



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# SYSTÉMY ROZDĚLUJÍCÍ TOK VÝKONU HNACÍM ÚSTROJÍM AUTOMOBILŮ

SYSTEMS FOR PERFORMANCE FLOW DISTRIBUTION IN VEHICLES POWERTRAIN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

PETR NOVOTNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

ING. JAN FOJTÁŠEK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Petr Novotný

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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

### **Systemy rozděluující tok výkonu hnacím ústrojím automobilů**

v anglickém jazyce:

### **Systems for performance flow distribution in vehicles powertrain**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hnací ústrojí automobilů jsou neustále vyvíjena za účelem spolehlivější distribuce výkonu a jeho účinného využití pro pohon vozidla i při náročném manévrování. Za tímto účelem se využívá mnoha systémů, jejichž prostřednictvím je možno dosáhnout optimalizace potřebných parametrů pohonu.

Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je vytvořit systematicky ucelený přehled o ústrojích používaných pro rozdělení a přenos pohybů a sil, jejich konstrukčním a principiálním řešením, objektivních přínosech pro zlepšení dynamiky vozidel a v neposlední řadě také způsobech ovládání a regulace těchto systémů.

Seznam odborné literatury:

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0 7506 5054 0.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (2): Převody. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-12-4.

IMECH., Quiet revolutions: powertrain and vehicle noise refinement, Bury St. Edmunds: Mechanical Engineering Publications, 1990. ISBN 978-085-2987-247.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Fojtášek

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 5.11.2014



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan



## ABSTRAKT

Práce se snaží poskytnout ucelený přehled o diferenciálních soukolích. V první části popisuje zjednodušenou funkci těchto mechanismů a rozčleňuje je do několika skupin. Druhá část popisuje základní kinematické a momentové veličiny, které mají zásadní vliv na vlastnosti diferenciálů. Poslední část je věnována v první kapitole zmíněným skupinám, do kterých jsou jednotlivá soukolí rozdělena. V poslední kapitole se práce také věnuje nejmodernějším mechanismům, které jsou dnes na trhu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

diferenciál, rozdělení toku výkonu, kinematika diferenciálu, hnací ústrojí, inteligentní diferenciály

## ABSTRACT

The bachelor thesis tries to provide compact knowledge about differential systems. In the first part of the thesis you can find information about basic function and differentials are divided into several groups. Second part describes elementary kinematic and torque quantities which have significant influence on the character of differential. Last part of my thesis is concerned with groups of differentials mentioned in the first chapter. Also in the last part there is place devoted intelligent differentials which are nowadays on a market.

## KEYWORDS

differential, flow distribution performance, kinematics of differential, powertrain, intelligent differentials



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

NOVOTNÝ, P. *Systémy rozdělující tok výkonu hnacím ústrojím automobilů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Fojtášek.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Fojtáška a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2015

.....

Jméno a přímení



## **PODĚKOVÁNÍ**

Zde bych chtěl poděkovat svému vedoucímu závěrečné práce panu Ing. Janu Fojtáškoví za odborné vedení a za cenné rady, které mi poskytl. Dále děkuji své rodině za podporu a pomoc při studiu.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Funkce diferenciálu a stálého převodu .....	11
1.1 Stálý převod .....	11
1.2 Diferenciál .....	11
1.3 Dělení diferenciálů.....	12
2 Parametry diferenciálu.....	13
2.1 Počet stupňů volnosti diferenciálu .....	13
2.2 Kuželový diferenciál.....	13
2.3 Kinematika diferenciálu.....	15
2.4 Momentová působení v diferenciálech a jejich účinnost.....	18
2.4.1 Momentové poměry na výstupních hřídelích s vyloučením ztrát.....	18
2.4.2 Momentové poměry na výstupních hřídelích s uvažováním ztrát.....	18
2.5 Silové působení na nápravu opatřenou diferenciálem .....	21
2.6 Vliv přilnavosti na diferenciál .....	22
3 Nápravové diferenciály.....	23
3.1 Otevřené diferenciály.....	23
3.1.1 Diferenciál s čelními koly.....	23
3.2 Závěr diferenciálu .....	24
3.3 Samosvorné diferenciály.....	26
3.3.1 Vačkový diferenciál.....	28
3.3.2 Diferenciály se zvýšeným třením .....	29
3.3.3 Samočinný samosvorný diferenciál (ASD).....	33
4 Pohon více náprav .....	35
4.1 Mezinápravové diferenciály.....	35
4.2 Rozdělovací převodovky .....	36
4.3 Mezinápravová spojka, rozvodovka .....	37
4.3.1 Spojka Haldex .....	37
4.3.2 Mezinápravová rozvodovka Viscomatic .....	38
4.4 Další řešení pohonu více náprav .....	40
4.4.1 Volnoběžky v kolech .....	40
4.4.2 Kombinace volnoběžek a samosvorného diferenciálu .....	40
5 Inteligentní diferenciály.....	41
5.1 Aktivní přenos momentu Honda ATTS (Active Torque Transfer Systém).....	41
5.2 Mitsubishi – systém AYC (Active Yaw Control).....	42
5.3 ZF Friedrichshafen.....	43



---

5.4 Ricardo.....	44
Závěr.....	45



## ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je vytvořit ucelený přehled systémů rozvodu výkonu (diferenciálů) v hnacím ústrojí automobilu. Nejprve se práce zabývá hlavní funkcí těchto mechanismů ve zjednodušeném pojetí a dělí tyto mechanismy do několika skupin, ve kterých jsou rozčleněny podle svých vlastností. Dále se snaží ukázat základní kinematické a momentové parametry, které jsou samy o sobě jedněmi z nejdůležitějších vlastností diferenciálních mechanismů. Po objasnění všech nezbytných veličin, které mají zásadní vliv na vlastnosti jednotlivých diferenciálů, jsem se v poslední části mé práce věnoval jednotlivým skupinám diferenciálů tak, jak byly rozděleny na začátku. Samozřejmě zde není opomenuto ani elektronické řízení těchto soukolí, protože v dnešní moderní době je cílem vše automatizovat a nechat řídit počítačem. S tímto ohledem se hlavně ke konci věnuji současným nejmodernějším systémům pro regulaci toku výkonu, které mají zásadní vliv nejen na co nejdokonalejší tok výkonu mechanismem, ale i na co nejvyšší bezpečnost posádky automobilu. Moje práce neobsahuje žádnou výzkumnou část, jde pouze o snahu sesbírat soudobé poznatky z problematiky diferenciálních soukolí a poskytnout je všem, kteří budou mít zájem a chuť si rozšířit obzory.

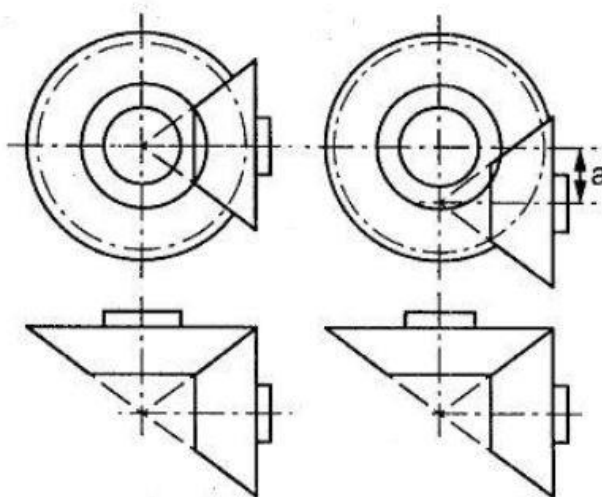


# 1 FUNKCE DIFERENCIÁLU A STÁLÉHO PŘEVODU

Diferenciál je zařízení v převodovém ústrojí automobilu, které je schopno vyrovnávat nestejně otáčení kol hnané nápravy při průjezdu vozidla zatáčkou, kdy každé z kol opisuje trajektorii kružnice o jiném poloměru. Pokud by náprava byla pevně propojena pevnou hnací hřídelí a výkon by byl dodáván stálým převodem, tak by se kola otáčela stejnými otáčkami a v okamžiku, kdy bychom chtěli projet zatáčkou, jedno z kol by muselo prokluzovat, což by mělo za následek nadměrné opotřebovávání kol, dále by vzrostly ztráty výkonu spojené se smýkáním pneumatiky po vozovce a v neposlední řadě by se rapidně snížila ovladatelnost vozu. [1]

## 1.1 STÁLÝ PŘEVOD

Konstrukčně je diferenciál součástí tzv. rozvodovky, což je mechanismus skládající se ze stálého převodu a právě již zmíněného diferenciálního mechanismu. Stálý převod je kuželové nebo čelní ozubení (záleží na natočení motoru) v permanentním záběru, které přenáší a zvětšuje točivý moment vystupující z převodovky vozidla. Pokud se jedná o kuželové soukolí, tak je stálý převod složen z pastorku a talířového kola, případně dvou pastorků a dvou talířových kol, a to v případě jedná-li se o tzv. dvoustranný převod. Je-li stálý převod složen z čelního soukolí, skládá se ze dvou čelních ozubených kol. V případě dvojnásobného čelního převodu je zmíněný převod sestaven ze dvou čelních ozubených soukolí. Čelního převodu se užívá u automobilů s motorem uloženým napříč. Existuje i možnost sestavení stálého převodu z kuželového i čelního ozubení dohromady. V tomto případě je převod sestaven z obou stálých převodů, jak čelního, tak kuželového. [2] [1]



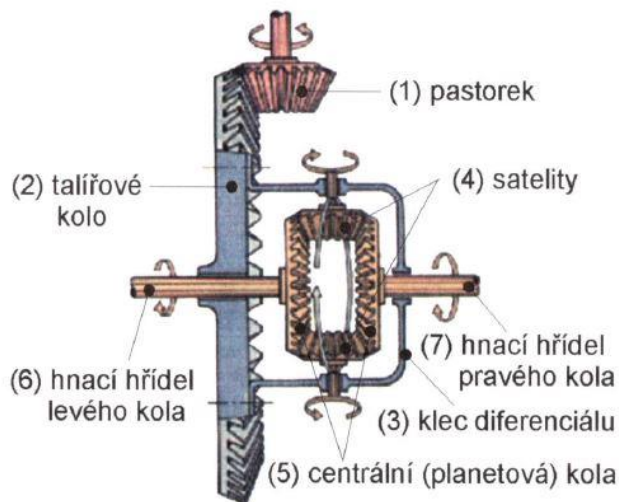
Obr. 1 Stálý převod čelní kuželový (vlevo) a hypoidní kuželový (vpravo) [3]

## 1.2 DIFERENCIÁL

Druhou částí rozvodovky je diferenciál (diferenciální planetové soukolí), který, jak již bylo zmíněno, vyrovnává otáčky kol, ale také má za úkol rozdělování točivého momentu mezi obě hnaná kola. Přenos momentu závisí na konstrukčním uspořádání diferenciálu. Při klasickém uspořádání zařízení se moment přenáší z pastorku na talířové kolo, z tohoto kola dále na čep satelitů diferenciálu a dále ze satelitů na planetová kola, která jsou spojena s hnacími hřídelmi a koly automobilu. Dělení momentu probíhá v poměru 1:1 a jeho velikost přenesená na vozovku závisí hlavně na přilnavosti pneumatik k povrchu. Jak diferenciál, tak stálý



převod je poté uložen v tzv. skříni rozvodovky. Tato skříň je u tuhých náprav součástí nápravy a u nezávislého zavěšení je samostatná, upevněná k rámu nebo samonosné karoserii vozidla. [2] [1]



Obr. 2 Ozubení kuželového diferenciálu [2]

### 1.3 DĚLENÍ DIFERENCIÁLŮ

Z hlediska funkce můžeme členit diferenciály do dvou hlavních skupin: [4]

- nápravové (mezikolové) diferenciály
- mezinápravové diferenciály

Nápravový diferenciál je tzv. symetrický, to znamená, že moment rozdělený mezi obě poháněná kola je stejný. Avšak tato skutečnost nemusí být vhodná pro některé mezinápravové diferenciály, kdy může být ku prospěchu nesymetrické dělení výkonu na jednotlivé nápravy. Například u automobilů, kde jsou nápravy zatíženy velice nerovnoměrně, je vhodné dělit moment jiným než stejným poměrem. [5]

Další členění může být například také z hlediska konstrukčního řešení: [6]

- kuželové diferenciály
- čelní diferenciály
- planetové diferenciály
- ostatní diferenciály (šnekové, kolíkové, zubové, ...)

V odborné literatuře se také setkáváme s dělením podle schopnosti přenášet moment na kola s nízkou adhezí: [6]

- bez uzávěrky diferenciálu
- s mechanickou uzávěrkou diferenciálu
- diferenciál se zvýšeným vnitřním třením
- samosvorný diferenciál



## 2 PARAMETRY DIFERENCIÁLU

### 2.1 POČET STUPŇŮ VOLNOSTI DIFERENCIÁLU

Počet stupňů volnosti můžeme řadit mezi základní parametry, které charakterizují vlastnosti tohoto ozubeného soukolí. V takovémto počtu vynecháváme odebrané stupně pasivními vazbami a počítáme pouze funkční počet stupňů. Tento počet je charakteristický pro ideální mechanismus, ve kterém se všechny jeho členy aktivně účastní pohybu určeného jejich funkcí. Počet stupňů volnosti můžeme charakterizovat jako počet nezávislých kinematických veličin stejného druhu (úhlové natočení, úhlová rychlost, úhlové zrychlení). Počet stupňů volnosti je nutné znát pro určení zmíněných kinematických veličin. [5]

Počet stupňů volnosti u ozubených a planetových soukolí, kde je pohyb všech členů omezen pouze na rotační a nenachází se zde žádné posuvné členy, je dán vztahem: [5]

$$w = n - o \tag{1}$$

kde:  $w$  [–] - počet stupňů volnosti

$n$  [–] - počet pohyblivých členů

$o$  [–] - počet obecných dvojic (počet záběrů ozubených kol)

Diferenciál je mechanismus, který pro plnění svých předem určených úloh potřebuje přesně dva stupně volnosti. První stupeň je užíván pro zajištění rozdílných otáček kol vozidla, eventuálně pro zajištění rozdílných momentů na koncích hřídelí (větvení výkonového toku). Druhý stupeň zajišťuje přenos výkonu na vozovku. [5]

### 2.2 KUŽELOVÝ DIFERENCIÁL

Pro vysvětlení kinematiky diferenciálu by bylo vhodné si nejdříve popsat základ konstrukce a základní princip funkce jednoho z nejběžnějších a nejčastějších diferenciálních soukolí, a to diferenciálu kuželového.

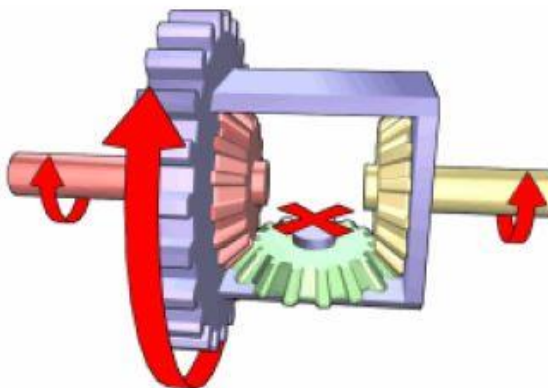
Kuželový diferenciál je sestaven z planetových kol a satelitních kol neboli satelitů. Planetová ozubená kola jsou dále napojena na kola vozidla pomocí hnacích hřídelů. Satelity se mohou volně otáčet na čepu, který je uchycen do skříně diferenciálu. Skříně diferenciálu se pevně napojuje na talířové ozubené kolo, jež je součástí stálého převodu. [1]

Samotná konstrukce poté spočívá ve vložení satelitů mezi planetová kola, což zapříčiňuje, že jedno kolo vozidla může být zpožděno o určitý počet otáček. V tomto případě se ale druhé kolo musí o tentýž počet otáček zrychlovat. [7]

Při jízdě vozidla v přímém směru jsou otáčky kol identické a urazí stejnou dráhu, samozřejmě v tomto případě jsou i otáčky hnacích hřídelů stejné, a tak se také planetová kola musí otáčet totožně. Točivý moment jde přes pastorek na talířové kolo (oboje součástí stálého převodu). Díky stejným otáčkám obou hnacích hřídelů se otáčí celá klec diferenciálu a satelitní kola. Satelity představují spojovací člen mezi klecí diferenciálu a planetovými koly. Samotné satelity nerotují, jenom krouží společně s klecí diferenciálu okolo hlavní osy převodu. Také

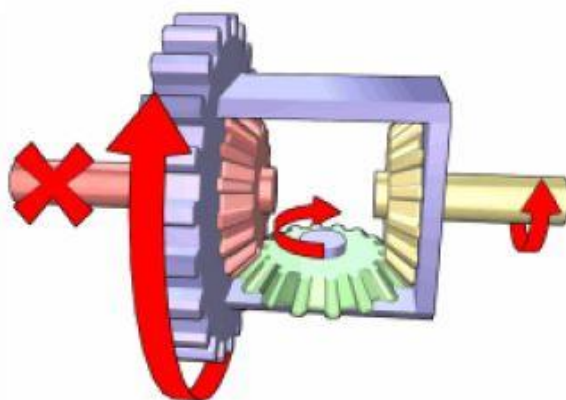


planetová ozubená kola rotují shodnými otáčkami jako klec. Moment se rovnoměrně dělí na obě z nich a dále na hnací hřídele a samotná kola automobilu. [2]



Obr. 3 Chování diferenciálu při jízdě v přímém směru [8]

Jestliže se vozidlo dostane do zatáčky, jeho kola začnou opisovat různé kružnice o různých poloměrech. Vnitřní kolo se odvaluje po trajektorii o menším poloměru a v tomto důsledku má také nižší otáčky a rychlost. Samozřejmě, že i hnací hřídel a planetové kolo tohoto příslušného kola automobilu musí mít nižší frekvenci otáčení (stejnou jako příslušné kolo) díky jejich pevnému spojení. Zde se už satelity začínají točit a valí se po zpožděném planetovém kole. V tomto důsledku se druhé planetové kolo, jeho hnací hřídel i kolo automobilu začnou urychlovat. Při jízdě po zakřivené dráze satelity konají dva druhy pohybu, a to pohyb oběžný, kdy rotují společně s klecí a pohyb otáčivý, jenž spočívá v samotném otáčení těchto ozubených kol okolo svých čepů. V každém případě je platné, že o kolik klesnou otáčky kola na vnitřním poloměru, o tolik musí stoupnout na kole jedoucím po vnějším poloměru. Tato skutečnost platí díky stejnému počtu zubů obou planetových kol. [2]



Obr. 4 Chování diferenciálu při jízdě zatáčkou [8]



Proto platí rovnice: [2]

$$n_r = \frac{n_l + n_p}{2} \quad (2)$$

- kde:  $n_l$  [ot/s] - otáčky levého kola  
 $n_p$  [ot/s] - otáčky pravého kola  
 $n_r$  [ot/s] - otáčky klece diferenciálu  
 $l$  [-] - levé kolo  
 $p$  [-] - pravé kolo  
 $r$  [-] - klec diferenciálu

### 2.3 KINEMATIKA DIFERENCIÁLU

Kinematické určení diferenciálu je nezbytné pro zjištění skutečnosti, zda je diferenciální soukolí symetrické, nebo jestli se jedná o dělič momentu. Informaci o poměru, ve kterém je dělen moment, nám poskytuje kinematický poměr neboli převod diferenciálu. Jak již bylo dříve zmíněno, diferenciál je mechanismus zpravidla o dvou stupních volnosti, proto pro stanovení jeho převodového poměru musíme zvolit otáčky alespoň jednoho vnějšího členu. Například vybereme vstup (hřídel napojenou na pastorek stálého převodu), který zastavíme. Poté zjišťujeme, jaký převodový poměr je mezi jednotlivými výstupy (hnací hřídele vedoucí ke kolům automobilu). Pro symetrický diferenciál musí platit následující vztah: [5]

$$i_{i.e}^a = i_{e.i}^a = -1 \quad (3)$$

- kde:  $i_{i.e}^a$  [-] - převodový poměr mezi interní a externí hřídelí (vstup – pastorek zastaven)  
 $i_{e.i}^a$  [-] - převodový poměr mezi externí a interní hřídelí (vstup – pastorek zastaven)  
 $a$  [-] - vstup (zde pastorek stálého převodu)  
 $i$  [-] - vnitřní hřídel  
 $e$  [-] - vnější hřídel

Rovnice (3) vyjadřuje stav vozidla, kdy máme vozidlo zastaveno se zařazenou rychlostí, tedy na vstupním členu jsou nulové otáčky a hnaná kola máme ve vzduchu. V této situaci při otočení jedním kolem automobilu nám rotuje i druhé, a to stejnou úhlovou rychlostí, ale otáčí se v opačném smyslu. Aby toto tvrzení bylo pravdivé, musí být obě planetová kola opatřena stejným počtem zubů. Tuto skutečnost vyjadřuje rovnice: [5]



$$i_{e.i}^a = -\frac{z_{p2}}{z_{p1}} = i_{i.e}^a = -\frac{z_{p1}}{z_{p2}} = -1 \quad (4)$$

kde:  $z_{p1}$  [-] - počet zubů planety 1  
 $z_{p2}$  [-] - počet zubů planety 2  
 $p1$  [-] - planetové kolo 1  
 $p2$  [-] -planetové kolo 2

Výjimku tvoří planetový diferenciál, pro který se tato podmínka vyjádří dle následující rovnice: [5]

$$i_{e.i}^a = i_{p.r}^k = 1 - i_{p.k}^r = \left(1 - \frac{z_{koruny}}{z_{planety}}\right) \cdot (-1)^j \quad (5)$$

kde:  $i_{p,r}^k$  [-] - převodový poměr mezi planetou a klecí (unašeč), koruna zastavena  
 $i_{p,k}^r$  [-] - převodový poměr mezi planetou a korunou (unašeč zastaven)  
 $z_{koruny}$  [-] - počet zubů koruny  
 $z_{planety}$  [-] - počet zubů planety  
 $j$  [-] - počet satelitů  
 $k$  [-] - koruna  
 $p$  [-] - planetové kolo  
 $r$  [-] - unašeč (klec)

Chceme-li určit obvodovou rychlost  $v_{i.e}$  vnitřního (8) nebo vnějšího (7) kola automobilu při průjezdu zatáčkou, musíme znát úhlovou rychlost  $\Omega$ , se kterou vozidlo opisuje zakřivenou dráhu okolo jejího středu, nebo úhlovou rychlost  $\omega$  obou otáčejících se kol. Můžeme využít i měrného poloměru zatáčky  $\rho$ , který je možno spočítat jako podíl poloměru zatáčky  $R$  a rozchodu vozidla  $B$ : [5]

$$\rho = \frac{R}{B} \quad (6)$$



$$v_e = \left(R + \frac{B}{2}\right) \cdot \Omega = r_d \cdot \omega_e \quad \rightarrow \quad \omega_e = \frac{\Omega}{r_d} \cdot \left(R + \frac{B}{2}\right) = \frac{v}{r_d} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) \quad (7)$$

$$v_i = \left(R - \frac{B}{2}\right) \cdot \Omega = r_d \cdot \omega_i \quad \rightarrow \quad \omega_i = \frac{\Omega}{r_d} \cdot \left(R - \frac{B}{2}\right) = \frac{v}{r_d} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) \quad (8)$$

kde: $\rho$ [m]	- měrný poloměr zatačky
$R$ [m]	- poloměr zatačky
$B$ [m]	- rozchod vozidla
$v$ [m/s]	- obvodová rychlost nápravy
$v_e, v_i$ [m/s]	- rychlost kola (externího, interního)
$\omega_e, \omega_i$ [rad/s]	- úhlová rychlost kola (externího, interního)
$\Omega$ [rad/s]	- úhlová rychlost automobilu okolo středu zatačky
$r_d$ [m]	- poloměr kola automobilu
$d$ [-]	- kolo automobilu

Pokud využijeme Willisovu formuli pro diferenciál, můžeme vypočítat úhlovou rychlost klece diferenciálu (vstupu): [5]

$$\omega_r = i_{re}^i \cdot \omega_e + i_{ri}^e \cdot \omega_i = \frac{\omega_e}{1 - i_{ei}^r} + \frac{\omega_i}{1 - i_{ie}^r} \quad (9)$$

kde: $\omega_r$ [rad/s]	- úhlová rychlost klece diferenciálu
$i_{re}^i$ [-]	- převodový poměr mezi klecí a externí hřídelí (interní hřídel zastavena)
$i_{ri}^e$ [-]	- převodový poměr mezi klecí a interní hřídelí (externí hřídel zastavena)
$i_{ei}^r, i_{ie}^r$ [-]	- převodový poměr mezi externí (interní) hřídelí a interní (externí) hřídelí (klec zastavena)

Chceme-li zjistit obvodovou rychlost středu nápravy, počítáme ji jako aritmetický průměr rychlostí obou kol: [5]

$$v = \frac{v_e + v_i}{2} = \frac{r_d}{2} \cdot (\omega_e + \omega_i) = r_d \cdot \omega_r \quad (10)$$



Kdybychom chtěli vyjádřit jednotlivé úhlové rychlosti kol nápravy s diferenciálem v závislosti na úhlové rychlosti klece diferenciálu, použijeme následující závislosti: [5]

$$\omega_e = \omega_r \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) \quad (11)$$

$$\omega_i = \omega_r \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) \quad (12)$$

## 2.4 MOMENTOVÁ PŮSOBNÍ V DIFERENCIÁLECH A JEJICH ÚČINNOST

### 2.4.1 MOMENTOVÉ POMĚRY NA VÝSTUPNÍCH HŘÍDELÍCH S VYLOUČENÍM ZTRÁT

V této kapitole bude postupně vysvětleno, jaká je souvislost mezi výstupními momenty na hnaných kolech a velikostí převodu, který byl určen v kapitole 2.3. Tuto souvislost můžeme pozorovat v následující rovnici: [5]

$$\frac{M_i}{M_e} = -i_{a.i}^e = \frac{-1}{1 - i_{i.e}^a} = -\frac{1}{2} \quad (13)$$

kde:  $M_e, M_i$  [Nm] - moment na externí, interní výstupní hřídeli

$i_{a.i}^e$  [-] - převodový poměr mezi vstupem a interní hřídelí (externí hřídel Zastavena)

$i_{i.e}^a$  [-] - převodový poměr mezi interní a externí hřídelí (vstup zastaven)

Z rovnice (13) můžeme pozorovat, že pokud neuvažujeme účinnost samotného zařízení a jedná-li se o symetrický diferenciál, tak se jednotlivé vstupní momenty rovnají a jsou poloviční oproti momentu, který je přiveden do diferenciálu. [7] [5]

### 2.4.2 MOMENTOVÉ POMĚRY NA VÝSTUPNÍCH HŘÍDELÍCH S UVAŽOVÁNÍM ZTRÁT

Pokud chceme řešit momentové poměry na výstupních hřídelích a brát v potaz mechanické ztráty, poté musíme na tuto problematiku nahlížet ze dvou odlišných pohledů. V prvním případě, jestliže je auto poháněno vlastním pohonem (motorem) a v druhém, kdy automobil brzdí motorem. V těchto obou případech je totiž tok výkonu opačného směru. Pro rovnice uvedené v této kapitole předpokládáme vozidlo, které se pohybuje vpřed a také jako vstupní člen bereme klec (unašeč). Dalším předpokladem je, že se jedná se o kuželový diferenciál.

Pro oba toky výkonu (brzdění motorem, pohyb pomocí pohonu) je relativní úhlová rychlost mezi klecí diferenciálu a výstupními hřídeli stejná a můžeme ji vypočítat pomocí následujících rovnic: [5]

$$\begin{aligned} \omega_e - \omega_r &= \omega_{er} > 0 \\ \omega_i - \omega_r &= \omega_{ir} < 0 \end{aligned} \quad (14)$$



kde:  $\omega_{er}, \omega_{ir}$  [rad/s] - relativní úhlová rychlost mezi interní, externí hřídelí a klecí

### a) Pohyb pomocí pohonu

V případě, kdy je automobil poháněn vpřed pomocí motoru, výkon proudí směrem od klece ke hřídelím, které jsou napojeny na kola. Charakter momentu na výstupních hřídelích je záporný. Pokud vynásobíme tento moment relativní rychlostí (14), obdržíme směr toku výkonu v mechanismu (15) (bereme náhradní mechanismus, tj. mechanismus s pevnými osami). Po vypočtení toku výkonu v tomto mechanismu je možné určit poměr momentových působení na obou výstupních hřídelích (16), a také relativní momenty na těchto hřídelích (18) (zde využijeme rovnice momentové rovnováhy na výstupech (17)). [5]

$$\begin{aligned} \omega_{er} > 0; M_e < 0 &\rightarrow P_e^r = M_e \cdot \omega_{er} < 0 \\ \omega_{ir} < 0; M_i < 0 &\rightarrow P_i^r = M_i \cdot \omega_{ir} > 0 \end{aligned} \quad (15)$$

$$\frac{M_e}{M_i} = -i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r \quad (16)$$

$$M_r + M_e + M_i = 0 \quad (17)$$

$$\frac{M_e}{M_r} = \frac{i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r}{1 - i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r}; \quad \frac{M_i}{M_r} = \frac{1}{i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r - 1} \quad (18)$$

kde:  $P_e^r, P_i^r$  [W] - výkon v mechanismu s pevnými osami na externí, interní hřídeli  
 $\eta_{ie}^r$  [-] - účinnost převodu mezi interní a externí hřídelí (při zastavené kleci)  
 $M_r$  [Nm] - moment působící na kleci

Jestliže se automobil pohybuje po kruhové trajektorii, potom se větší moment nachází na vnitřní hřídeli. Po odečtení obou momentů na hřídelích dostaneme hodnotu vlastní účinnosti diferenciálu. Dále nám při pohybu v zatáčce působí odstředivá síla, která zatěžuje více vnější kolo. Toto kolo je tak schopno přenést větší sílu pro pohyb. Zmíněné dvě skutečnosti jsou vzájemně protichůdné. Proto je výhodnější využít mechanismy, které rozdělují tok výkonu nesymetrickým způsobem. Většinou se diferenciál opatří dalším převodem a ovládním pomocí brzd, či spojek. Tato konstrukce umožňuje, aby více síly bylo na kole opisujícím trajektorii o větším poloměru. Diferenciály s takovou vlastností nazýváme inteligentní. [5]

### Účinnost

Samotná účinnost se vyjadřuje podílem výstupního a vstupního výkonu. V diferenciálu jsou výstupní výkony dva, protože máme dvě výstupní hřídele. Poté můžeme celkovou účinnost diferenciálu (nebereme v úvahu účinnost rozvodovky) spočítat dle následujícího vztahu (19): [5]



$$\eta = -\frac{P_e + P_i}{P_r} = -\frac{M_e \cdot \omega_e}{M_r \cdot \omega_r} - \frac{M_i \cdot \omega_i}{M_r \cdot \omega_r} \quad (19)$$

kde:  $\eta$  [-] - účinnost  
 $P_e, P_i$  [W] - výkon na hřídelích (externí, interní)  
 $P_r$  [W] - výkon na kleci

Další veličinou je součinitel ztrát, který je definován v rovnici (20): [5]

$$\xi = 1 - \eta \quad (20)$$

kde:  $\xi$  [-] - součinitel ztrát

### b) Pohyb, kdy vozidlo brzdí motorem

V případě, kdy vozidlo brzdí motorem (řidič vozidla jede tzv. „bez plynu“), je tok výkonu přesně opačný než v případě, když se vozidlo pohybuje pomocí motoru. Tok za těchto podmínek se v reálném diferenciálu popisuje jako  $(e + i) \rightarrow r$  a výstupní momenty na kolech jsou kladného smyslu (v tomto případě jsou vstupem). [5]

Platí zde i obdobné rovnice jako v prvním případě, ale s tím rozdílem, že momenty mají opačná znaménka, jak ukazují následující rovnice: [5]

$$\begin{aligned} \omega_{er} > 0; M_e > 0 &\rightarrow P_e^r = M_e \cdot \omega_{er} > 0 \\ \omega_{ir} < 0; M_i > 0 &\rightarrow P_i^r = M_i \cdot \omega_{ir} < 0 \end{aligned} \quad (21)$$

$$\frac{M_i}{M_r} = -i_{ei}^r \cdot \eta_{ei}^r \quad (22)$$

$$M_r + M_e + M_i = 0 \quad (23)$$

$$\frac{M_i}{M_r} = \frac{i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r}{1 - i_{ei}^r \cdot \eta_{ei}^r}; \quad \frac{M_e}{M_r} = \frac{1}{i_{ei}^r \cdot \eta_{ei}^r - 1} \quad (24)$$

kde:  $\eta_{ei}^r$  [-] - účinnost převodu mezi externí a interní hřídelí (při zastavené kleci)

U vozidla nacházejícího se v zatáčce se větší brzdící moment nachází na kole, které opisuje vnější oblouk. Účinnost se definuje obdobně jako u předchozího problému, tedy jako rozdíl momentů na obou kolech. [5]



## Účinnost

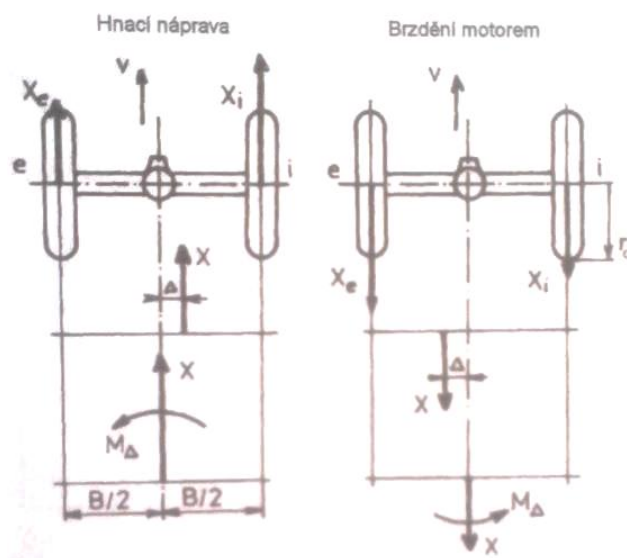
Pokud nastane případ, kdy vozidlo začne brzdít motorem, tok výkonu hnacím ústrojím se obrátí a jde směrem od kol vozidla přes hnací ústrojí k motoru. Moment na hnacích hřídelích (vstup) je kladného smyslu, naproti tomu moment působící na klec (výstup) tohoto mechanismu je záporného smyslu. Chceme-li vypočítat celkovou účinnost diferenciálu, postupujeme obdobně. Změní se pouze čítec, který obsahuje výstupní člen a jmenovatel, jenž zastupuje vstupní momentové působení: [5]

$$\eta = -\frac{P_r}{P_e + P_i} = -\frac{1}{\frac{M_e \cdot \omega_e}{M_r \cdot \omega_r} + \frac{M_i \cdot \omega_i}{M_r \cdot \omega_r}} \quad (25)$$

I zde můžeme určit součinitel ztrát. Ten je definován identicky jako v předchozím případě (20). [5]

## 2.5 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA NÁPRAVU OPATŘENOU DIFERENCIÁLEM

Jestliže se automobil pohybuje po zakřivené trajektorii, silové působení se nachází na obou kolech, ať už se jedná o pohyb pomocí motoru, nebo brzdění motorem. Jak lze vidět na obr. 5, v případě pohybu vozidla pomocí motoru je možno sílu v místě X určit jako rozdíl síly  $F$  (síla sloužící pro pohyb vozidla vpřed) a odporu valení  $O_f$ . Pokud chceme řešit sílu ve stejném místě, ale pro případ brzdění motorem, tak je možné vypočítat výslednou sílu v tomto bodě jako součet síly užitý k brzdění (na tomto kole) a odporu valení  $O_f$ . [5]



Obr. 5 Síly působící na nápravu při jízdě v zatáčce [5]

$$M = F \cdot r_d \quad (26)$$

$$X = F \pm O_f \quad (27)$$



kde: $M$ [Nm]	- točivý moment na kole
$F$ [N]	- silové působení na kole
$O_f$ [N]	- odpor valení
$X$ [N]	- výsledná síla v ložisku kola

V situaci, kdy je vozidlo poháněno vpřed pomocí motoru, se větší síla nachází na vnitřním kole. Naopak v případě brzdění motorem se větší síla nachází na vnějším kole vozidla. V obou situacích se na nápravě automobilu nachází moment  $M\Delta$ , který klade odpor proti průjezdu zatáčkou. Tato skutečnost, tedy že je v hnací nápravě použit diferenciál, je jedním z důvodů nedotáčivosti automobilu. [5]

Pohybuje-li se automobil po přímé trajektorii, tedy jede-li rovně, není možné přesně určit rozložení sil na jednotlivých kolech, protože diferenciální soukolí má svoji vlastní účinnost. Kde se nachází větší síla, závisí na tom, jestli je úhlová rychlost kol stejná a na tom, která zatáčka byla projeta jako poslední. [5]

## 2.6 VLIV PŘILNAVOSTI NA DIFERENCIÁL

Jak již bylo psáno, pokud se na jednom kole nápravy změní adhezní podmínky a klesne zde přenositelná síla, tak díky tomu, že diferenciální soukolí dělí moment rovnoměrně mezi obě kola, se diferenciál snaží udržet stejný poměr výstupních momentů a přenáší více hnací síly na kolo s menší adhezí. V situaci, kdy by automobil stál jedním kolem na ledě a druhým na pevné podložce, by diferenciál v ideálním případě přenášel celý výkon na kolo na ledě, které by se protáčelo a kolo na pevné podložce by nehybně stálo. Pomocí rovnice (28) je možné spočítat největší přenositelný moment na jednom kole. [5]

$$M_{adheze} = Z \cdot r_d \cdot \mu_{kola} \quad (28)$$

kde: $M_{adheze}$ [Nm]	- největší přenositelný moment na kole
$Z$ [N]	- radiální zatížení kola
$\mu_{kola}$ [-]	- součinitel adheze kola

Jak je možno pozorovat právě z rovnice (28), adhezní moment závisí na součiniteli adheze na kole  $\mu_{kola}$  a na radiálním zatížení  $Z$ . Pokud tyto dvě veličiny poklesnou, poklesne i největší možný přenositelný moment. Pokles veličin může být zapříčiněn například odskočením kola nebo změnou povrchu, po kterém se vozidlo pohybuje. [5]



## 3 NÁPRAVOVÉ DIFERENCIÁLY

Nápravový diferenciál je vždy umístěn na poháněné nápravě tak, aby byl schopen distribuce výkonu, který je přiváděn od spalovacího motoru na obě kola a mohl také vyrovnávat jejich otáčky v případě jejich nerovnoměrného otáčení. [9]

Pokud má vozidlo poháněnou pouze jednu nápravu, je opatřeno jedním nápravovým diferenciálem, který přerozděluje tok výkonu na obě poháněná kola. [9]

Tato kapitola se bude nejprve zabývat diferenciály otevřenými, poté možnostmi uzavření diferenciálu a nakonec samosvornými diferenciály.

### 3.1 OTEVŘENÉ DIFERENCIÁLY

Jak již bylo uvedeno, diferenciály otevřené jsou převodová ústrojí, která dělí tok výkonu 1:1, což znamená, že i v případě nestejných otáček obou kol je na obou kolech stejný hnací moment. Mezi dva nejběžnější otevřené diferenciály můžeme začlenit diferenciál kuželový, jehož funkce byla popsána v kapitole 2.2 a diferenciál s čelními koly. [2]

#### 3.1.1 DIFERENCIÁL S ČELNÍMI KOLY

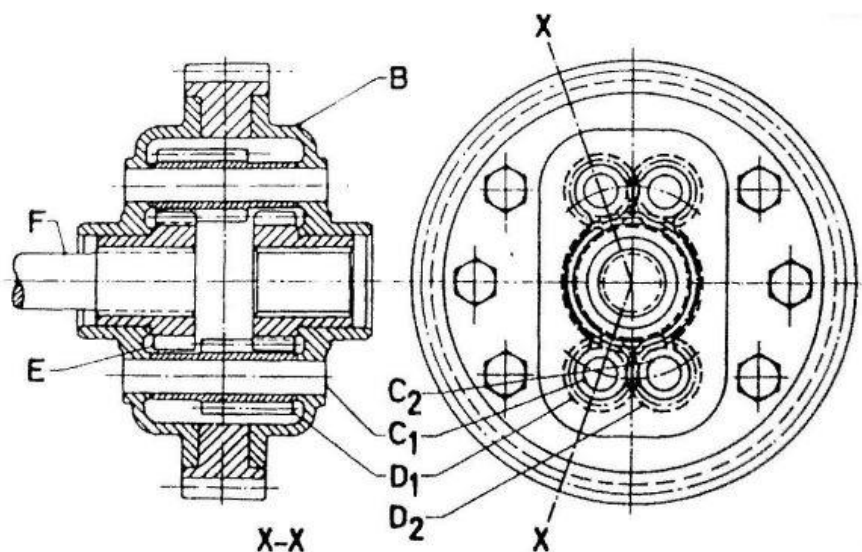
Tento diferenciál patří mezi ty méně časté, ale je stále využíván na nákladních vozidlech produkovaných společností Tatra. I toto diferenciální soukolí patří mezi otevřené, a tudíž v něm dochází k rozdělování hnací síly poměrem 1:1 na výstupní hřídele. Od diferenciálu kuželového se ovšem liší svou konstrukcí. Všechna ozubení nacházející se v tomto zařízení jsou čelní, to znamená, že jak satelity, tak planety mají čelní ozubení. [1]

Diferenciál se znovu skládá z klece, která je napojena na ozubená kola stálého převodu, který ji takto pohání. V kleci se nachází čepy a na nich čelní satelity s přímými zuby. Čelní satelity dále zabírají s přímými zuby planetových kol, které jsou pevně napojeny na hřídele vedoucí ke kolům vozidla. [2]

Jeden satelit se nedotýká obou planetových kol, ale polovinou délky spoluzabírá s centrálním planetovým kolem a druhou polovinou své délky je ve styku s druhým satelitem, jenž zabírá do druhého planetového kola. Toto uspořádání umožňuje, aby se úhlová rychlost jednoho planetového kola zmenšovala vůči úhlové rychlosti klece a druhé planetové kolo se vůči kleci diferenciálu zrychlovalo. Aby bylo dosaženo lepšího vyvážení mechanismu, používají se dva páry satelitních kol, které jsou navzájem pootočený o 180 stupňů. [1]

Funkce čelního diferenciálu je obdobná jako funkce diferenciálu kuželového, ale nevýhodou je jeho vysoká mechanická účinnost. Tato vysoká účinnost zapříčiňuje, že je velice nenáročné protočit jedno kolo vůči druhému. Negativní následky se objevují hlavně při odskoku kol od vozovky a při odvalování kol po povrchu s nízkou adhezí. Díky těmto negativním projevům musí být čelní diferenciál opatřen uzávěrkou. [1]

Rozměrově má čelní diferenciál menší průměr klece než diferenciál kuželový, oproti němu je však delší. [2]



Obr. 6 Diferenciál s čelními koly [1](B - skříň, C1 a C2 - čepy satelitů, D1 a D2 - satelity, E - planetové kolo, F - hřídel nápravy)

### 3.2 ZÁVĚR DIFERENCIÁLU

Diferenciální soukolí může také být úplně zablokováno, díky tomu docílíme stavu, jako by tam diferenciál vůbec nebyl. Tato situace je výhodná v oblastech, kdy vozidlo překonává terén se sníženými adhezními podmínkami. Vozidlo se ovšem musí pohybovat po přímé trajektorii, nesmí jet po zakřivené dráze, protože by se nevyrovnávaly difference mezi otáčkami vnitřního a vnějšího kola. Blokace neboli uzávěrka může být ovládána manuálně řidičem, nebo automaticky. Blokovat diferenciál se dá několika způsoby. [9]

Mechanismus blokace způsobí, že se v diferenciálu nemohou pootáčet planetová kola vůči kleci. V takovém případě se diferenciál otáčí celý, a pokud se protáčí jedno z hnacích kol, jež se nachází na kluzkém povrchu, celý hnací moment proudí na druhé kolo, které se nachází na povrchu s lepšími adhezními podmínkami (pevný drsný povrch). V takovémto případě je uzávěrka jedním ze způsobů, jak vozidlo může zdolat i obtížný terén. [7]

Reálně se například diferenciál blokuje u stojícího vozidla přesunutím objímky po drážce tak, že dojde k propojení klece diferenciálu s jedním z planetových kol. Když dojde k zapnutí uzávěrky, satelity nemohou rotovat, a tím se stává diferenciál nefunkčním. Například u vozů Tatra je objímka ovládaná elektropneumaticky. [7]

Při sepnuté uzávěrce diferenciálu jsou otáčky klece a otáčky obou planet shodné, jak je možno vidět v rovnici (29): [9]

$$n_{p1} = n_{p2} = n_r \quad (29)$$

kde:  $n_{p1}, n_{p2}$  [ot/s] - otáčky planety (1, 2)



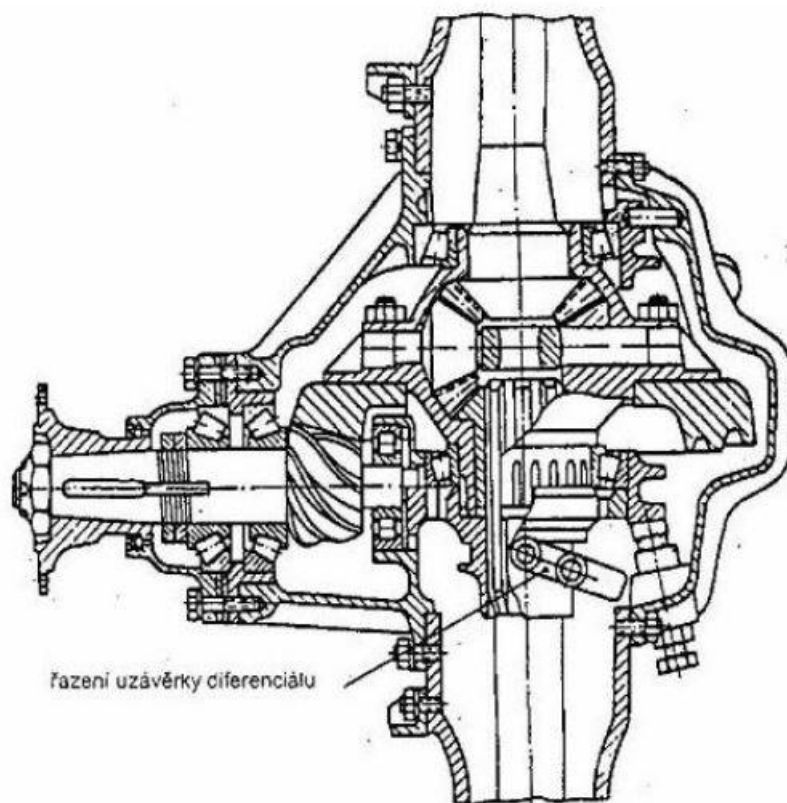
Pro rozdělení momentů platí: [9]

$$M_r = M_1 + M_2 \quad (30)$$

kde:  $M_1, M_2$  [Nm] - Momenty na výstupních hřídelích (1, 2)

Momenty  $M_1$  a  $M_2$  závisí na okamžitých odporech na jednotlivých kolech a jejich maximální velikost je především závislá na přílnavostních faktorech. Ovšem neplatí, že by se tyto dva momenty na výstupních hřídelích rovnaly. [9]

Jak již bylo zmíněno, uzávěrka může být zařazena ručně nebo automaticky. Pokud má uzávěrka manuální spouštění, řidič vozidla musí držet ovládací člen v poloze uzavřeno po celou dobu, kdy má být diferenciál uzavřen. Jakmile je člen puštěn, pružina ho sama vrátí do polohy vypnuto, tím je zabezpečeno, že uzávěrka nebude v chodu, když vozidlo jede zatáčkou nebo jede po povrchu s dobrou přílnavostí. Nevýhodou je samozřejmě to, že řidič nemůže využívat obě ruce pro řízení, když se nachází s vozidlem v nebezpečném terénu. [9]



Obr. 7 Diferenciál se závěrkou (kuželový) [1]

Je-li diferenciální soukolí opatřeno automatickým uzavíráním, odpadá problém s blokací jedné ruky, ale na druhou stranu automatické ovládání je poměrně složité. Není obtížné blokovat mechanismus sepnutím zubové spojky v případě, že rozdíl otáček planetových kol dosáhne určité hodnoty. Sepnutí se ale nesmí realizovat, pokud automobil právě jede v zatáčce, což by mělo za následek vyrovnání otáček dle rovnice (29) a tato náhlá změna by mohla mít za následek nehodu vozidla. Závodní vozy (především soutěžní vozy rallye) mohou



projíždět zatáčku tak, že obě vnitřní kola jsou ve vzduchu. V tomto případě není možno pro vypnutí uzávěrky využít informaci o diferencii otáček, protože její hodnota nulová. Tudíž by diferenciál nebyl odblokován po průjezdu kritickým místem. V takovémto případě je nezbytné použít jiné kritérium pro otevření mechanismu nebo diferenciál zablokovat na zvolenou dobu závislou na rychlosti automobilu. Z toho vyplývá, že ovládání automatického blokování je velice složité. Většinou bývá tento systém součástí palubního počítače. [9]

Je-li využita pro blokaci zubová spojka, nejnebezpečnější pro provoz automobilu jsou náhlé skokové výkyvy otáček. Z tohoto důvodu se v minulosti u terénních automobilů používalo hlavně ruční řazení uzávěrky. Dnes se u automobilů instalují automatické systémy, které jsou schopny blokace diferenciálu jen z části. Pokud se jedno z hnaných kol dostane na kluzkou podložku, bude na této poloze hybný moment blížící se nule. Aby mohlo vozidlo samo odjet, kolo, které se nachází na kluzké podložce, je přibrzděno momentem  $M_s$ , jež je převeden na druhé kolo s lepší adhezí. [9]

### 3.3 SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY

Diferenciál je charakteristický svou mechanickou účinností, což znamená ztrátami, které pramení ze vzájemné rotace jeho ozubení. Dosud v této práci bylo psáno o souměrných diferenciálech, které se vyznačují vysokou mechanickou účinností. Z tohoto důvodu je takovýto mechanismus schopen dělit hnací moment v poměru 1:1. Samosvorný diferenciál je typ diferenciálního soukolí, které je schopno přenášet výrazně více než 50% momentu na jedno z kol. Aby byl diferenciál tohoto schopen, je nutné snížit jeho vnitřní účinnost. [10]

K samosvornému diferenciálu se přistupuje, protože samotná obsluha závěru diferenciálu zatěžuje řidiče vozidla nebo vyžaduje složité řídicí systémy. Takovýto diferenciál zastává činnost jako klasický otevřený diferenciál, ale v okamžiku prokluzu jednoho z kol dochází ke zvýšení tření, které zabezpečuje jen jistou diferencii mezi úhlovými rychlostmi obou kol. Díky tření je také omezena volná rotace obou kol proti sobě. Přenášená síla se už nedělí v poměru 1:1, ale více síly proudí na kolo s lepší adhezí. [2]

Jak již bylo psáno, k dosažení samosvornosti musí být zvýšeno vnitřní tření v mechanismu. Pokud jsou třecí momenty na levém a pravém planetovém kole  $M_{Tl}$  a  $M_{Tp}$ , třecí moment nacházející se na satelitu  $M_{Ts}$  a jsou-li otáčky například levého kola větší než pravého ( $n_l > n_p$ ), poté platí: [1]

Hnací moment je roven: [1]

$$M_t = (F_l + F_p) \cdot r_{pl} \quad (31)$$

- kde:  $M_t$  [Nm] - hnací moment  
 $F_l$  [N] - síla na levé planetě  
 $F_p$  [N] - síla na pravé planetě  
 $r_{pl}$  [m] - poloměr planety  
 $pl$  [-] - planetové kolo



Momenty na levé (32), pravé planetě (33) a moment na satelitu (34) jsou rovny: [1]

$$F_l \cdot r_{pl} - M_{Tl} = M_l \quad \rightarrow \quad F_l \cdot r_{pl} = M_l + M_{Tl} \quad (32)$$

$$F_p \cdot r_{pl} + M_{Tp} = M_p \quad \rightarrow \quad F_p \cdot r_{pl} = M_p - M_{Tp} \quad (33)$$

$$F_p \cdot r_s - M_{Ts} = F_l \cdot r_s \quad (34)$$

kde:  $M_{Tl}, M_{Tp} [Nm]$  - třecí momenty na planetových kolech (levé, pravé)

$M_{Ts} [Nm]$  - třecí moment na satelitu

$M_l, M_p [Nm]$  - moment na levé a pravé planetě

$r_s [m]$  - poloměr satelitu

$s [-]$  - satelit

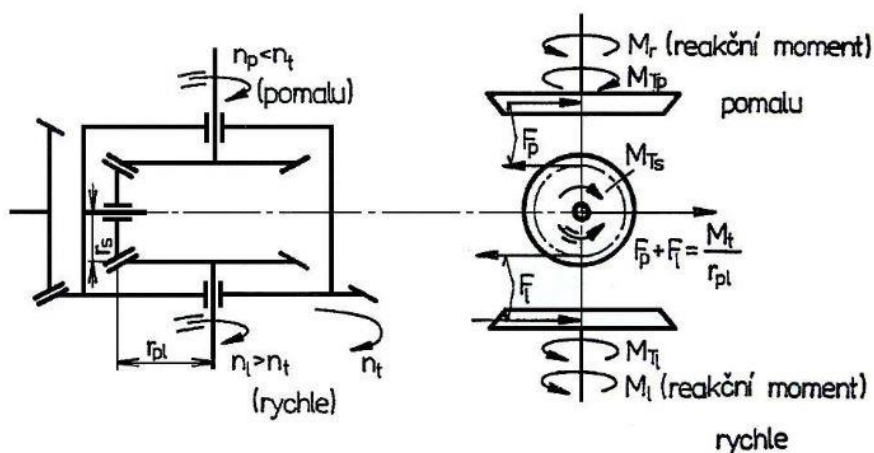
Jestliže je poslední rovnice (34) vydělena poloměrem  $r_s$  a rozšířena poloměrem  $r_{pl}$ : [1]

$$F_p \cdot r_{pl} = F_l \cdot r_{pl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} \quad (35)$$

Pokud se do rovnice (35) dosadí z rovnic (32) a (33) za jednotlivé členy, je obdržena rovnice (36): [1]

$$M_p - M_{Tp} = M_l + M_{Tl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} \quad \rightarrow \quad M_p = M_l + M_{Tl} + M_{Tp} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} \quad (36)$$

Z rovnice (36) je tedy patrné, že moment  $M_p$ , který se nachází na pomaleji rotující hřídeli, je větší než moment  $M_l$ , jež působí na rychleji otáčejícím se hřídeli. Třecí momenty rostou se vzrůstajícím tlakem planetových kol na skříň diferenciálního mechanismu. [1]



Obr. 8 Kinematické a silové poměry na diferenciálu se zvýšeným třením [7]

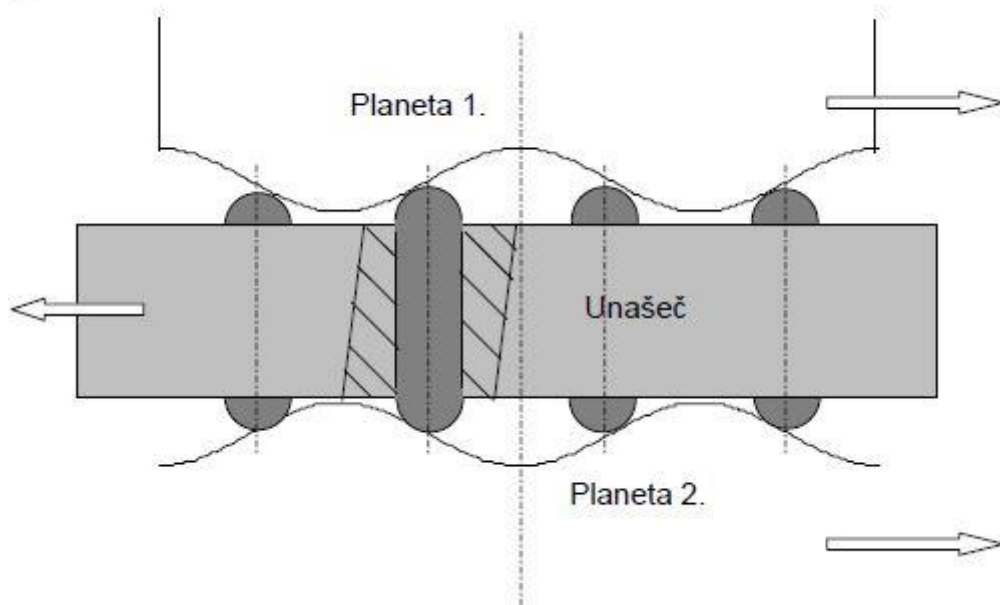
Samosvorné diferenciální soukolí můžeme rozčlenit do tří základních skupin: [7]

- vačkové diferenciály
- diferenciály se zvýšeným třením
- automatické diferenciály (samočinné)

### 3.3.1 VAČKOVÝ DIFERENCIÁL

Váčkový (někdy nazýván též kolíkový) diferenciál patří mezi nejvíce známá provedení samosvorného diferenciálu, kde je samosvornosti docíleno pomocí snížení vnitřní účinnosti. Konstrukce tohoto mechanismu spočívá v nahrazení planet kuželového diferenciálu čelními vačkami se shodným počtem zubů na obou planetách. Místo klece diferenciálu se zde nachází unašeč, kde jsou příčně posuvně uložena tlačná tělíska (například kolíky). Tlačná tělíska jsou opřena o křivkové dráhy vaček (planet) z obou dvou stran. [9]

Pokud se automobil pohybuje po přímé trajektorii, vrcholky drah obou planet zaujímají pozici proti sobě a tlačná tělesa nacházející se v unašeči se nepohybují. V případě, kdy se změní otáčky planet a objeví se mezi nimi jistá diference, se vrcholky křivkových drah na planetách vzájemně posunují, a tím se posunují (natáčejí) i tlačná tělíska vedená unašečem mezi oběma planetovými tělesy. Pohybem tlačných tělísek, která se třou o planety, dochází v diferenciálu ke zvýšení odporu, a tak klesá i vnitřní účinnost mechanismu. [9]



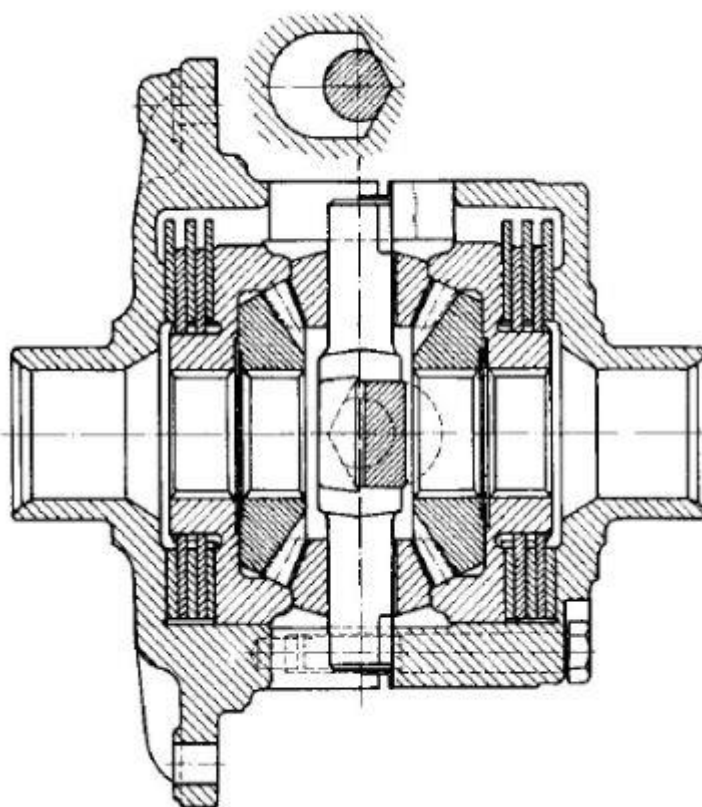
Obr. 9 Schématická funkce vačkového diferenciálu [9]

### 3.3.2 DIFERENCIÁLY SE ZVÝŠENÝM TŘENÍM

Pro získání samosvorného diferenciálu se běžně využívá efektu zvýšení tření v běžném kuželovém diferenciálu. Pro dosažení vyššího tření v tomto druhu diferenciálu se mezi kuželová kola a skříní diferenciálu vloží plochy, které se vyznačují velice vysokými třecími schopnostmi. [1]

#### Diferenciál s třecí lamelovou brzdou (systém Lock-O-Matic)

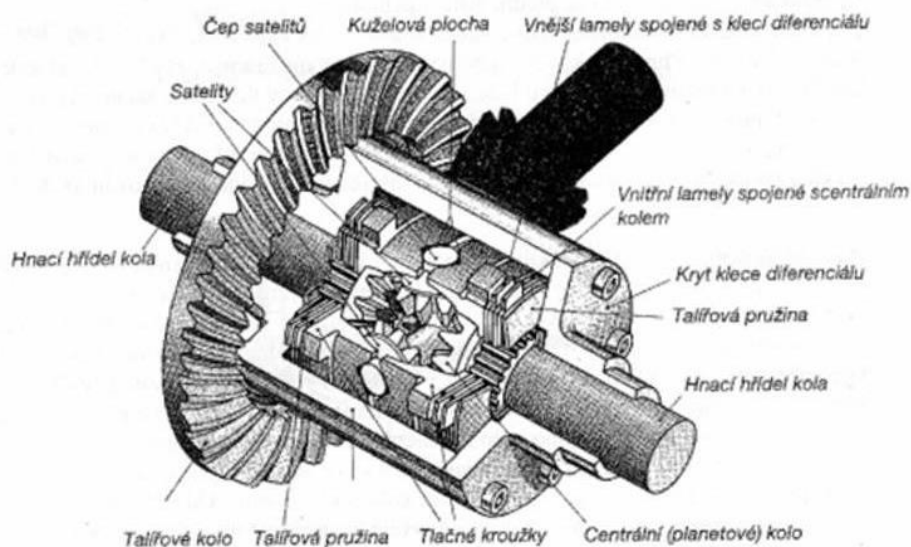
U tohoto typu samosvorného diferenciálu se ke snížení vnitřní účinnosti využívá brzdy. Samotné otáčení mechanismu je brzděno pomocí třecí lamelové brzdy a velikost brzdícího účinku je úměrně závislá na velikosti přenášeného momentu. Na satelity kuželového tvaru je moment převáděn z klece přes přítlačné kroužky. Kroužky jsou usazeny ve skříní v drážkování na jejím obvodu a jsou schopny se volně pohybovat v axiálním směru. Mezi sousedními dvěma kroužky se nachází čep satelitu, jenž je klínově zakončen. V momentě, kdy začne proudit hnací síla na právě zmíněné čepy, kroužky se pohybují směrem proti lamelám brzdy, které jsou napojeny na vnitřní drážkování skříně a na vnější drážky kuželových kol, nacházejících se na hřídelích. Brzda tedy brání rotaci kuželových kol, a tedy i rotaci hnacích hřídelí vedoucích ke kolům automobilu, v závislosti na velikosti přenášené hnací síly. Změnou úhlu na klínovém zakončení může být upravena samosvornost diferenciálu dle konkrétních požadavků. Mechanismus je opatřen čtveřicí satelitních kol a vždy dva nacházející se proti sobě jsou umístěny na společném čepu. Čepy jsou uloženy v klínových výřezech a při proudění momentu diferenciálem je čep posouván ve směru své osy, a tak vytváří zvýšený přítlak na planetové ozubené kolo. Klínové výřezy jsou umístěny proti sobě, což znamená, že lamely na každé straně ovládají dvojici satelitů. [1] [7]



Obr. 10 Diferenciál Lock-O-Matic [11]

### **Samosvorný diferenciál opatřený třecí lamelovou spojkou**

Samosvorný diferenciál tohoto typu obsahuje kromě obvyklých částí také dva přitlačné kotouče a dvě lamelové spojky. Přitlačné kotouče jsou opatřeny na obvodu unášecími výstupky. Výstupky se svými zakončeními zasunují do podélného drážkování na kleci mechanismu. Tímto způsobem vlastně klec pohybuje s výstupky, které jsou schopny axiálního pohybu vůči ní. Mezi vnější stranou kotoučů a plochou klece jsou usazeny lamely. Výstupky na vnějších lamelách se zasunují do drážkování na kleci a lamely umístěné na vnitřní straně jsou napojeny na ozubení centrálních (planetových) kol. V obou přitlačných kotoučích se nacházejí klínové výřezy (v každém kotouči jsou dva), do nichž jsou uloženy čepy, které nesou satelitní kola. Lamely jsou předepruty pomocí talířových pružin. [2]



Obr. 11 Diferenciál s třecí lamelovou spojkou [12]

V okamžiku pohybu vozidla hnací síla proudí z převodovky přes stálý převod a klec na přítlačné kotouče, které jsou umístěny v samotném diferenciálu. V případě, že jsou obě kola na povrchu se stejnou adhezí, více momentu přenáší přítlačné kotouče a unášené čepy satelitů na planetová kola. Méně momentu je poté přenášeno na planety přes přítlačné kotouče a lamelové spojky. Jakmile se ale kola dostanou na povrchy s rozdílnými adhezními podmínkami a dochází k prokluzu jednoho z kol, rotují i satelity a čepy těchto satelitních kol vyvíjejí tlak na přítlačné kotouče, které tlačí na lamely spojek. Díky přítlačné síle se vytvoří mezi vnitřními (rychleji rotují) a vnějšími (rotují pomaleji) lamelami protáčejícího se kola třecí moment. Velikost momentu se odvíjí od velikosti rozdílu otáček lamel. Takto vzniklý moment dále postupuje na klec a lamelovou spojku druhého (neprotáčejícího se) kola a následně na ozubení hnacího hřídele neprotáčejícího se kola. Tímto je vyvozen větší moment na kole s lepší přilnavostí k povrchu. [2]

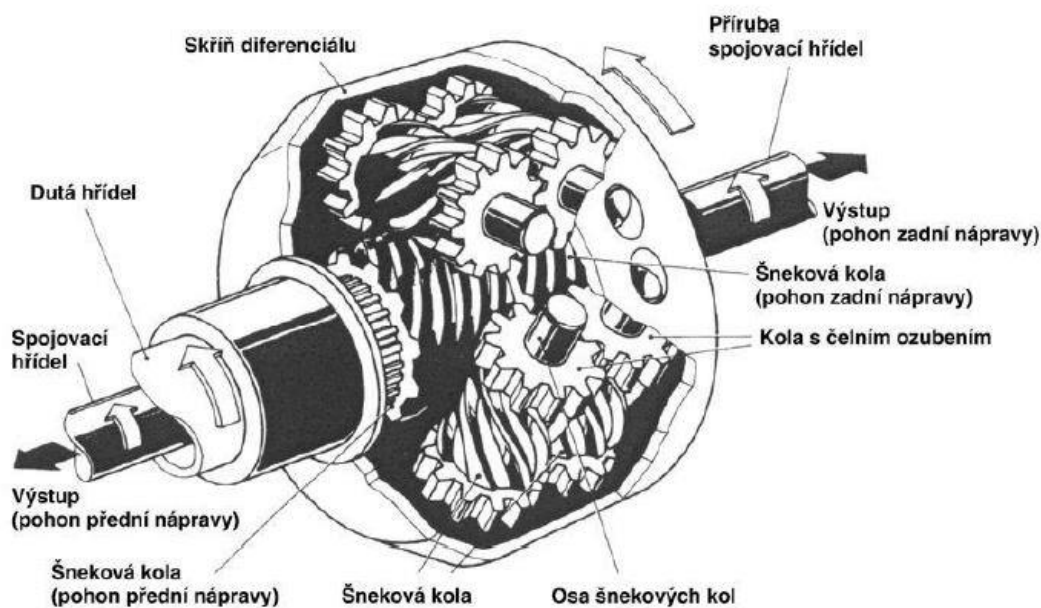
### Šnekový diferenciál

Samotný šnekový diferenciální mechanismus je symetrický s nízkou účinností. Nízké vnitřní účinnosti je dosaženo využitím samotné účinnosti šnekového soukolí, která je sama o sobě malá (v tomto případě je to výhodou, protože dochází k samosvoru bez využití jakéhokoliv přídatného třecího členu). Další nesporná výhoda tohoto mechanismu spočívá ve schopnosti přenosu velkého výkonu a možnosti dosahovat velkých převodových poměrů. Naproti tomu ve šnekovém soukolí dochází k velkému skluzu ozubení, to způsobuje zvýšené ztráty vlivem tření, což vede ke snížené životnosti soukolí. Samotná účinnost je odvislá od zvoleného úhlu stoupání a počtu zubů (chodů) na šneku, případně na tvaru šneku a šnekového kola. Platí, že čím méněchodý je šnek, tím menší je účinnost. Také válcový šnek a šnekové kolo mají menší účinnost a únosnost než soukolí skládající se z globoidního šneku a šnekového kola. I u tohoto mechanismu je vstupním členem klec, která nese dvanáct šnekových satelitních kol. Po obvodu jsou také umístěna čtyři šneková kola, která jsou v kontaktu se čtyřmi šneky, jež spoluzabírají s výstupními planetovými šnekovými koly. Velikost třecího momentu, jenž je vyvozen samotnou nízkou účinností šnekového převodu, je odvislá od velikosti přenášeného točivého momentu. [5]



## Diferenciál Torsen

Samotný název diferenciálu je odvozen od jeho funkce, tedy citlivosti na difference v hnacím momentu (torque-sensing). Tento typ diferenciálu je vlastně kombinací nesamosvorného čelního diferenciálu a šnekového samosvorného diferenciálu, který je schopen přenosu výkonu jen jedním směrem, a to ze šneku na šnekové kolo, nikoli naopak. U tohoto mechanismu jsou planetová kola tvořena právě šneky a satelity jsou poskládány ze tří dvojic šnekových kol, která mají relativně malý průměr. Satelitní ozubená kola jsou v každé z dvojic propojena čelním ozubením s přímými zuby. Každý satelit zabírá do jednoho planetového kola. Pokud se automobil pohybuje po přímé trajektorii a obě jeho kola jsou na povrchu o stejné adhezi, poté se mechanismus otáčí celý a rotace klece a obou planetových kol je identická. Tudíž se na každé kolo přenáší stejně velký hnací moment. Jakmile se ale změní přilnavost na jednom z kol automobilu, mechanismus se nemůže protáčet díky tomu, že není schopen přenosu rotace ze satelitních kol (šneková kola) na planetová kola (šneky). Samosvor tohoto diferenciálu ale zabezpečí, že dojde k navýšení podílu hnacího momentu na kole s lepšími přilnavostními podmínkami. Při pohybu po zakřivené trajektorii ovšem není nijak omezena primární funkce diferenciálního mechanismu, a to vyrovnávání otáček kol v závislosti na dráze, kterou kola opisují. Jak již bylo zmíněno u šnekového diferenciálu, svornost (vnitřní mechanická účinnost) je primárně odvislá od geometrie šnekových soukolí. Torsen se používá jako nápravový i mezinápravový diferenciál (bude vysvětleno v kapitole 4.1). [10] [4]



Obr. 12 Diferenciál Torsen [1]





Samotná funkce zařízení je ovládána pomocí řídicí jednotky, která využívá pro tuto činnost elektromagnetický ventil. Ventil vpouští olej ze zásobníku do válců hnacích hřídelů kol. V okamžiku naroste v těchto válcích tlak a planetová kola diferenciálu jsou sunuta ke hnacím kolům. Takto narůstá přítlak v lamelách spojek a prohlubuje se samosvornost diferenciálního mechanismu. [2]

Na palubní desce automobilu je také umístěna kontrolka funkce zařízení ASD, která se rozsvítí, když například jedno z kol automobilu prokluzuje při rychlostech přesahujících právě již zmíněnou hranici a systém ASD je uveden mimo provoz z bezpečnostních důvodů. Také z důvodu, aby zařízení ASD nemělo negativní účinek na brzdění automobilu, je v okamžiku sešlápnutí brzdového pedálu odpojeno a nevykonává svou funkci (i v případě brzdění motorem). Pro dosažení maximální bezpečnosti je také řídicí jednotka systému ASD vybavena svou vlastní diagnostikou, která po celou dobu funkce systému testuje všechny elektronické komponenty. V okamžiku nalezení závady je neprodleně systém odpojen a porucha zobrazena na příslušné kontrolce. [2]



## 4 POHON VÍCE NÁPRAV

Pohon všech kol se využívá hlavně z toho důvodu, aby byl automobil schopen průjezdu i místy s těžkými terénními podmínkami a místy, kde jsou obecně zhoršeny podmínky, například pokud je kluzká vozovka. Dále s pohonem všech nebo více náprav můžeme dosáhnout lepšího tahu u užitkových automobilů, jako jsou nákladní automobily, traktory, tahače aj. V neposlední řadě se pohonu všech kol užívá u automobilů, které mají vysoký výkon a bývá u nich problém převést takto vysoký výkon na vozovku s využitím pouze jedné nápravy (nedostatečná adheze). Konstrukce pohonu více náprav bývá buď obslužná, kdy řidič sám zapíná pohon další nápravy, nebo bezobslužná, kdy je náprava připojena automaticky (nebo neustále). U užitkových automobilů se většinou užívá pohonu zadní nápravy s manuálně připojitelným předním náhonem. U terénních vozidel můžeme nalézt jak manuálně připojitelné řešení, tak i automatické řešení pohonu náprav. [13]

Mezi hlavní nevýhody pohonu více náprav patří nárůst pořizovacích nákladů, a to z důvodu nutnosti použití více komponent (další hřídele, mezinápravový diferenciál, další nápravový diferenciál, aj.). S využitím více komponent nepříznivě narůstá i hmotnost, což ovlivňuje akceleraci a spotřebu automobilu. Spotřeba také narůstá díky zvýšeným odporům v hnacím ústrojí. Dle využitého konstrukčního řešení se může zmenšit i zavazadlový prostor. [1]

Podle konstrukčního provedení můžeme pohon více náprav rozdělit takto: [13]

- realizace s odpojitelým předním pohonem (využití rozdělovací převodovky)
- realizace s mezinápravovým diferenciálem
- realizace s využitím mezinápravové samočinné spojky (Haldex) nebo rozvodovky (Viscomatic)

### 4.1 MEZINÁPRAVOVÉ DIFERENCIÁLY

Mezinápravové diferenciály se využívají u automobilů, které mají permanentní pohon všech kol. Převážně se jedná o silniční osobní automobily nebo sportovní vozy. Mezinápravový diferenciál (někdy nazýván centrální diferenciál) dělí hnací moment předem daným poměrem na zadní a přední nápravu a je nezbytný z toho důvodu, aby vyrovnával difference mezi otáčkami předních a zadních kol (při pohybu po zakřivené trajektorii přední kola automobilu se pohybují po delší dráze (mají větší otáčky) než zadní kola vozidla). Zabraňuje se takto zvyšování pnutí v hnacím ústrojí, které by bylo velice nebezpečné pro celou pohonnou soustavu a navíc nedochází k vyššímu opotřebovávání pneumatik. S využitím centrálního diferenciálu také dochází k distribuci výkonu, která závisí především na konstrukci diferenciálu, na všechna kola (obě nápravy) a díky tomu má automobil lepší trakční vlastnosti, což zvyšuje bezpečnost při jízdě. [1]

Mezinápravový diferenciální mechanismus v klasickém provedení rozděluje hnací sílu v poměru 1:1 na přední a zadní nápravu, což je zhruba úměrné statickému zatížení vozidla. Pro blokaci mezinápravového diferenciálu a zadního diferenciálu se užívá viskózních spojek nebo přímo diferenciálů s uzávěrkou. Uzávěrka se uvádí do chodu v reakci na momentový tok. Diferenciál se blokuje, pokud se kola protáčí při dodání velkého hnacího momentu. Jestliže je využita pro blokaci vícelamelová spojka, blokace je řízena elektronicky pomocí řídicí jednotky. Pokud se přední kola dostanou na povrch s jinou adhezí než zadní a začnou se protáčet, poté řídicí jednotka sepne lamelovou spojku a v krajní situaci může přenášet moment pouze jedna náprava. [1]

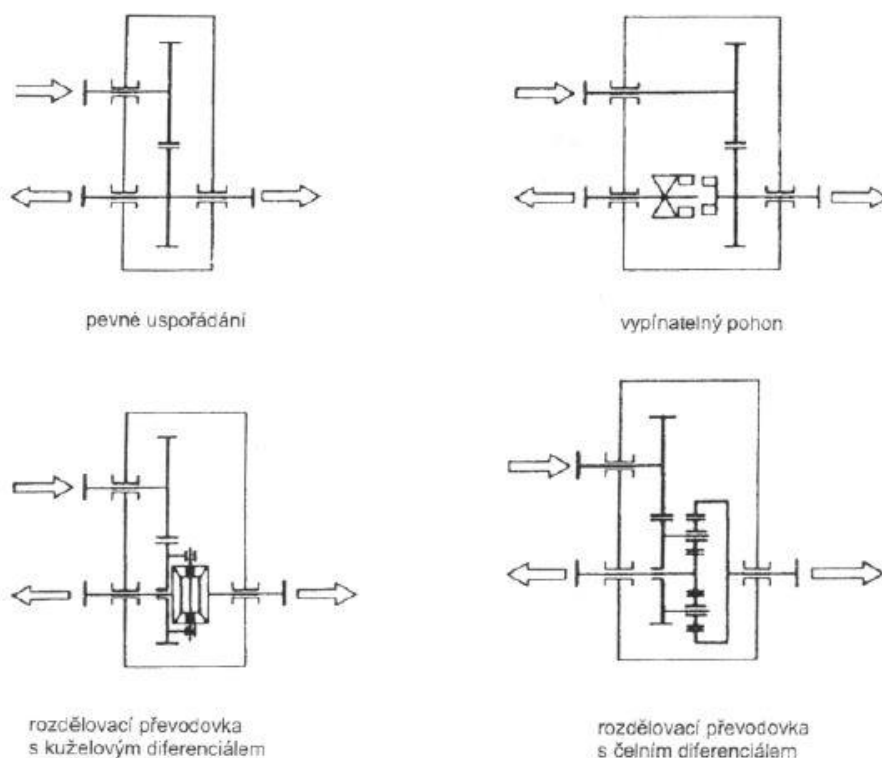


Závěrou musí být opatřeny i nápravové diferenciály, aby se předešlo přenosu momentu ke kolu s nízkou adhezí. V tom případě by se kolo stále protáčelo a druhé by v limitním případě úplně stálo. Závěry na diferenciálech spojí oba výstupy a kola automobilu rotují stejnou rychlostí. [1]

V dnešní době je velice hojně užívaným mezinápravovým diferenciálem šnekový mechanismus, tedy diferenciál Torsen. Torsen je sám o sobě samosvorný díky vlastnostem šnekového soukolí, jak již bylo řečeno v kapitole 3.3.2. V moderních řešeních pohonu všech kol se využívá závěry metodou přibrzdování jednotlivých kol, která se právě protáčejí. Hlavní řízení spočívá v monitorování čidel řídicí jednotkou. Ta po vyhodnocení jednotlivých signálů otevírá ventily u jednotlivých brzd, čímž dochází k různě velikému brzdícímu účinku. Systémy jsou většinou založeny na bázi zařízení ABS nebo TCS. Metoda řízení rozdělení hnacího momentu pomocí využití brzd je bezchybná na vozovce, ale při pohybu v těžkém terénu se může velice rychle blížit hranici svých možností. V této situaci je výhodnější využít lamelové závěrné systémy, které jsou ovládány pomocí hydrauliky (hydraulika je řízena elektronicky, kdy řídicí jednotka vyhodnocuje informace z čidel na kolech). Pro extrémní terény je ale nejvýhodnější využití redukční převodovky s mechanickou uzávěrkou. [1]

## 4.2 ROZDĚLOVACÍ PŘEVODOVKY

Pokud je automobil opatřen připojitelným pohonem, který využívá rozdělovací převodovku, tak tato převodovka řídí distribuci hnacího momentu na přední i zadní nápravu. V normální situaci, kdy není potřeba pohonu více náprav, je vozidlo poháněno pouze jednou dvojicí kol. V situaci, kdy je zapotřebí využít pohonu všech kol se přední a zadní náprava pevně spojí a jestliže je využita rozdělovací převodovka s kuželovým diferenciálem, moment je dělen poměrem 1:1 na obě nápravy. Je-li využita rozdělovací převodovka například s planetovým diferenciálem, je možno dosáhnout dělení momentu v odlišném poměru než symetrickém (například 1:2). Hlavním negativem tohoto konstrukčního řešení je, že pokud zde není mezinápravový diferenciál, nejsou vyrovnávány difference v otáčkách obou náprav. Díky tomuto nedostatku dochází k většímu namáhání hřídelů a též jsou jízdní vlastnosti zhoršeny. Také při využívání pohonu všech kol jsou nadměrně opotřebovávány pneumatiky vozu. Jistého zlepšení je dosaženo, pokud se do kol přípojně hnací nápravy vloží volnoběžky. Systémy rozvodu výkonu, kde je využito rozdělovacích převodovek, se hlavně využívají u terénních automobilů. [2]



Obr. 14 Schémata konstrukčních řešení rozdělovacích převodovek [7]

### 4.3 MEZINÁPRAVOVÁ SPOJKA, ROZVODOVKA

V současné době se také hojně využívá rozvodu hnacího momentu s využitím samočinných spojek, které jsou svou funkcí někde na pomezí mezi mezinápravovým diferenciálem a pevným spojením obou náprav. [13]

Samotná funkce systému spočívá v tom, že v situaci, kdy je nutno převést hnací sílu i na druhou nápravu, zařízení samo sepne a rozvede moment na obě nápravy. Pro spojení kol obou náprav se používá spojka Haldex, mezinápravová rozvodovka Viscomatic nebo spojka, která je svou funkcí podobná spojce Haldex s názvem Geromatic. [1] [13]

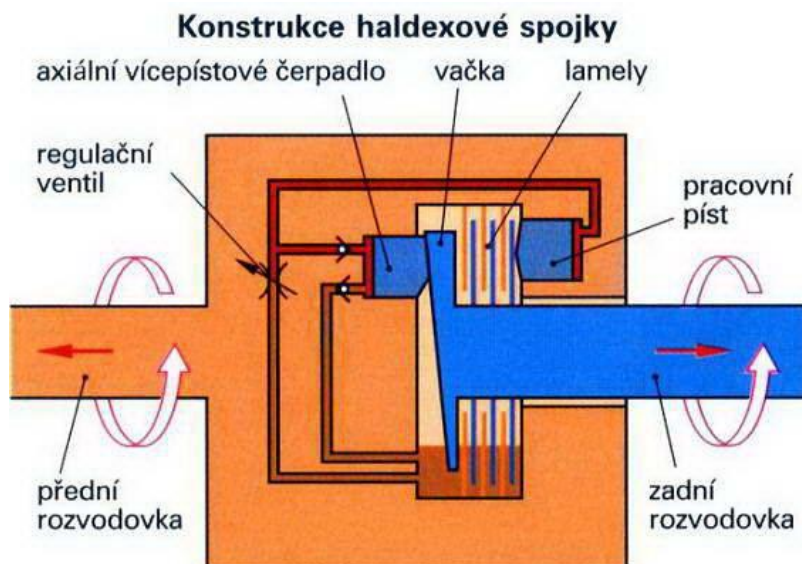
#### 4.3.1 SPOJKA HALDEX

Spojka Haldex je mezinápravová samočinná lamelová spojka, u níž třecí moment vzniká pomocí hydraulického přitlaku. Přítlak se elektronicky nastavuje pomocí krokového motoru. Spojka je také opatřena vlastním hydraulickým obvodem s hydrogenerátorem, akumulátorem, ventily a dalšími prvky, jež zajišťují její správný chod. Zařízení je velice složité, avšak nepotřebuje externí chlazení (rychlé spojení eliminuje ztráty). Jelikož ztráty jsou omezeny na minimum, spojka pracuje s velmi vysokou účinností. [13]

U této spojky lamely rotují v olejové lázni (silikonový olej) a při rozdílné rychlosti otáčení lamel spojky ještě více narůstá viskozita olejové náplně (do jisté míry sám olej přenáší část hnací síly na výstup ze spojky). Jak již bylo psáno, lamely jsou k sobě přitiskávány hydraulicky, kdy čerpadlo pracuje v reakci na rozdílné otáčení kol jednotlivých náprav. Spojka Haldex je schopna takovéto reakce již při malých diferencích v otáčkách, protože hlavní řídicí funkce zde spočívá na elektronické řídicí jednotce. Jednotka reaguje na



informace posílané z jednotlivých snímačů umístěných na hnaných kolech. Snímače sledují schopnost těchto kol přenosu hnací síly na vozovku, a pokud není dostatečná, systém sám přiřadí i pohon další nápravy. U většiny dnešních automobilů se používá permanentně hnaná přední náprava s připojitelnou zadní. [1]



Obr. 15 Schéma spojky Haldex [14]

Elektronická řídicí jednotka této spojky sleduje nejen snímače na kolech vozidla, ale také polohu škrticí klapky, úroveň točivého momentu, otáčky motoru, činnost brzd a všechna tato data vyhodnocuje dle jistého algoritmu až stokrát za jednu vteřinu. Dle vyhodnocení dat je systém schopen přenosu 5 až 65 % momentu ke kolům připojitelné nápravy. Při potřebě brzdít se systém okamžitě rozpojí, aby došlo ke zkrácení brzdné dráhy a nebyly ovlivněny systémy ABS. [1]

Při normálních podmínkách je přenos výkonu klasický a je hnaná pouze jedna náprava, kdy hnací moment proudí z převodovky přes stálý převod, nápravový diferenciál, až ke kolům automobilu. V případě připojení druhé nápravy se začne moment přenášet také přes dvoudílný kloubový hřídel k nápravě druhé. U připojitelné nápravy je v rámu umístěna skříň rozvodovky, kde se nalézá i druhý diferenciál pro tuto nápravu. Mezi spojovacím kloubovým hřídelem a rozvodovkou se nalézá právě zmíněná spojka Haldex. U primárního pohonu přední nápravy a připojitelného zadního se spojka nachází v zadní části automobilu, což také příznivě ovlivňuje rozložení hmotnosti celého vozu (zlepšení jízdních vlastností). [1]

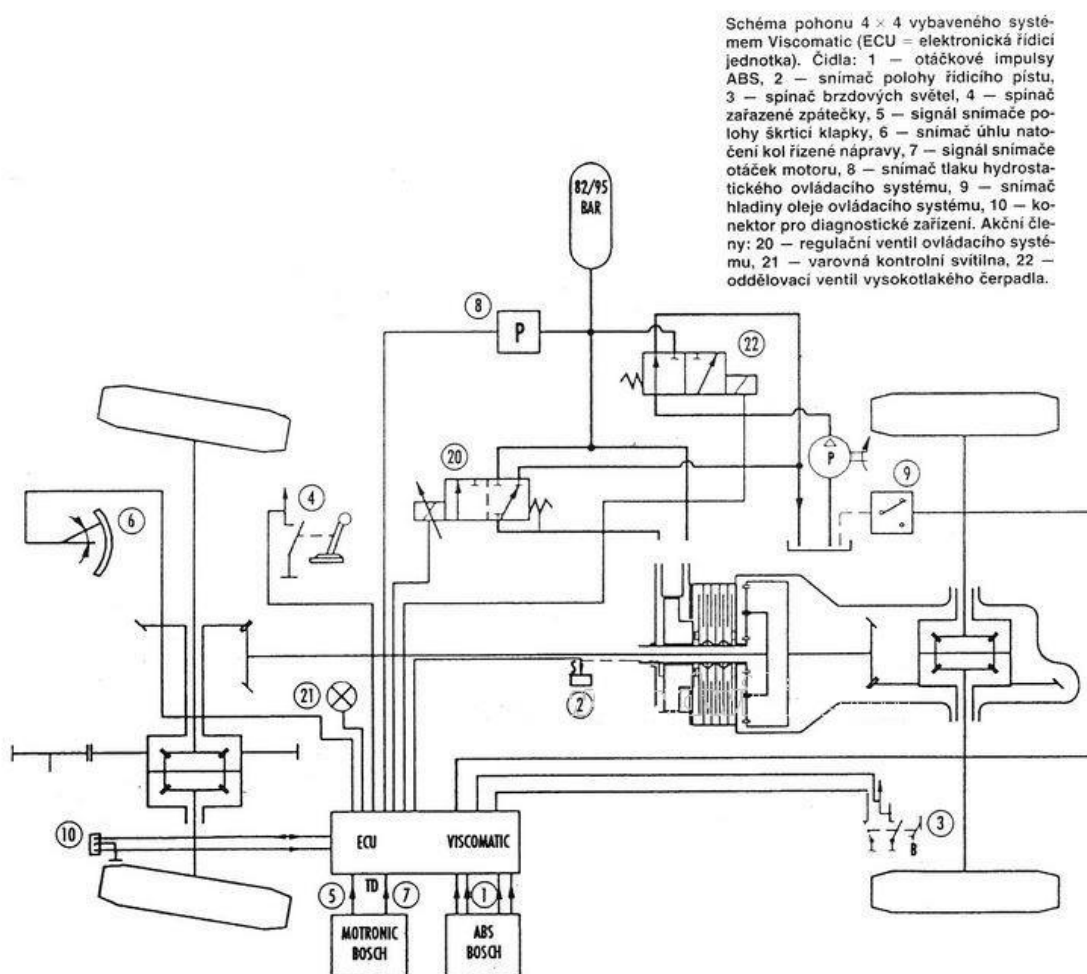
#### 4.3.2 MEZINÁPRAVOVÁ ROZVODOVKA VISCOMATIC

Mechanismus s rozvodovkou Viscomatic propojuje jednoduchý planetový převod a hydrostaticky ovládanou viskózní spojku. Kombinace tohoto druhu poskytuje možnost plynule proměnit rozdělování točivého momentu mezi jednotlivé nápravy. Rozdělovací planetová převodovka opatřená viskózní spojkou se nachází u zadní nápravy a je s ní propojena. [2]

Lamely na vnější straně spojky jsou navázány na rozvodovku a vnitřní lamely jsou spojeny s planetovým kolem jednoduchého planetového převodu. Spojka také funguje jako brzdící člen centrálního kola planetového mechanismu, kde hnací síla proudí do mechanismu na



unašeč satelitů a vystupuje z něj přes korunové kolo. Při odbrzdění (rozpojení spojky) může docházet k přenosu momentu pouze vlivem tření v kapalině, protože spojka se nachází v olejové lázni, takže většina momentu proudí k přední nápravě vozidla. V případě sepnutí spojky je mechanismus schopen přenášet točivý moment v rozsahu 0 až 100 % na zadní nápravu. Procentuální rozdělení točivého momentu závisí na vzdálenosti lamel spojky. Lamely jsou k sobě přitlačovány díky tlaku, který vyvolává hydrostaticky řízený píst. Tlak v systému je řízen pomocí elektronické řídicí jednotky, která je vybavena i diagnostikou chyby a při nalezení závady se přepne do náhradního režimu, který umožní další jízdu vozidla. [2]



Obr. 16 Mezinápravová rozvodovka Viscomatic - schéma [15]

Pokud se vozidlo pohybuje konstantní rychlostí po suché vozovce, hnací síla se rozděluje na obě nápravy v závislosti na jejich zatížení. Systém okamžitě pozná sebemenší změnu rozložení zatížení na nápravách (brzdění, akceleraci) a mění poměr mezi momenty na nápravách. Naopak, když jsou kola natočena a diference otáček se dostane mimo naprogramovanou mez, poměr momentů se nemění. Pokud řidič automobilu intenzivně brzdí, zadní náprava je zcela odpojena tak, aby zadní pohon neodporoval zpomalování automobilu. Při využití systému Viscomatic se jako přední diferenciální mechanismus využívá kuželový diferenciál, na zadní nápravu se poté většinou instaluje diferenciál Torsen (samosvorný). [2]



## 4.4 DALŠÍ ŘEŠENÍ POHONU VÍCE NÁPRAV

### 4.4.1 VOLNOBĚŽKY V KOLECH

Když se do poháněných kol automobilu umístí volnoběžné náboje, poté není potřeba již hybnou soustavu vozidla doplňovat o diferenciální mechanismus. U pohonu všech náprav musí být samozřejmě volnoběžkami opatřena všechna kola a není zde využít ani mezinápravový diferenciál. [9]

V případě, že se automobil pohybuje po přímé trajektorii a panují zde ideální podmínky (jako například ideálně rovný povrch, stejné poloměry kol, identická přilnavost na kolech, aj.), tak se nachází na všech hnaných kolech stejně velký moment, který se přenáší na vozovku. Avšak začne-li se vozidlo pohybovat po zakřivené trajektorii a na kolech vzniknou rozdíly v otáčkách, poté se moment přenáší na vozovku pouze z vnitřního kola (kola s nižšími otáčkami), zbytek kol jen volně rotuje. Pokud se adhezni podmínky nepřetržitě mění, vždy dochází k přenosu momentu z jednoho kola, a to kola s aktuálně nejnižšími otáčkami. Nastane-li prokluz kola, které právě zabírá, přenos momentu přejde na jiné kolo s aktuálně nejnižšími otáčkami. Z tohoto pramenící nevýhoda je, že pokud se automobil pohybuje v adhezni náročných podmínkách, dochází k prokluzu jednotlivých právě hnaných kol. Druhým nedostatkem se stává to, že jednoduché volnoběžky dokáží provádět přenos hnací síly pouze v jednom směru, což by mělo za následek, že vozidlo by se nemohlo pohybovat v opačném směru (nemohlo by couvat). Tyto nedostatky jsou vyřešeny pomocí využití samouzamykatelných volnoběžek, které jsou schopny volného odvalování kola jen do určitého rozdílu otáček. Pokud je tato hodnota překročena, volnoběžka je samočinně uzamknuta. To znamená, že při pohybu v zatáčce jsou malé rozdíly v otáčení kol vyrovnávány a při pohybu po povrchu se špatnou adhezí, jsou volnoběžky uzamknuty. Pokud je u automobilu zařazen zpětný chod, volnoběžky jsou taktéž uzamknuty. [9]

### 4.4.2 KOMBINACE VOLNOBĚŽEK A SAMOSVORNÉHO DIFERENCIÁLU

Využití volnoběžných nábojů v kolech lze také kombinovat s nápravovým diferenciálem. V takové situaci jsou kola na jedné hnané nápravě uložena pomocí samouzamykatelných volnoběžek a druhá náprava disponuje jedním samosvorným diferenciálním mechanismem. Jeden z příkladů, jak toto spojení využít, může být nalezen na voze Nissan Terrano II. Tento automobil je opatřen volnoběžkami (samouzamykatelnými) v předních kolech a zadní náprava užívá samosvorný diferenciál. Vozidlo není opatřeno mezinápravovým diferenciálem. [9]

Když vjede vozidlo do zatáčky, rozdílné hodnoty v otáčkách na přední nápravě jsou vyrovnány pomocí volnoběžek a v zadní nápravě se o tutéž skutečnost stará diferenciál. Ovšem rozdíly mezi otáčkami obou náprav jsou vyrovnány pouze v případě, že kola na přední nápravě se otáčejí rychleji než jejich hnací hřídele. V opačné situaci se rozdíly vyrovnají prokluzem kol po povrchu nebo deformacemi pneumatik. Každopádně v tomto případě vznikají dodatečná napětí, která mají nepříznivý účinek na rám vozidla. Proto se pro tuto variantu pohonu vozidel užívá robustních vysoce dimenzovaných rámu. Také musí být užít správný typ pneumatik, aby nedošlo k jejich poškození vlivem deformací nebo prokluzu. [9]



## 5 INTELIGENTNÍ DIFERENCIÁLY

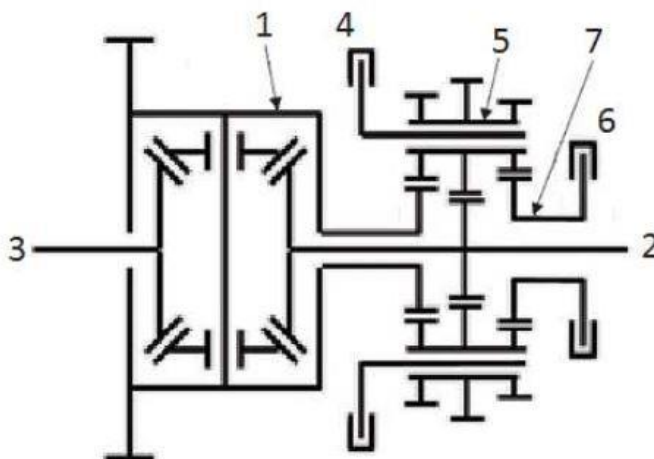
Hlavním úkolem chytrých diferencíálů je nejen vyrovnávání diferencí otáčení kol v zatáčkách, ale také to, aby byl točivý moment rozdělen na kola v poměrech nejvýhodnějších k dosažení největšího přenosu momentu na vozovku. Rozdělují moment nejen z hlediska nejlepšího přenosu momentu, ale i zachování stability vozidla tak, aby zůstal automobil lehce říditelný i v krizových situacích. Inteligentní diferencíály mohou tedy aktivně ovlivňovat směrovou stabilitu automobilu. [5]

### 5.1 AKTIVNÍ PŘENOS MOMENTU HONDA ATTS (ACTIVE TORQUE TRANSFER SYSTEM)

Řízení točivého momentu pomocí tohoto systému probíhá na jednotlivých kolech. Hlavní mechanickou komponentou tohoto zařízení je rozdělovací převodovka, která je umístěna mezi rozvodovku, opatřenou planetovým diferencíálem, a hnaná kola. Moment je přenášen a dělen pomocí planetového soukolí, které je složeno ze tří trojitých satelitů a dvou hydraulicky řízených lamelových brzdících spojek. Hydraulika spojek je ovládána řídicí jednotkou. Elektronická jednotka dostává informace z několika čidel, která hlídají veličiny popisující aktuální stav vozidla. [2]

Mezi tyto veličiny patří: [2]

- natočení volantu (snímané optickým snímačem)
- úhlová rychlost natáčení vozidla okolo svislé osy
- boční zrychlení vozidla
- diference mezi otáčkami levého a pravého kola



Obr. 17 Schéma systému ATTS [16] (1 – klec, 2 – pravá hnací hřídel, 3 – levá hnací hřídel, 4 – spojka, 5 – pastorek, 6 – spojka, 7 – dutá hřídel)

Řídicí systém ATTS proměňuje poměr hnací síly na jednotlivá kola v závislosti na výše uvedených veličinách a větší část přenáší na vnější kolo (může to být až 80 % hnacího momentu). Vnější kolo je také urychlováno. Poměr točivého momentu, který připadá na různá kola, se mění plynule pomocí sepnutí a rozepnutí spojek. Tento systém se chová velice spolehlivě na povrchu s rozmanitými adhezními podmínkami, pouze při zařazení zpětného



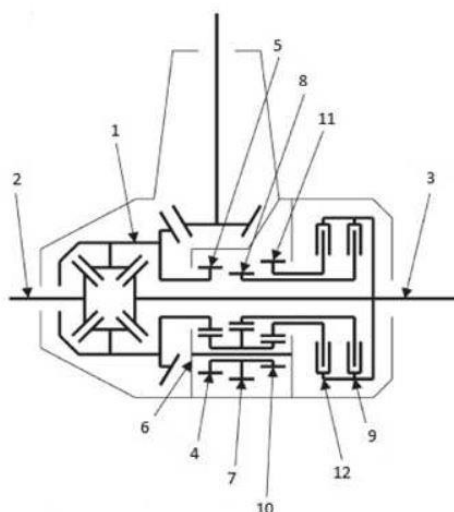
chodu automobilu je odpojen a není v činnosti. Řídicí jednotka je schopna okamžité změny, takže k regulaci dochází neustále. Další nespornou výhodou tohoto zařízení je, že zjednodušuje ovládání automobilu při pohybu po křivé dráze a úhel natočení volantu může být až o 30 % procent menší než u vozidla bez ATTS při průjezdu stejné zatáčky. Dále eliminuje nedotáčivost a přetáčivost vozu a kladně přispívá ke zvýšení bezpečnosti posádky vozidla. [2]

## 5.2 MITSUBISHI – SYSTÉM AYC (ACTIVE YAW CONTROL)

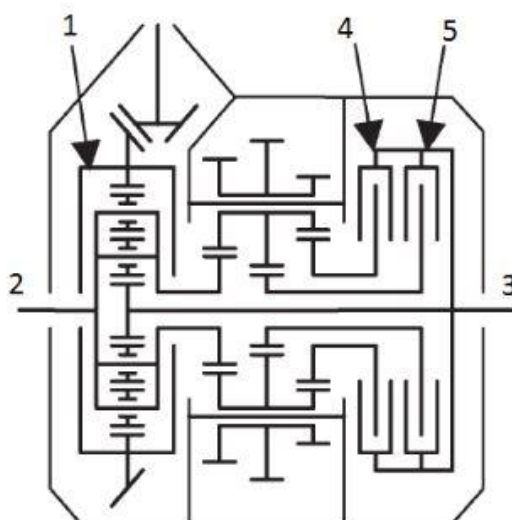
Systém AYC používaný automobilovým výrobcem Mitsubishi je využíván k co nejvýhodnějšímu rozdělování hnacího momentu, a dále přispívá k dobrému chování vozu při rychlém průjezdu zatáčky. Systém AYC s postupem let postoupil na další vývojový stupeň a byl vyvinut stejným výrobcem systém S-AYC (Super Active Yaw Control). Oba systémy si jsou do jisté míry podobné a skládají se ze tří hlavních komponent: [5]

- nápravový diferenciál (AYC – kuželový diferenciál, S-AYC – planetový diferenciál)
- rychloběžová/redukční převodovka
- lamelová spojka

Jako u ostatních automobilů je výkon rozváděn přes stálý převod a diferenciální mechanismus, kdy u systému AYC je užito kuželového diferenciálu a u systému S-AYC diferenciálu planetového. Oba diferenciály jsou symetrické. Za nápravový diferenciál je umístěna planetová převodovka, která je do mechanismu přiřazená pomocí dvou lamelových spojek. V závislosti na tom, která ze spojek je právě v chodu, se převodovka chová rychloběžně nebo pomaloběžně (redukčně). Samotná planetová převodovka se skládá z trojitého satelitu, pevně uloženého unašeče a třech planetových kol. Vstupní planetové kolo převodovky je u systému AYC poháněno od klece diferenciálu (kuželového) a u systému S-AYC je hnané unašečem diferenciálu. Zbývají dvě planetová kola ovládají lamelové spojky. Vnější lamely spojek s využitím drážkování zabírají do hnacího hřídele pravého kola na nápravě automobilu. [5]



Obr. 18 Schéma diferenciálu AYC [16](1 – klec, 2 a 3 – levá a pravá poloosa, 4 – levé ozubení, 5 – centrální kolo levé, 6 – držící segment, 7 – pastorek, 8 – centrální kolo střední, 9 – pravá spojka, 10 – pastorek, 11 – centrální kolo pravé, 12 – levá spojka)

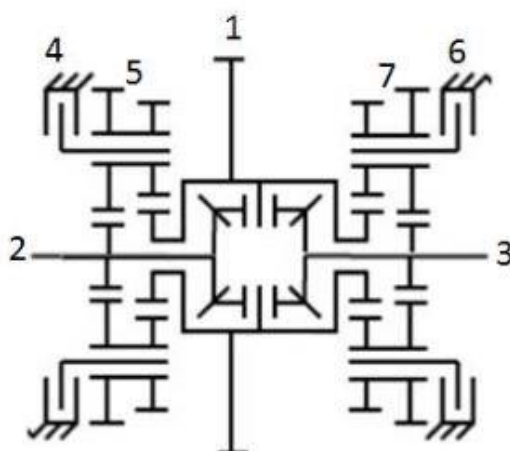


Obr. 19 Schéma diferenciálu S-AYC [16](1 – planetový diferenciál, 2 – levá poloosa, 3 – pravá poloosa, 4 a 5 – spojky)

### 5.3 ZF FRIEDRICHSHAFEN

ZF Friedrichshafen je produktem německé firmy a jedná se o systém poskytující optimální rozdělení hnací síly jednotlivým kolům automobilu. Navíc se jedná o velice moderní systém, ještě v roce 2007 byl pouhým prototypem. [5]

Srdce mechanismu tvoří kuželový diferenciál, který je z obou stran symetricky obklopen planetovými soukolími. Tato soukolí zajišťují diferencii točivých momentů na obou hnaných kolech. Někdy bývá toto soukolí označováno jako TV jednotka (Torque Vectoring). Každé soukolí je složeno ze dvojitěho satelitu a dvou planetových kol. Jedno z planetových kol obou jednotek je hnáno klecí diferenciálu a druhé se pevně napojuje na hnací hřídel kola automobilu. Unašeče TV jednotky se řídí vícelamelovými brzdami. [5]



Obr. 20 Schéma diferenciálu ZF [16](1 – klec, 2 – levá hnací hřídel, 3 – pravá hnací hřídel, 4 – levá spojka, 5 – redukce, 6 – pravá spojka, 7 – redukce)



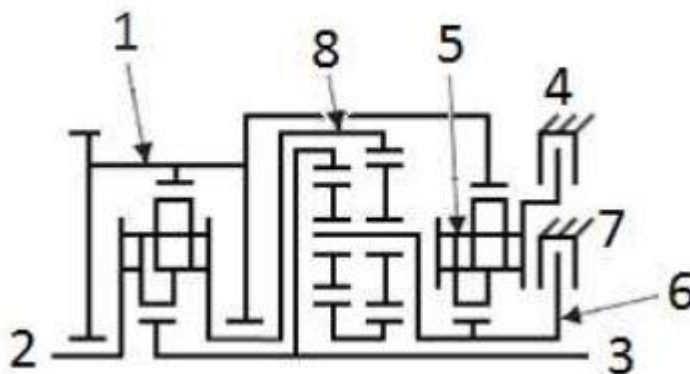
V případě, že se automobil pohybuje rovně, neděje se žádné řízení toku výkonu, brzdy, které ovládají unášče, jsou rozpojeny a obě soukolí i mezinápravový diferenciál spolu rotují. Ovšem když řídicí elektronický systém tohoto mechanismu dozná, že je potřeba nějakým způsobem upravit poměry momentů na jednotlivých kolech, uvede do provozu brzdu unášče na té straně, kde je nutno vyvinout větší momentové působení. [5]

Mechanismus je schopen rychlé reakce, a to přenést 0 až 1000 N.m za 80 ms. Celkově je mechanismus schopen přenést až 1800 N.m a celková hmotnost diferenciálu a obou jednotek nepřesahuje 48 kg. Celkově tato koncepce zlepšuje dynamiku automobilu. [5]

## 5.4 RICARDO

Ricardo pochází z dílen anglických vývojářů a taktéž se jedná o systém pro plynulou a velice rychlou proměnu momentových poměrů na kolech hnané nápravy. Prototyp schopný bezproblémového provozu byl představen v roce 2004. [5]

Nápravový diferenciál (v případě pohonu všech kol i mezinápravový diferenciál) v tomto zařízení je vytvořen jako planetové soukolí. U verze pohonu všech čtyř kol se zde nachází i mezinápravový diferenciál, který slouží k rozdělování momentů proudících k přední a zadní nápravě. Mechanismus je samozřejmě schopen plynule měnit poměr těchto momentů. Mezinápravový diferenciál, taktéž planetové soukolí, v základním nastavení dělí moment v poměru 2:3 na přední a zadní nápravu. Ovšem toto se děje, jen dokud nedojde k zásahu řídicí jednotky a poměr není plynule změněn. Mezinápravový diferenciál je poháněn skrze korunové kolo. Přední náprava se pohání od unášče tohoto diferenciálu a planetové kolo pohání hřídel zadních kol. [5]



Obr. 21 Diferenciál Ricardo [16] (1 – planetový diferenciál, 2 – levá hnací hřídel, 3 – pravá hnací hřídel, 4 – spojka, 5 – satelity, 6 – unášče, 7 – spojka, 8 – planetový převod)

Do pohonu náprav mezi jejich hnací hřídele je uloženo další planetové soukolí, které se stará o dosažení co nejvýhodnějšího rozdělení momentů na přední a zadní nápravu. Jako u předchozího mechanismu se tato jednotka označuje písmeny TV. Systém TV obsahuje tři centrální kola, z čehož jsou dvě planetová a jedna koruna. Levé planetové kolo se pevně napojuje na hřídel pohánějící nápravu vpředu a pravé na hřídel zadní nápravy. Unášče se řídí pomocí elektromotoru, který je napojen přes převod do pomala, aby nedošlo při vysokých rychlostech k jeho přetočení. Takto navržený mechanismus je schopen s pomocí elektronické řídicí jednotky plynule měnit poměry momentů mezi nápravami i mezi jednotlivými koly. [5]



## ZÁVĚR

Závěrem bych chtěl shrnout poznatky sesbírané v této práci a vyzdvihnout výhody a nevýhody jednotlivých konstrukčních řešení diferenciálních soukolí. Pokud čteme pozorně hlavně poslední část práce, musí nám být jasné, že konstrukčně nejdokonalejšími diferenciálními systémy jsou elektronicky ovládaná soukolí nazvaná Inteligentní diferenciály (kapitola 5). Nejen, že dokáží dělit výkon tekoucí na jednotlivá kola podle přesně naprogramovaných podmínek, ale také výrazně přispívají ke stabilitě vozu, a tím i ke zvýšení bezpečnosti pro posádku automobilu i pro okolní provoz. Nevýhodou těchto systémů je jejich poměrně složitá konstrukce, se kterou samozřejmě stoupá i cena. Proto jsou tato zařízení instalována pouze do automobilů vyšších tříd, které nejsou samy o sobě nejlevnější. Kompromisem mezi cenou a také funkčními vlastnostmi diferenciálů by se mohl zdát samosvorný diferenciální mechanismus. Jeho hlavní předností je bezesporu jeho samosvor, tedy schopnost přenosu výkonu v jiném poměru než 1:1. Této vlastnosti se dosahuje pomocí snížení vnitřní účinnosti mechanismu. V praxi to znamená, že pokud se vozidlo nachází jedním kolem na kluzké podložce a druhým na pevném povrchu, mechanismus je schopen přenést moment na více zatížené kolo (to na pevném povrchu) a je tak eliminováno nebezpečí uvíznutí automobilu na místě. Naproti tomu i tyto diferenciály nejsou zatím běžnou sériovou výbavou osobních automobilů, a to z důvodu jejich méně složitě, ale přesto složitě konstrukce, a tedy i vyšší ceny. Levnější variantou je užití diferenciálu s mechanickou uzávěrkou, která ale nesmí být v chodu při klasické jízdě automobilu. Do běžných automobilů jsou stále v největší míře montovány diferenciály otevřené, které jsou schopny přenosu momentu pouze v poměru 1:1, a tedy pokud se hnaná kola vozidla dostanou na povrchy s rozdílnými adhezními podmínkami, z čehož se na jednom kole adheze blíží nule, je velice obtížné s tímto vozidlem odjet z místa. I přes tento nedostatek u běžných otevřených soukolí je diferenciál velice sofistikovaný mechanismus, který musí zvládat přenášet relativně vysoké momenty.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 3. vyd. Brno: Avid, 2004, iv, 129 s.
- [3] LECHNER G., NAUNHEIMER H.: *Automotive transmission*. Springer, 1999. ISBN 3-540-65903-X.
- [4] NĚMEČEK, Pavel. 2009. *4 - Rozvodovka + Diferenciál* [online]. Liberec: TU v Liberci – Fakulta strojní – Katedra vozidel a motorů [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1707>
- [5] ACHTENOVÁ, Gabriela. *Převodná ústrojí motorových vozidel*. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011, 56 s. ISBN 978-80-01-04855-9.
- [6] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2008, 107 s. ISBN 80-248-1057-3.
- [7] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky: převodovky: rozvodovky: diferenciály: hnací hřídele: klouby*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2.
- [8] Diferenciál (mechanika). In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. 1.0. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001, 15. 2. 2015 [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Diferenci%C3%A1l\\_\(mechanika\)](http://cs.wikipedia.org/wiki/Diferenci%C3%A1l_(mechanika))
- [9] KOREIS, Josef. 2009. Řízení distribuce výkonu na poháněná kola vozidla. *Scientific papers of the University of Pardubice* [online]. Pardubice: Univerzita Pardubice, s. 123-152 [cit. 2015-05-11]. ISBN 978-80-7395-233-4. ISSN 1211-6610. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10195/32138>
- [10] Co je Diferenciál a jak to vlastně všechno funguje. Automobilový článek [online]. 1995 [cit. 2015-05-11]. Dostupný z WWW: <http://www.diopan.cz/citroenbx/diferencial.htm>.
- [11] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy 2*. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojů Žilina, 1994. 242 s.
- [12] JAN, Zdeněk, VÉMOLA, Aleš, ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily 2*. Knihu sestavila Ing. Hana Chupíková. 1. vyd. Brno: Ing. Hana Chupíková, c1997. 72 s.
- [13] GREČENKO, Alexandr. *Motory a vozidla*. Ústí nad Labem: Univerzita J. E. Purkyně, 2004, 74 s. ISBN 80-7044-541-6.
- [14] Audiklub.cz: Vše co potřebujete vědět o vozech značky AUDI. 2009. Audiklub.cz: Vše co potřebujete vědět o vozech značky AUDI [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://audiklub.cz/techwiki/haldex>



- [15] Alfa-Romeo. [2015-03-09]. *All Wheel Driven: The All Wheel Driven Encyclopedia* [online]. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.awdwiki.com/en/alfa-romeo/>
- [16] Fojtášek, J. *Studie využití diferenciálu s řízeným dělením momentu pro těžká užitková vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 98 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Stálý převod čelní kuželový (vlevo) a hypoidní kuželový (vpravo) [11].....	11
Obr. 2 Ozubení kuželového diferenciálu [2] .....	12
Obr. 3 Chování diferenciálu při jízdě v přímém směru [10] .....	14
Obr. 4 Chování diferenciálu při jízdě zatáčkou [10] .....	14
Obr. 5 Síly působící na nápravu při jízdě v zatáčce [7].....	21
Obr. 6 Diferenciál s čelními koly .....	24
Obr. 7 Diferenciál se závěrkou (kuželový) [1] .....	25
Obr. 8 Kinematické a silové poměry na diferenciálu se zvýšeným třením [5] .....	28
Obr. 9 Schématická funkce vačkového diferenciálu [4].....	29
Obr. 10 Diferenciál Lock-O-Matic [12] .....	30
Obr. 11 Diferenciál s třecí lamelovou spojkou [13] .....	31
Obr. 12 Diferenciál Torsen [1] .....	32
Obr. 13 Diferenciál ASD [1] .....	33
Obr. 14 Schémata konstrukčních řešení rozdělovacích převodovek [5] .....	37
Obr. 15 Schéma spojky Haldex [14] .....	38
Obr. 16 Mezinápravová rozvodovka Viscomatic - schéma [15].....	39
Obr. 17 Schéma systému ATTS [16] .....	41
Obr. 18 Schéma diferenciálu AYC [16] .....	42
Obr. 19 Schéma diferenciálu S-AYC [16] .....	43
Obr. 20 Schéma diferenciálu ZF [16].....	43
Obr. 21 Diferenciál Ricardo [16].....	44