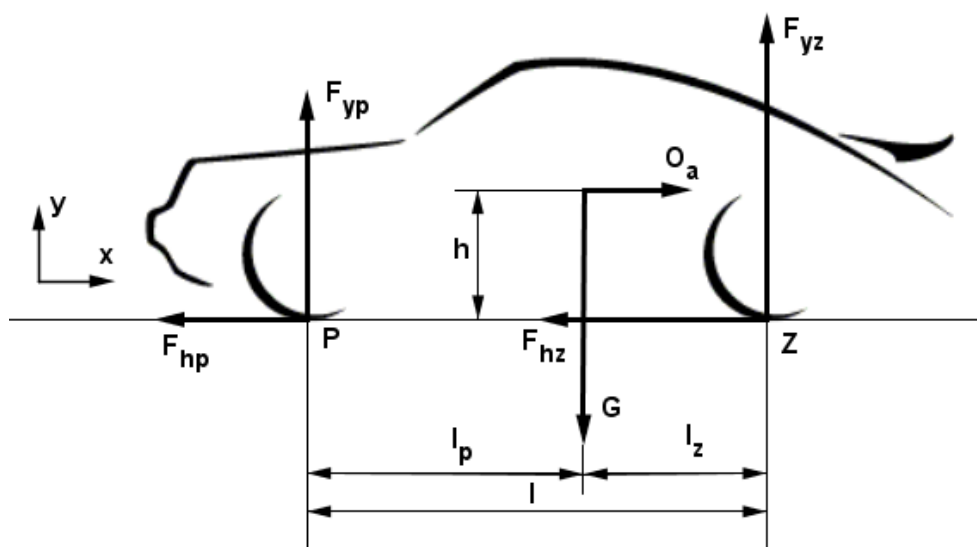
$$\lambda = \frac{m_{red}}{m} \quad (6.2)$$

Jeho velikost velmi závisí na celkovém převodu jednotlivých rotačních hmot, pro první převodový stupeň budeme uvažovat hodnotu $\lambda = 1,3$.

Na mezi adheze musí platit rovnováha mezi hnací a odporovou silou. Celková hnací síla je zároveň součtem hnací síly na předních a zadních kolech.

$$O_a = F_h = F_{hp} + F_{hz} \quad (6.3)$$

Dále budeme vycházet z momentové rovnováhy pro styk předních a zadních kol s vozovkou dle následujícího schématu:



Obrázek 48: Schéma silového působení při zrychlování vozidla (zdroj siluety [46])

Pro bod P platí:

$$\sum M_{(P)}: F_{yz} \cdot l - O_a \cdot h - G \cdot l_p = 0 \quad (6.4)$$

Pro bod Z platí:

$$\sum M_{(Z)}: -F_{yp} \cdot l - O_a \cdot h + G \cdot l_z = 0 \quad (6.5)$$

6.3.2 Obecné vyjádření rozdělení hnacích sil

Je patrné, že potřebujeme znát vzdálenost těžiště od obou náprav. Z údaje o rozložení hmotnosti získáme za pomoci statické momentové rovnováhy:

$$l_z = \frac{l}{\left(1 + \frac{69}{31}\right)} = \frac{2,45}{\left(1 + \frac{69}{31}\right)} \text{ m} \doteq 0,956 \text{ m} \quad (6.6)$$

$$l_p = \frac{l}{\left(1 + \frac{31}{69}\right)} = \frac{2,45}{\left(1 + \frac{31}{69}\right)} \text{ m} \doteq 1,494 \text{ m} \quad (6.7)$$

Největší hnací síla, kterou je schopná náprava přenést, závisí na jejím zatížení a koeficientu adheze. Jelikož hledáme maximální hodnotu zrychlení, musí i obě nápravy přenášet na vozovku právě tuto hodnotu hnací síly. Vztah mezi zatížením nápravy v podobě svislé reakční síly a maximální hnací síly lze pomocí koeficientu adheze vyjádřit:

$$F_{hp} = F_{yp} \cdot \mu \quad (6.8)$$

$$F_{hz} = F_{yz} \cdot \mu \quad (6.9)$$

Dále zavedeme podíl hnací síly na zadní nápravě, jenž je současně naší hledanou veličinou:

$$\Phi = \frac{F_{hz}}{F_h} \quad (6.10)$$

Nyní dosadíme rovnice (6.1), (6.8), (6.9) a (6.10) do (6.4) a (6.5), čímž získáme soustavu rovnic:

$$\frac{\Phi \cdot l}{\mu} - h - \frac{g \cdot l_p}{a \cdot \lambda} = 0 \quad (6.11)$$

$$\frac{(\Phi - 1) \cdot l}{\mu} - h + \frac{g \cdot l_z}{a \cdot \lambda} = 0 \quad (6.12)$$

Zavedeme bezrozměrný koeficient zrychlení:

$$q = \frac{a \cdot \lambda}{g} \quad (6.13)$$

Dosadíme jej do rovnice (6.11) a (6.12) a zároveň z rovnice (6.11) vyjádříme:

$$q = \frac{l_p}{\frac{\Phi \cdot l}{\mu} - h} \quad (6.14)$$

Tento vztah dosadíme do rovnice (6.12) a pro hledané rozložení momentu získáme:

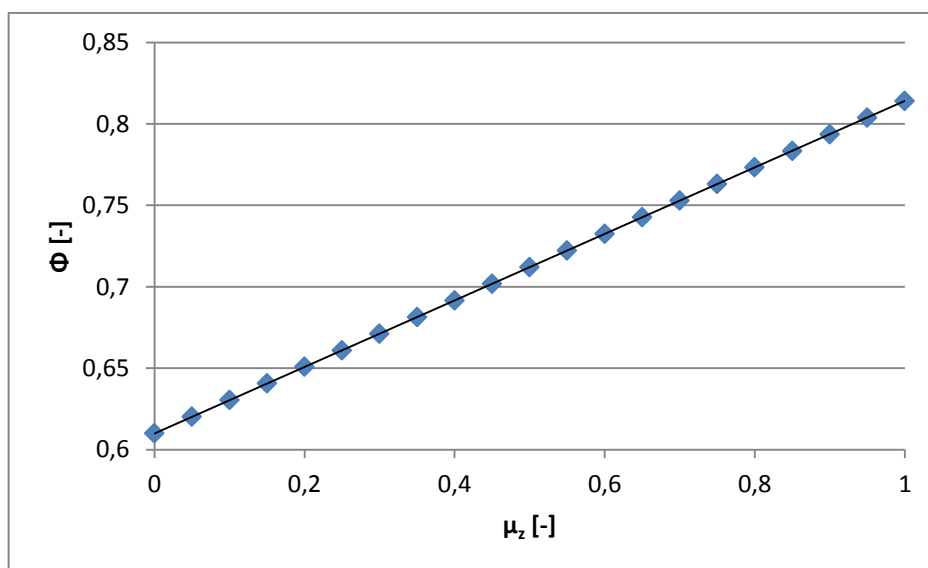
$$\Phi = \frac{\frac{l_z \cdot h}{l_p} + h + \frac{l}{\mu}}{\frac{l}{\mu} + \frac{l_z \cdot l}{l_p \cdot \mu}} \quad (6.15)$$

6.3.3 Číselná velikost rozdělení hnacích sil

Chceme-li získat číselnou velikost podílu hnací síly na zadní nápravě, musíme nejprve stanovit velikost koeficientu adheze. Např. pro mokrou asfaltovou vozovku lze přibližně odhadovat koeficient adheze $\mu = 0,5$.

$$\Phi = \frac{\frac{0,956 \cdot 0,5}{1,494} + 0,5 + \frac{2,45}{0,65}}{\frac{2,45}{0,65} + \frac{0,956 \cdot 2,45}{1,494 \cdot 0,65}} \doteq 0,74 \quad (6.16)$$

Mokrá vozovka je pouze jednou z podmínek, kterou můžeme pro návrh volit. Následující graf ukazuje, jak se mění ideální podíl hnací síly na zadní nápravě pro dané podmínky v závislosti na hodnotě koeficientu adheze. Závislost je lineární a je patrné, že pro statickou rovnováhu, kdy je zrychlení nulové (v grafu reprezentováno nulovým součinitelem adheze) a na vůz nepůsobí odporová síla zrychlení, je podíl na zadní nápravě $\phi = 0,61$, což odpovídá podílu zatížení zadní nápravy.



Graf 4: Závislost podílu hnací síly (na zadní nápravě) na koeficientu adheze zadních kol

Podle toho, jaké adhezní podmínky považujeme pro pohon všech kol za stěžejní, můžeme zvolit odpovídající rozdělení točivého momentu. Rozdíl valivých poloměrů kol na přední a zadní nápravě činí pouhých 1,5%, můžeme jej tedy i vzhledem k odhadu koeficientu adheze zanedbat a uvažovat dělení hnacích sil shodné s dělením momentu na nápravy. Pro podmínky stanovené v rovnici (6.16) by tak mezinápravový diferenciál byl děličem momentu v poměru 26/74 (přední/zadní). Pokud bychom použili planetový diferenciál, u kterého bychom přivedli vstup z převodovky na unašeč a výstupem k zadní nápravě by bylo korunové kolo, musel by být poměr zubů na něm k počtu zubů na planetovém kole 74/26 analogicky s (3.1). Konkrétní počty zubů by se řídily technologičností konstrukce.

6.4 Rozdělení celkových převodů

Postup při řešení problematiky celkového zpřevodování hnacího ústrojí lze obecně rozdělit do několika fází. Nejprve navrhne celkový převod pro krajní rychlostní stupně, čímž získáme rozsah celkového převodu. Pomocí progresivního odstupňování doplníme zbylé převody a ty nakonec rozdělíme mezi převodovku a stálý převod. Při návrhu budeme využívat známé údaje z kap. 6.2.1. Teoretický základ je čerpán zejména z [42].

6.4.1 Návrh celkového převodu 1. stupně

Při návrhu hodnoty nejvyššího celkového převodu budeme vycházet z času potřebného pro zrychlení z klidu na $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Ten je třeba nejprve ponížit, jelikož budeme uvažovat konstantní zrychlování pouze na první rychlostní stupeň, ačkoliv ve skutečnosti probíhá i na druhý, což kromě menšího momentu na kolech znamená i určité zpoždění spojené s přeřazením. Zároveň zanedbáváme odpor vzduchu. Výpočet tedy vychází z času sníženého o sekundu: $t_{0-100} = 2,4 \text{ s}$. Nejprve určíme odporové síly. První z nich je odpor setrvačnosti dle (6.1), dále pak odpor valení:

$$O_f = f \cdot G = f \cdot m \cdot g \quad (6.17)$$

Pro hladký asfalt a nízkou rychlost je součinitel tření zhruba $f = 0,01$. Opět musí platit silová rovnováha mezi hnací a odporovými silami:

$$F_h = O_a + O_f \quad (6.18)$$

Do této rovnováhy dosadíme z (6.1) a (6.17) a zároveň ji převedeme na rovnováhu momentovou, neboť hnací síla je přímo závislá na výstupním momentu motoru – ten budeme uvažovat díky jeho plochému průběhu za maximální. Jako poloměr působení hnací síly použijeme valivý poměr kol zadní nápravy, která zprostředkovává větší část přenosu momentu.

$$\eta \cdot M_m^M \cdot i_1 = m \cdot r_{dz} \cdot (\lambda \cdot a + g \cdot f) \quad (6.19)$$

Účinnost η tvoří součin účinnosti převodovky (zhruba 0,98) a účinnosti rozvodovky (zhruba 0,95). Celková započítaná účinnost hnacího ústrojí je tak $\eta = 0,931$. Pro zrychlení platí:

$$a = \frac{v}{t_{0-100}} = \frac{100}{3,6 \cdot 2,4} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \doteq 11,6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (6.20)$$

Získáváme tak celkový převod pro první stupeň $i_1 = 13,8$ dle rovnice (6.21). Tento celkový převod bude později rozdělen mezi převodovku jakožto jediný agregát s měnitelným převodem a stálý převod, který je však konstantní, proto jsem ponechal označení celkového převodu bez indexu.

$$\begin{aligned} i_1 &= \frac{m \cdot r_{dz} \cdot (\lambda \cdot a + g \cdot f)}{\eta \cdot M_m^M} \\ &= \frac{1670 \cdot 0,335 \cdot (1,3 \cdot 11,6 + 9,81 \cdot 0,01)}{0,931 \cdot 660} \doteq 13,8 \end{aligned} \quad (6.21)$$

6.4.2 Návrh celkového převodu 6. stupně

Výpočet šestého převodového stupně bude vycházet z maximální rychlosti. Šestého proto, že ačkoliv má převodovka PDK převodových stupňů sedm, maximální rychlosti dosahuje vůz právě na šestý, sedmý slouží pouze ke snížení spotřeby paliva a emisí při jízdě na dálnici.

Jako první je nutné zvolit otáčky, ve kterých motor maximální rychlosti dosahuje. Vzhledem k potenciálu motoru budeme předpokládat, že se nachází na konci výkonové špičky, tedy pro otáčky motoru $n_m^p = 6\,500 \text{ min}^{-1}$. Dále musí platit, že úhlová rychlost motoru při těchto otáčkách vydělená celkovým převodem se musí rovnat úhlové rychlosti kol, z čehož přímo plyne hledaný převod:

$$i_6 = \frac{r_{dz} \cdot \omega_m^p}{v_{max}} = \frac{r_{dz} \cdot \pi \cdot n_m^p}{v_{max} \cdot 30} = \frac{0,335 \cdot \pi \cdot 6500}{315 \cdot 30 \cdot 3,6} \doteq 2,6 \quad (6.22)$$

První variantu návrhu ověříme druhou, která využívá opět silovou rovnováhu. Budeme uvažovat jízdu konstantní rychlostí po rovině a tedy pouze odpory valení a navíc také odpor vzduchu:

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot c_x \cdot S \cdot v_{max}^2 \quad (6.23)$$

Zmíněná silová rovnováha:

$$F_h = O_f + O_v \quad (6.24)$$

Velikost převodu získáme analogickým dosazením jako v předchozí kapitole:

$$i_6 = \frac{\left(f \cdot m \cdot g + \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot c_x \cdot S \cdot v_{max}^2 \right) r_{dz}}{\eta \cdot M_m^p} \quad (6.25)$$

Součinitel tření tentokrát musíme volit větší, ačkoliv se stále nacházíme na hladkém asfaltu, jelikož jeho hodnota nelineárně roste spolu s rychlostí. [47] Použijeme $f = 0,06$. Hustotu vzduchu budeme počítat rovnou $1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (dle tabulek pro teplotu 21°C). Z grafu charakteristiky motoru je pak třeba odečíst moment při daných otáčkách. Číselně:

$$i_6 = \frac{\left(0,06 \cdot 1670 \cdot 9,81 + \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 0,31 \cdot 2 \cdot \left(\frac{315}{3,6} \right)^2 \right) \cdot 0,335}{0,931 \cdot 560} \doteq 2,46 \quad (6.26)$$

Tento převodový poměr je těžší, než vypočítaný první metodou, což naznačuje (za předpokladu správně zvolených koeficientů), že maximální rychlost je dosažena při vyšších otáčkách, tedy až za výkonovou špičkou. Zvolíme proto převodový poměr $i_6 = 2,7$, jemuž by odpovídaly otáčky motoru asi $6\,750 \text{ min}^{-1}$.

6.4.3 Rozdělení převodových stupňů

Ve vzorcích této kapitoly se často objevuje písmeno z , které značí celkový počet převodů, pro který rozložení počítáme. V našem případě je to dle předchozí kapitoly $z = 6$. Jako první krok výpočtu tedy určíme rozsah převodových stupňů pro prvních šest převodů:

$$\delta_z = \frac{i_1}{i_z} = \frac{i_1}{i_6} = \frac{13,8}{2,7} \doteq 5,11 \quad (6.27)$$

Pro rozdělení jednotlivých převodů použijeme progresivní způsob, který zajišťuje těsnější seskládání vyšších převodových stupňů a naopak větší rozestupy u nižších převodů (číselně vyjádřeno velikostí skoků - viz tabulka 1), což reflektuje zejména nerovnoměrnost časového využívání jednotlivých převodů při skutečném provozu vozu. Abychom mohli provést výpočet, musíme nejprve zvolit velikost tzv. faktoru progresse δ . Jeho běžné hodnoty se pohybují v rozmezí 1,0 až 1,2. Zvolíme tedy $\delta = 1,1$. Na jeho základě můžeme vypočítat skok φ_z .

$$\varphi_z = \sqrt[z-1]{\frac{\delta_z}{\delta^{[0,5 \cdot (z-1) \cdot (z-2)]}}} = \sqrt[5]{\frac{5,11}{1,1^{(0,5 \cdot 5 \cdot 4)}}} \doteq 1,15 \quad (6.28)$$

Nyní dopočítáme zbylé převody pomocí vztahu:

$$i_n = i_z \cdot \varphi_z^{(z-n)} \cdot \delta^{[0,5 \cdot (z-1) \cdot (z-n-1)]} \quad (6.29)$$

Následující tabulka ukazuje všech sedm navržených celkových převodů. Sedmý stupeň je volen tak, aby mezi ním a šestým stupněm byl dostatečný skok opodstatňující jeho využití v převodovce a nezapadá tak do geometrické řady odstupňování, což je patrné zejména v následující kapitole z pilového diagramu. Skok φ_n je definován jako:

$$\varphi_n = \frac{i_{n-1}}{i_n} \quad (6.30)$$

Tabulka 1: Navržené celkové převody a skoky mezi nimi

převod n	1	2	3	4	5	6	7
poměr i_n	13,8	8,23	5,4	3,9	3,09	2,7	2,4
skok φ_n	-	1,68	1,52	1,39	1,26	1,15	1,13

V posledním kroku musíme rozdělit převodové poměry mezi převodovku a rozvodovku. Výhodné je konstruovat jeden z převodových stupňů jako tzv. "direkt". Při něm je vstupní hřídel převodovky přímo spojen s výstupním a převodový poměr samotné převodovky je roven jedné. Volí se obvykle jeden z vyšších převodů. Ačkoliv je při pohledu na konstrukci převodovky PDK patrné, že uspořádání hřídelů toto spojení neumožňuje, zvolíme přesto pro pátý stupeň tento převodový poměr. Z této volby přímo plyne, že výsledný převod stálého převodu a rozvodovky s mezinápravovým diferencíalem je $i_s = 3,09$. Můžeme tedy vypsát tabulku navržených hodnot převodů pro samotnou převodovku. Konečné hodnoty by se samozřejmě řídily dalšími požadavky na zpřevodování a také technologičností konstrukce.

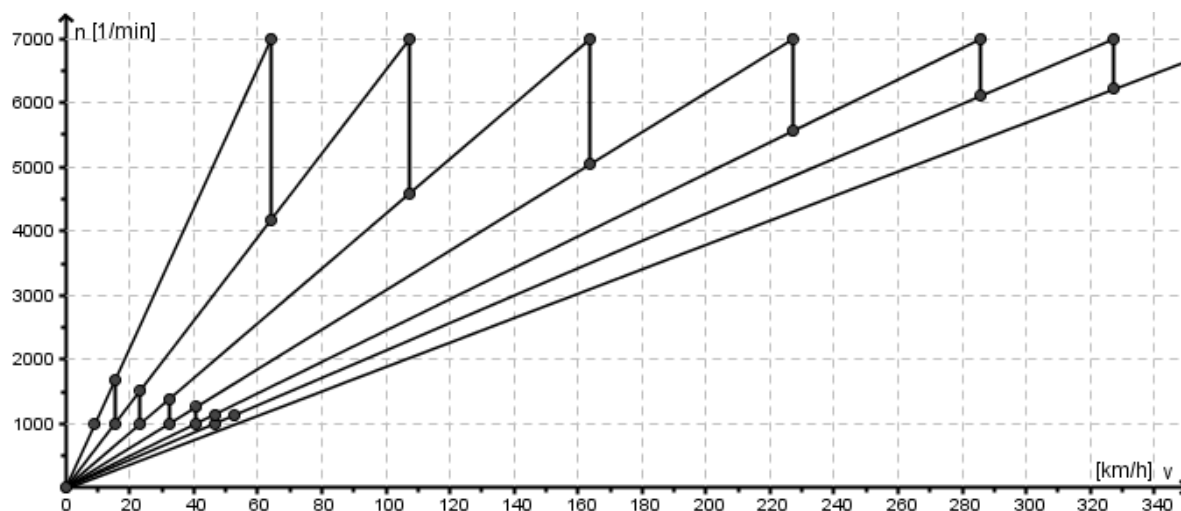
Tabulka 2: Navržené převodové poměry převodovky

i_{p1}	i_{p2}	i_{p3}	i_{p4}	i_{p5}	i_{p6}	i_{p7}
4,46	2,66	1,75	1,26	1	0,87	0,78

Je nutné si uvědomit, že jsme celou dobu počítali a valivým poloměrem kol zadní nápravy. Aby byly otáčky obou náprav stejné, museli bychom zohlednit jinou hodnotu valivého poloměru kol přední nápravy při konstrukci rozvodovky přední nápravy, případně v soukolí stálého převodu k zadní nápravě, která by musela mít jiný převodový poměr než zadní. Pokud bychom tak neučinili, vznikaly by v pohonném ústrojí velké parazitní momenty vedoucí k nadměrnému opotřebením. Použití lamelové spojky v sériově vyráběné 911 tento problém nepřipouští.

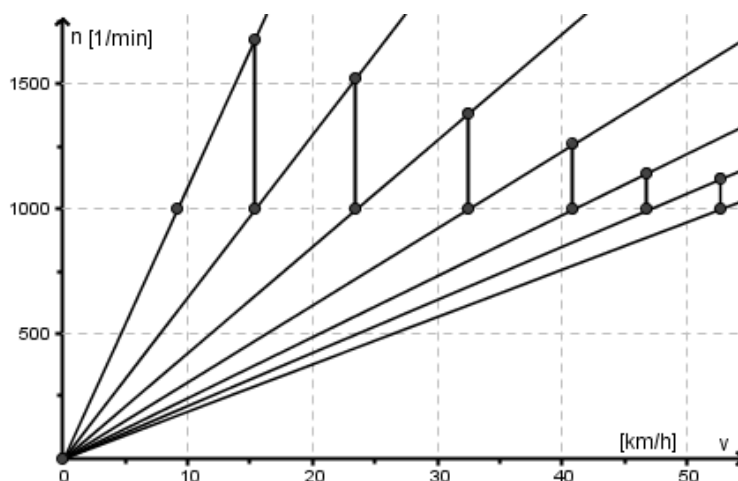
6.4.4 Pilový diagram

Pilový diagram názorně zobrazuje závislost otáček motoru na rychlosti pro jednotlivé převodové stupně. Zároveň z něj lze odečíst minimální otáčky, ve kterých je možné řadit nižší rychlostní stupeň, aniž by došlo naopak k překročení maximálních otáček motoru a řadit vyšší rychlostní stupeň bez zhasnutí motoru. V případě geometrického odstupňování by spojnice těchto bodů pro teoreticky vypočítané hodnoty vytvořily dvě přímky, v případě odstupňování progresivního tvoří křivky. Velikost svislých čar je úměrná velikosti skoků mezi jednotlivými převody.



Graf 5: Pilový diagram pro navržené odstupňování

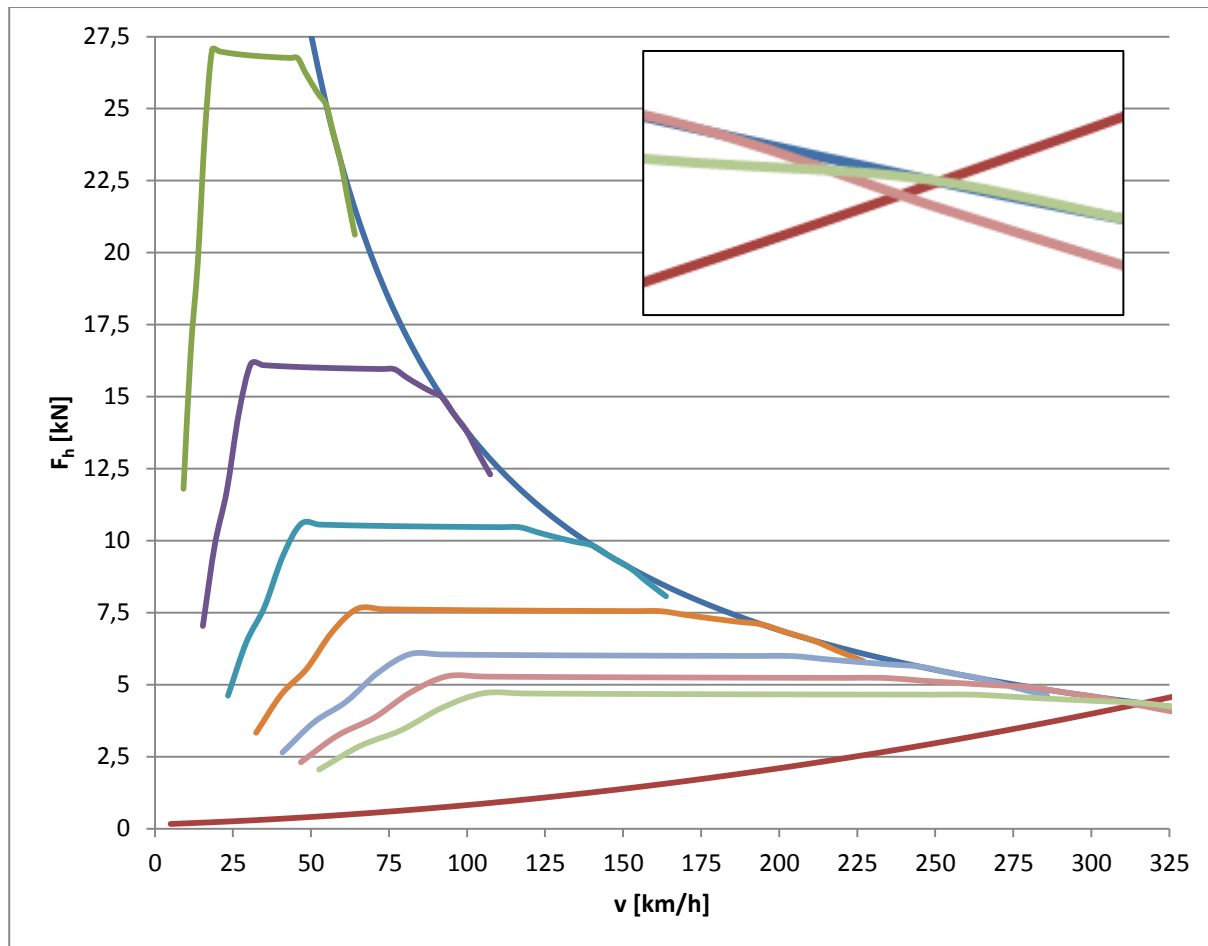
Mírná odchylka skoku mezi šestým a sedmým stupněm od geometrické řady je patrná jak v oblasti vysokých otáček při pohledu na celkový pilový diagram, tak v jeho detailu zaměřeném na oblast nízkých otáček.



Graf 6: Detail spodní části pilového diagramu

6.4.5 Trakční diagram

Trakční diagram zobrazuje maximální hnací sílu na kolech v závislosti na rychlosti vozu pro jednotlivé převodové stupně. Shora je ohraničen hyperbolou maximálního výkonu a zespodu křivkou odporů, která zahrnuje odpor valení a odpor vzduchu.



Graf 7: Trakční diagram pro navržené odstupňování s detailem oblasti maximální rychlosti

6.5 Závěr

Z detailu v horním rohu grafu č. 7 je patrné, že pro zvolené zpřevodování je vůz schopen dosáhnout na sedmý stupeň na počátku výkonové špičky ještě o něco vyšší rychlosti, než je maximální, se kterou jsme počítali. Křivka odporů se však zakládá na velkém množství pouze přibližných hodnot. Například odporová síla valení závisí nejen na proměnlivém součiniteli valivého odporu, ale také na síle, kterou vůz působí na silnici, a ta se ve vysokých rychlostech vlivem aerodynamiky také mění. Navíc počítá s lineárním nárůstem součinitele tření mezi používanými hodnotami. Pokud bychom však považovali křivku odporů za přesnou, mohli bychom soudit, že sériově vyráběný vůz má převod sedmého převodu ještě těžší.

Vliv aerodynamika také mění rozložení hmotnosti na kola ve vyšších rychlostech, což jsem zanedbal při výpočtu rozložení momentu na nápravy. Pro přesnější charakteristiky by tak byly zapotřebí i přesnější vstupní údaje, požadavky na návrhové výpočty však byly splněny.

SEZNAM POUŽÍVANÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Veličiny, u nichž není uvedena jednotka, jsou bezrozměrné.

symbol	jednotka	význam
a	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení
b	[m]	rozchod kol
C_x		součinitel čelního odporu vozu
f		součinitel tření
F_h	[N]	celková hnací síla
F_{hp}	[N]	hnací síla na přední nápravě
F_{hz}	[N]	hnací síla na zadní nápravě
F_{yp}	[N]	svíslá reakční síla působící na kola přední nápravy
F_{yz}	[N]	svíslá reakční síla působící na kola zadní nápravy
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
G	[N]	tíhová síla
h	[m]	výška těžiště nad vozovkou
i_n		celkový převod n-tého stupně
i_{pn}		převod n-tého stupně převodovky
i_s		převod stálého převodu a rozvodovky
i_{12}^3		převod mezi vstupem a výstupem, kde (mimo případů výše): - spodní index 1 značí vstup a index 2 výstup - hodní index značí zastavený element v případě diferenciálu
j		počet spoluzabírajících satelitů
l	[m]	rozvor náprav
l_p	[m]	vodorovná vzdálenost těžiště od přední nápravy
l_z	[m]	vodorovná vzdálenost těžiště od zadní nápravy
m	[kg]	provozní hmotnost
m_p	[kg]	pohotovostní hmotnost
m_{red}	[kg]	redukovaná hmotnost
M	[Nm]	točivý moment
M_p	[Nm]	točivý moment na přední nápravě
M_z	[Nm]	točivý moment na zadní nápravě
M_m^M	[Nm]	maximální točivý moment motoru
M_m^P	[Nm]	točivý moment motoru při maximálním výkonu
n_m^M	$[min^{-1}]$	otáčky motoru při maximálním momentu
n_m^P	$[min^{-1}]$	otáčky motoru při maximálním výkonu
n_w		počet pohyblivých členů
o_w		počet posuvných dvojic
O_a	[N]	odporová síla setrvačnosti
O_f	[N]	odporová síla valení
O_v	[N]	odporová síla vzduchu
p_w		počet posuvných dvojic
P_m^P	[kW]	maximální výkon motoru
q		koeficient zrychlení

r	[m]	poloměr
r_{vp}	[m]	valivý poloměr předních pneumatik
r_{vz}	[m]	valivý poloměr zadních pneumatik
r_w		počet rotačních dvojic
s		svornost
S	[m ²]	čelní plocha vozu
t_{0-100}	[s]	čas potřebný pro zrychlení z klidu na 100 km·h ⁻¹
v_{max}	[km·h ⁻¹]	maximální rychlost na rovině
w		počet stupňů volnosti
z		počet převodů, pro který počítáme jejich rozložení
z_1		počet zubů prvku označeného dolním indexem 1
δ		faktor progresse
δ_z		rozsah převodových stupňů
η		účinnost
$\eta^a (\eta^r)$		vlastní účinnost diferenciálu
λ		součinitel rotačních hmot
μ_{k0}		koeficient adheze strany s lepší adhezí
μ_{ke}		koeficient adheze strany s horší adhezí
μ_p		koeficient adheze přední nápravy
μ_z		koeficient adheze zadní nápravy
ρ_v	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu
φ_n		skok n-tého převodu vůči předcházejícímu
ϕ		podíl hnací síly na zadní nápravě
ω_m^p	[rad ⁻¹]	úhlová rychlost na vstupu do převodovky při max. výkonu motoru

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Nápravový kuželový diferenciál	7
Obrázek 2: Schéma typického stálého pohonu všech kol s příčnou zástavbou	9
Obrázek 3: Trend ve vývoji pohonu všech kol osobních vozidel bez větších nároků na terénní schopnosti.....	9
Obrázek 4: Schéma kuželového diferenciálu	10
Obrázek 5: Schéma a) Toyota RAV4 I. generace se závěrem mezinápravového diferenciálu b) Toyota RAV4 II. generace s hydraulicky ovládanou vícelamelovou spojkou	11
Obrázek 6: Detail kuželových diferenciálů a) Toyota RAV4 I.; b) Toyota RAV4 II.	11
Obrázek 7: Elektromechanicky ovládaná lamelová spojka zvyšující svornost mezinápravového diferenciálu	11
Obrázek 8: Náčrt rozvodovky a mezinápravového diferenciálu Toyoty RAV4 I.	12
Obrázek 9: Tok výkonu svorným diferenciálem s lamelovou spojkou	12
Obrázek 10: Schéma a označování planetového převodu	13
Obrázek 11: Schéma planetového diferenciálu	13
Obrázek 12: Řez převodovým ústrojím vozu Lancia Delta 4WD	14
Obrázek 13: Schéma mezinápravového a nápravového diferenciálu.....	14
Obrázek 14: Schéma diferenciálu vozu Hyundai Santa Fe	14
Obrázek 15: a) Schéma pohonu vozu Peugeot 205 T16; b) Řez hnacím ústrojím vozu Peugeot 205 T16	15
Obrázek 16: Schéma zadní části pohonného systému vozu Peugeot 205 T16	15
Obrázek 17: Schéma stálého pohonu všech kol s podélnou zástavbou a oddělenou rozvodovkou př. nápravy	16
Obrázek 18: Schéma stálého pohonu všech kol s podélnou zástavbou a integrovanou rozvodovkou př. nápravy	16
Obrázek 19: Schéma mezinápravového diferenciálu a planetové redukční převodovky	17
Obrázek 20: Řez mezinápravovým diferenciálem a redukční převodovkou [5 str. 188]	17
Obrázek 21: Symetrie v pohonu všech kol Subaru [14]	18
Obrázek 22: Řez pohonnou jednotkou Subaru s pětistupňovou manuální převodovkou	18
Obrázek 23: Schéma mezinápravového diferenciálu systému Subaru DCCD II. generace	19
Obrázek 24: Mezinápravový diferenciál Subaru DCCD II.	19
Obrázek 25: Schéma mechanického závěru mezinápravového diferenciálu Subaru DCCD II.	20
Obrázek 26: Schéma elektromagnetického ovládní svornosti mezinápravového diferenciálu Subaru DCCD II.....	20
Obrázek 27: Schéma šnekového diferenciálu	22
Obrázek 28: Diferenciál TORSEN typ A.....	23
Obrázek 29: Vzájemná poloha planetových kol a satelitových dvojic diferenciálu TORSEN typ B	23
Obrázek 30: Schématické znázornění sil v diferenciálu TORSEN typ B	23
Obrázek 31: Svorný diferenciál TORSEN typ C použitý ve voze Toyota Land Cruiser (J100).....	24
Obrázek 32: Řez rozdělovací převodovkou Toyota VF4AM	24
Obrázek 33: Schématické znázornění dvojité nápravy s mezinápravovým diferenciálem	25
Obrázek 34: Kuželový mezinápravový diferenciál pro zdvojenou nápravu nákladního vozu.....	25
Obrázek 35: Pohled pod karoserii závodního vozu formule 1 Ferguson 99.....	26

Obrázek 36: Schéma rozvodovky s mezinápravovým diferenciálem firmy Ferguson použité ve voze Jensen FF.....	26
Obrázek 37: Pohonné ústrojí vozu Lotus 56 B.....	27
Obrázek 38: Schéma kombinovaných diferenciálů dle Toyody.....	28
Obrázek 39: Schéma integrovaného diferenciálu	28
Obrázek 40: Sestava mezinápravového diferenciálu	29
Obrázek 41: Sestava nápravového diferenciálu	29
Obrázek 42: Součásti integrovaného diferenciálu.....	30
Obrázek 43: Schéma TC.....	31
Obrázek 44: Porovnání standartního řešení s TC	32
Obrázek 45: Pohled do skříně TC.....	32
Obrázek 46: Schéma přiřaditelného pohonu všech kol s motorem umístěným za zadní nápravou	33
Obrázek 47: Porsche 911 (991) Turbo modelového roku 2014	34
Obrázek 48: Schéma silového působení při zrychlování vozidla	35

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1: Vliv pohonu na podélnou dynamiku vozidla	8
Graf 2: Závislost přenášené síly na vozovku vzhledem k adhezi	21
Graf 3: Charakteristika motoru Porsche 911 (991) Turbo	34
Graf 4: Závislost podílu hnací síly (na zadní nápravě) na koeficientu adheze zadních kol.....	37
Graf 5: Pilový diagram pro navržené odstupňování	41
Graf 6: Detail spodní části pilového diagramu	41
Graf 7: Trakční diagram pro navržené odstupňování s detailem oblasti maximální rychlosti	42

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Navržené celkové převody a skoky mezi nimi	40
Tabulka 2: Navržené převodové poměry převodovky.....	40

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1]. **VLK, František.** *Převodová ústrojí motorových vozidel.* Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 2. vydání. ISBN 80-239-0025-0.
- [2]. **ACHTENOVÁ, Gabriela.** *Převodná ústrojí motorových vozidel - diferenciály a děliče momentu.* Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2011. ISBN 978-80-01-04855-9.
- [3]. **DICK, Wesley M.** *All-Wheel and Four-Wheel-Drive Vehicle Systems.* USA : Society of Automotive Engineers, Inc., 1995. ISBN 1-56091-613-3.
- [4]. **HEISLER, Heinz.** *Advanced vehicle technology.* Oxford : Elsevier Ltd., 2002. 2. vydání. ISBN 0-7506-5131-8.
- [5]. **ACHTENOVÁ, Gabriela a TŮMA, Vlastislav.** *Vozidla s pohonem všech kol.* Praha : BEN - technická literatura, 2009. ISBN 978-80-7300-236-7.
- [6]. **TAKASAKI, Toshiharu et al.** *Development of a New 4WD System: All-mode 4WD.* USA : Society of Automotive Engineers, Inc., 1997. ISSN 0148-7191.
- [7]. **SVOBODA, Jiří.** *Teorie dopravních prostředků.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-03005-9.
- [8]. RAV4 history. *RAV4WORLD.* [Online] [Citace: 8. březen 2015.] <http://rav4world.com/history/history.html>.
- [9]. Toyota RAV4 I. *The all wheel drive encyclopedia.* [Online] [Citace: 2015. březen 9.] http://www.awdwiki.com/images/toyota-rav4-i_x.jpg.
- [10]. Nová Toyota RAV4 nabízí tři motory a vylepšený pohon všech kol. *auto.cz.* [Online] 21. únor 2013. [Citace: 8. březen 2015.] <http://www.auto.cz/nova-toyota-rav4-ma-tri-motory-vylepseny-pohon-vsech-kol-73026>.
- [11]. **ACHTENOVÁ, Gabriela.** *Planetary gear sets in automotive transmissions.* Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2011. ISBN 978-80-01-04795-8.
- [12]. **ŘEZNÍČEK, Roman.** *Modely Lancia Delta.* [Online] [Citace: 12. březen 2015.] <http://www.integrale.cz/modely>.
- [13]. Magna Steyr DD295 Transfer Box Teardown. [Online] [Citace: 15. březen 2015.] <http://www.rangerovers.net/forum/6-range-rover-mark-iii-l322/41233-magna-steyr-dd295-transfer-box-teardown-print.html>.
- [14]. How Subaru's Symmetrical All-Wheel Drive Works. *Manchester Subaru.* [Online] [Citace: 12. březen 2015.] <http://www.manchestersubaru.com/subaru-symmetrical-all-wheel-drive.htm>.
- [15]. **BEZDÍČEK, Jan.** Trvalý a neodpojitelný pohon všech kol. *Subaru Club.* [Online] [Citace: 12. březen 2015.] <http://www.subaruclub.cz/clanek/trvaly-a-neodpojitelny-pohon-vsech-kol-82>.
- [16]. Differential FAQ. *North American Subaru Impreza Owners Club.* [Online] [Citace: 13. březen 2015.] <http://forums.nasioc.com/forums/showthread.php?t=1126026&page=3>.
- [17]. Subaru's STi DCCD. *North America Subaru Impreza Owners Club.* [Online] [Citace: 13. březen 2015.] <http://forums.nasioc.com/forums/showthread.php?t=2443238>.
- [18]. Diskuze k DCCD. *STi club.* [Online] [Citace: 13. březen 2015.] <http://www.sti-club.su/showthread.php?t=91457>.
- [19]. **NICE, Karim.** How Differentials Work - Locking and Torsen. *howstuffworks.* [Online] [Citace: 15. březen 2015.] <http://auto.howstuffworks.com/differential6.htm>.
- [20]. **ZEXEL TORSEN INC.** *Torsen T-1 Technical Sheet.* [Online] 1999. [Citace: 15. březen 2015.] <http://torsen.info/files/Torsen%20T-1%20Technical%20Sheet.pdf>.

- [21]. **CHOCHOLEK, S. E.** The development of a differential for the improvement of traction control. *Torsen traction*. [Online] 1988. [Citace: 15. březen 2015.] http://torsen.info/files/Traction_Control_Article.pdf.
- [22]. **ZEXEL TORSEN INC.** *Torsen T-2 Technical Sheet*. [Online] 2001. [Citace: 15. březen 2015.] <http://torsen.info/files/Torsen%20T-2%20Technical%20Sheet.pdf>.
- [23]. —. *Torsen T-3 Technical Sheet*. [Online] 2001. [Citace: 15. březen 2015.] <http://torsen.info/files/Torsen%20T-3%20Technical%20Sheet.pdf>.
- [24]. **YOSHIMURA, Takahira, Hiroyuki SHIMOKASA a Raf SCHUERMANS.** Development of the Transfer Unit for the Toyota Land Cruiser. [Online] [Citace: 15. březen 2015.] webpages.charter.net/a7037196/misc/trasmissione.pdf.
- [25]. Land Cruiser V8. [Online] [Citace: 15. březen 2015.] toyota4x4.eu/f/1199804242.pdf.
- [26]. **NUNNEY, M.J.** *Light and Heavy Vehicle Technology*. Oxford : Elsevier Ltd., 2007. 4. vydání. ISBN-13: 978-0-7506-8037-0.
- [27]. **ANDREEV, Alexandr F., KABANAU, Viachaslau I. a VANTSEVICH, Vladimir V.** *Driveline Systems of Ground Vehicles*. Boca Raton : CRC Press, 2010. ISBN: 978-1-4398-1727-8.
- [28]. **PLACHÝ, Tomáš.** 40 let MS - 1981: Revoluce jménem Audi Quattro. *rallylife.cz*. [Online] 25. duben 2013. [Citace: 21. březen 2015.] <http://www.rallylife.cz/40-let-ms-1981>.
- [29]. **PAUER, Václav.** *Vývoj konstrukce závodních vozů*. Praha : Grada Publishing, 2011. ISBN 978-80-247-3015-8.
- [30]. **DIEPRAAM, Mattijs.** The Cosworth F1 car and the history of four-wheel-drive in motor racing. *8W*. [Online] [Citace: 21. březen 2015.] <http://forix.autosport.com/8w/4wd.html>.
- [31]. *Good Old Valves*. [Online] [Citace: 21. březen 2015.] <http://a.imageshack.us/img13/6005/fergusonjohnfergusonp99.jpg>.
- [32]. *autofrage.net*. [Online] [Citace: 21. březen 2015.] <http://www.autofrage.net/frage/welche-art-von-differential-wurde-im-jensen-ff-eingesetzt>.
- [33]. The 4-W-D B.R.M. *Motor Sport*. 1964, srpnové vydání, str. 55. Dostupné online: <http://www.motorsportmagazine.com/archive/article/august-1964/55/4-w-d-brm>.
- [34]. **DIEPRAAM, Mattijs.** A GP fluke, a hillclimb winner. *8W*. [Online] [Citace: 21. březen 2015.] <http://forix.autosport.com/8w/brmp67.html>.
- [35]. **LUČNÝ, Martin.** Vozy minulosti – Lotus 56 B. *Motorelax*. [Online] 4. červenec 2010. [Citace: 21. březen 2015.] http://www.motorelax.cz/clanky-q-Vitazom_kvalifikacie_na_Ve%C4%BEku_cenu_Ve%C4%BEkej_Britanie__sa_stal_Vettel_Voz_y_minulosti_%E2%80%93_Lotus_56_B-id-2-kat--pl-26554.htm.
- [36]. Autos "especiales" en la historia de la F1. *Taringa!* [Online] [Citace: 21. březen 2015.] <http://www.taringa.net/comunidades/f1fans/7042933/Autos-especiales-en-la-historia-de-la-F1.html>.
- [37]. **HÖHN, Bernd-Robert, WIRTH, Christian a KURTH, Franz.** *Getriebe in Fahrzeugen: AWD differential*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2010. stránky 395-411. ISBN 978-3-18-092081-8.
- [38]. **OBERAIGNER, Paul R.** *Concept and development of a two-speed transfer case*.
- [39]. Technická specifikace 911 Turbo. *Porsche InterAuto*. [Online] [Citace: 21. duben 2015.] <http://auto.porsche.cz/modely/911/911-turbo/technicka-specifikace>.
- [40]. Ikona. Nová 911 Turbo. [Online] [Citace: 21. duben 2015.] <http://porsche.cz/microsite/911-turbo/>.
- [41]. Road Test: 2014 Porsche 991 Turbo & Turbo S. *GTspirit*. [Online] [Citace: 21. duben 2015.] <http://www.gtspirit.com/2013/08/24/road-test-2014-porsche-991-turbo-turbo-s/>.

- [42]. **ACHTENOVÁ, Gabriela, BANĚČEK, Jan a KOLÁŘ, Josef.** *Převodná ústrojí vozidel - návrh odstupňování převodovek.* Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2014. ISBN 978-80-01-05557-1.
- [43]. **Michelin North America, Inc.** 2014 Michelin Data Book. [Online] 2014. [Citace: 21. duben 2015.] <http://read.dmtmag.com/i/348083-2014-data-book/1>.
- [44]. **Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG.** The 911 Turbo. [Online] 2015. [Citace: 26. duben 2015.] <http://files3.porsche.com/filestore.aspx/Porsche-Download.pdf?pool=international&type=download&id=991-tu-catalogue&lang=none&filetype=default>.
- [45]. **LECHNER, Gisbert a NAUNHEIMER, Harald.** *Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application.* Berlín : Springer-Verlag, 1999. ISBN 3-540-65903-X.
- [46]. Porsche vector silhouette. *imgbuddy.* [Online] [Citace: 25. duben 2015.] <http://forums.pelicanparts.com/uploads18/logo9111302327952.gif>.
- [47]. **PRACHAŘ, Roman.** *Jízdní odpory vozidel.* Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2010. Diplomová práce.