

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Univerzitní studijní programy

Elektronický diferenciál elektromobilu
s odděleným pohonem kol
Electronic Differential with Separate Electric
Wheel Drive

Student: Bc. Jiří Minks

Vedoucí práce: prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.

Datum odevzdání: 21.5.2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Minks**
Studijní program: N3943 Mechatronika
Studijní obor: 3906T007 Automobilová elektronika
Téma: **Elektronický diferenciál elektromobilu s odděleným pohonem kol**
Electronic Differential with a Separate Electric Wheel Drive

Zásady pro vypracování:

1. Popište soustavy automobilů s mechanickým diferenciálem a analyzujte jejich vlastnosti.
2. Analyzujte vlastnosti soustavy elektrického pohonu vozidla s odděleným pohonem kol.
3. Vytvořte model soustavy s odděleným pohonem kol a navrhněte způsob řízení pomocí elektronického diferenciálu.

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] Svoboda, Jiří. Planetové Převody. Praha: Vydavatelství ČVÚT, 1998. str. 90. ISBN 80-0103-245-0.
[2] Moravec, Vladimír. Mechanické a hydraulické převody. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2000. ISBN 80-7078-807-0.
[3] Vlk, František. Převody motorových vozidel. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
[4] Crowder, R. M. Electric Drives and their Controls. New York: Claredon Press, 1995. ISBN 0-19-859371-6.
[5] Brandštetter, P. Střídavé regulační pohony. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. ISBN 80-7078-668-X.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.**


Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Ing. Petr Palacký, Ph.D.
vedoucí katedry





prof. Ing. Petr Noskiewicz, CSc.
prorektor pro studium

„Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního (§60 – školní dílo);
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude archivována v elektronické formě v databázi Ústřední knihovny VŠB – TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním podle zákona č. 111/1998Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách) bez ohledu na výsledek její obhajoby.“

Ostrava, 21.5.2012

Bc. Jiří Minks

Tísek 149

„Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně.

Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.“

Ostrava, 21.5.2012

Bc. Jiří Minks

Tísek 149

Anotace

MINKS, Jiří. *Elektronický diferenciál elektromobilu s odděleným pohonem kol*. Ostrava, 2012. 68 stran. Diplomová práce. VŠB - TUO. Vedoucí práce prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.

Diplomová práce je zaměřena na analýzu vlastností vozidel s různou koncepcí diferenciálu. Mechanické diferenciály, které jsou v současnosti nejrozšířenější, výrazně ovlivňují výsledné chování vozidla a schopnosti trakce vozidla. Diplomová práce je tedy zaměřená na rozbor základních mechanických diferenciálu až po současně nejdokonalejší aktivní mechanické diferenciály. Součástí práce je také porovnání možností mechanického diferenciálu a elektronického diferenciálu s odděleným pohonem kol. Závěrečná část se zaměřuje na vylepšení jízdních vlastností laboratorního elektromobilu Kaipan, prostřednictvím matematického modelování v programu Matlab/Simulink. K vylepšení jízdních vlastností je využito výhod odděleného pohonu kol.

Klíčová slova

Mechanický diferenciál, aktivní kontrola stáčívé rychlosti, aktivní diferenciál, elektronický diferenciál, nedotáčivost, přetáčivost, charakteristická zatačivost.

Annotation

MINKS, Jiří. *Electronic Differential with Separate Electric Wheel Drive*. Ostrava, 2012. 68 pages. Diploma thesis. VŠB - TUO. Supervisor prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.

This thesis is focused on analyzing the properties with various vehicles concepts differential. Mechanical differentials, which are currently the most widely used, strongly influence the resulting behavior of the vehicle and the vehicle's traction capabilities. This thesis is focused on the analysis of basic mechanical differential to the currently ultimate active mechanical differentials. The work is also a comparison between a mechanical differential and an electronic differential with separate drive wheels. The final section focuses on improving the handling of laboratory electric vehicle Kaipan through mathematical modeling in Matlab / Simulink. To improve the driving characteristics to reap the benefits of a separate drive wheels.

Key words

Mechanic differential, active yaw control, active differential, electronic differential, understeering, oversteering, characteric steering

Obsah

Obsah	vii
Seznam použitých symbolů	viii
Seznam použitých zkratek	xii
Úvod	1
1 Mechanický diferenciál automobilů	2
1.1 Účel a princip činnosti	2
1.2 Závěra diferenciálu	7
1.3 Samosvorné diferenciály	9
1.4 Elektronická závěra diferenciálu	12
1.5 Aktivní diferenciál	13
1.6 Jízdní vlastnosti automobilů s mechanickými diferenciály	16
2 Analýza soustavy elektrického pohonu vozidla s odděleným pohonem kol	18
3 Sestavení matematického modelu automobilu	21
3.1 Pohybové rovnice automobilu	22
3.2 Model kola	25
3.3 Výpočet svislých sil	33
3.4 Parametry simulace	36
4 Řízení elektronického diferenciálu	38
4.1 Jízdní vlastnosti vozidla	39
4.2 Korekce nedotáčivosti vozidla	41
4.3 Porovnání jízdních vlastností vozidla	44
5 Chování vozidla při jízdních manévrech	47
Závěr	52
Literatura	55
Seznam příloh	58

Seznam použitých symbolů

a_x	[ms ⁻²]	zrychlení působící ve směru osy x
a_y	[ms ⁻²]	zrychlení působící ve směru osy y
$a_{y\text{teor}}$	[ms ⁻²]	teoretické dostředivé zrychlení
$a_{y\text{teor}M}$	[ms ⁻²]	maximální teoretické dostředivé zrychlení ve směru osy y
$c_{1,2,3}$		koefficienty modelu pneumatiky Burckhardt
$C_{\alpha P}$	[Nrad ⁻¹]	směrová tuhost obou pneumatik přední nápravy
$C_{\alpha Z}$	[Nrad ⁻¹]	směrová tuhost obou pneumatik zadní nápravy
c_x		součinitel odporu vzduchu
\vec{e}_x		jednotkový vektor orientovaný ve směru osy x
\vec{e}_y		jednotkový vektor orientovaný ve směru osy y
F_C	[N]	celková žádaná hnací síla
F_{ij}	[N]	hnací síla příslušného kola
F_{Lpk}	[N]	síla působící na ozubení levého planetového kola diferenciálu
f_K		součinitel valivého odporu pneumatiky
F_{kor}	[N]	korekční síla pro řízení elektronického diferenciálu
F_{Ppk}	[N]	síla působící na ozubení pravého planetového kola diferenciálu
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
h_T	[m]	výška těžiště vozidla nad vozovkou
i_c		převodový poměr mezi hnací hřídelí motoru a kolem vozidla
J_K	[kgm ²]	moment setrvačnosti kola
J_Z	[kgm ²]	moment setrvačnosti vozidla k jeho svislé ose z
K		faktor stability
k_y		redukční koeficient Kammovy kružnice
l	[m]	rozvor náprav
l_p	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
l_z	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
m	[kg]	hmotnost vozidla
m_{ij}	[kg]	rozložení celkové hmotnosti vozidla na jednotlivá kola
M_{ij}	[Nm]	hnací moment příslušného kola

M_L	[Nm]	moment levého kola
$M_{L_{\max}}$	[Nm]	maximální přenositelný moment levého kola
$M_{L_{pk}}$	[Nm]	moment levého planetového kola diferenciálu
m_P	[kg]	hmotnost nad přední nápravou
M_P	[Nm]	moment pravého kola
$M_{P_{\max}}$	[Nm]	maximální přenositelný moment pravého kola
$M_{P_{pk}}$	[Nm]	moment pravého planetového kola diferenciálu
M_T	[Nm]	moment přivedený na talířové kolo diferenciálu
M_{TL}	[Nm]	třecí moment na levém planetovém kole diferenciálu
$M_{T_{\max}}$	[Nm]	maximální přenositelný moment přivedený na klec diferenciálu
M_{TP}	[Nm]	třecí moment na pravém planetovém kole diferenciálu
M_{TS}	[Nm]	třecí moment na pravém satelitu diferenciálu
m_Z	[kg]	hmotnost nad zadní nápravou
n_L	[s ⁻¹]	otáčky levého kola
n_P	[s ⁻¹]	otáčky pravého kola
n_T	[s ⁻¹]	otáčky talířového kola diferenciálu (klece diferenciálu)
O_{fij}	[N]	jízdní odpor – valivý odpor příslušného kola
O_V	[N]	jízdní odpor – odpor vzduchu
PL		index označující přední levé kolo a příslušné veličiny
PP		index označující přední pravé kolo a příslušné veličiny
R	[m]	poloměr zatáčení
r_{ij}	[m]	vzdálenost těžiště vozidla od středu jednotlivých kol
R_{ij}	[m]	poloměr zatáčení pro jednotlivá kola
r_{pk}	[m]	poloměr planetového kola diferenciálu
r_{sa}	[m]	poloměr satelitu diferenciálu
r_v	[m]	výpočtový poloměr kola
s_1	[m]	dráha kola na vnější straně zatáčky
s_2	[m]	dráha kola na vnitřní straně zatáčky
s_C		celkový skluz kola
S_{ij}	[N]	reakční síly vozovky působící ve směru osy y_k

s_x		skluz kola ve směru osy x_k
S_x	[m ⁻²]	čelní plocha automobilu
s_y		skluz kola ve směru osy y_k
t	[m]	rozchod kol
T_{ij}	[N]	reakční síly vozovky působící ve směru osy x_k
t_p	[m]	rozchod předních kol
t_S	[s]	čas simulace
t_z	[m]	rozchod zadních kol
\bar{v}_{ij}	[ms ⁻¹]	rychlost středu příslušných kol
v_L	[ms ⁻¹]	rychlost středu levého kola
v_P	[ms ⁻¹]	rychlost středu pravého kola
v_T	[ms ⁻¹]	rychlost středu nápravy
\bar{v}_v	[ms ⁻¹]	rychlost těžiště vozidla
$\dot{\bar{v}}_v$	[ms ⁻²]	zrychlení těžiště vozidla
x		podélná osa souřadnicového systému těžiště vozidla
x_0		souřadnicový systém polohy těžiště vozidla
x_k		podélná osa souřadnicového systému kola
y		příčná osa souřadnicového systému těžiště vozidla
y_0		souřadnicový systém polohy těžiště vozidla
y_k		příčná osa souřadnicového systému kola
z		svislá osa souřadnicového systému těžiště vozidla
Z	[N]	svislá reakční síla působící na kole
Z_{ij}	[N]	svislá reakční síla působící na kola
Z_L	[N]	svislá síla působící na levém kole
Z_P	[N]	svislá síla působící na pravém kole
Z_{PN}	[N]	svislá reakční síla působící na přední nápravě
Z_{ZN}	[N]	svislá reakční síla působící na zadní nápravě
ZP		index označující zadní pravé kolo a příslušné veličiny
ZL		index označující zadní levé kolo a příslušné veličiny

Řecká abeceda

α_v	[rad]	úhel natočení osy x vozidla od vektoru rychlosti v_v
α_{ij}	[rad]	směrová úchylka jednotlivých kol
α_P	[rad]	směrová úchylka na přední nápravě
$\dot{\alpha}_v$	[rads ⁻¹]	rychlost natočení osy x od vektoru rychlosti v_v
α_Z	[rad]	směrová úchylka na zadní nápravě
β_{PL}	[rad]	úhel natočení předního levého kola od osy x vozidla
β_{PP}	[rad]	úhel natočení předního pravého kola od osy x vozidla
β_S	[rad]	střední úhel natočení kol
β_{S_0}	[rad]	střední úhel natočení kol dle Ackermmanovy řídicí teorie
ε	[rad]	úhel natočení vozidla kolem svislé osy z
$\dot{\varepsilon}$	[rads ⁻¹]	rychlost stáčení vozidla kolem svislé osy z
$\ddot{\varepsilon}$	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení stáčení vozidla kolem svislé osy z
ϑ_{ij}	[rad]	úhly mezi přímkou protínající těžiště a střed kola s osou x , resp. y
μ		koeficient tření
μ_C		celkový koeficient tření
μ_{MAX}		maximální součinitel tření pro suchý asfalt
μ_L		koeficient tření pod levým kolem
μ_P		koeficient tření pod pravým kolem
μ_X		koeficient tření ve směru osy x_k
μ_Y		koeficient tření ve směru osy y_k
ρ	[kgm ⁻³]	měrná hmotnost vzduchu
ω_{ij}	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost příslušného kola
$\dot{\omega}_{ij}$	[rads ⁻¹]	úhlové zrychlení příslušného kola
ω_L	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost levého kola
ω_T	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost talířového kola (skříně diferenciálu)
ω_P	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost pravého kola

Seznam použitých zkratek

ABS	protiblokovací systém brzd
ASR	protiprokluzový systém
AYC	aktivní kontrola stáčivé rychlosti
EDS	elektronická závěra diferenciálu
ESP	elektronický stabilizační systém
M_1	1. motor
M_2	2. motor
NHTSA	úřad Spojených států amerických pro bezpečnost provozu
PL	přední levé (kolo)
PP	přední pravé (kolo)
S - YAW	označení aktivního diferenciálu firmy Mitsubishi
St_1	1. střídač
St_2	2. střídač
ZL	zadní levé (kolo)
ZP	zadní pravé (kolo)

Úvod

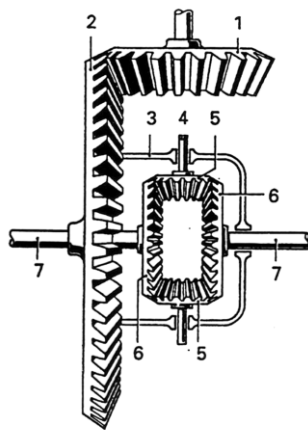
Vývoj v automobilovém průmyslu je v současnosti zaměřen na bezpečnost provozu. Nově produkované vozy mají již větší bezpečnostní standardy podmíněné platnou legislativou. Například protiblokovacím systémem brzd ABS jsou povinně vybavena nově vyrobená auta pro evropský trh. Ostatní systémy pro podporu jízdní bezpečnosti, jako je stabilizační systém vozidla ESP, protiprokluzový systém ASR, jsou mnohdy také standardní výbavou nových vozů. Všechny tyto systémy zasahují do řízení brzd vozidla nebo do řízení spalovacího motoru.

Systém ESP ovládá brzdy vozidla. Přibrzděním určitých kol vznikají přídavné stáčivé momenty, automobil je jimi natáčen do směru požadovaného řidičem. Akční zásah tohoto systému je provázen zpomalením vozidla vlivem aktivace brzd. Při požadavku řidiče na zrychlení není zásah systému ESP vhodný. Tento problém je řešen tzv. aktivním diferenciálem, který je schopen rozdělit hnací moment mezi pravou a levou stranu vozidla. Tím se docílí stejných přídavných stáčivých momentů a vozidlo není zpomaleno aktivací brzd.

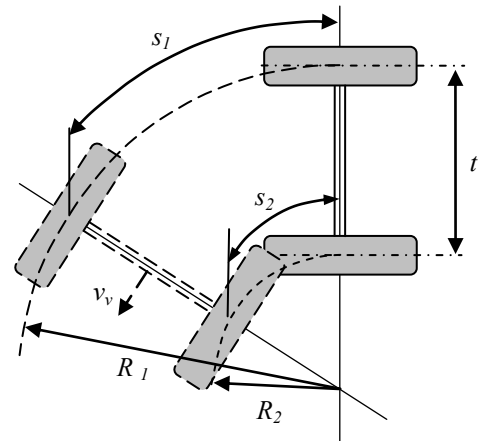
S rozvojem elektrických pohonů vozidel přichází úkol implementovat do nich zmíněné bezpečnostní systémy. Elektrický pohon vozidel přináší řadu výhod, ať je to celková menší ekonomická nákladnost, lepší možnosti regulace nebo možnost odděleného pohonu jednotlivých kol. Velkou výhodou elektrického pohonu je tedy možnost řízení pohonu dle logiky klasických bezpečnostních systémů a přitom není třeba dalších mechanických částí.

1 Mechanický diferenciál automobilů

Diferenciál (obr. 1.1) je převodné ústrojí, které zajišťuje samočinné vyrovnávání rozdílných otáček hnacích kol při jízdě v zatáčce (obr. 1.2) a zároveň rozděluje hnací moment na obě vozidlová kola [1].



- 1- pastorek
- 2- talířové kolo
- 3- klec diferenciálu
- 4- čep satelitů
- 5- kuželové satelity
- 6- kuželové planety
- 7- hnací hřídele kol vozidla



Obrázek 1.1 Kuželové soukolí s hypoidním ozubením a diferenciál s kuželovými koly [1]

Obrázek 1.2 Rozdílné dráhy kol v zatáčce [1]

1.1 Účel a princip činnosti

Vyrovnání rozdílných otáček kol

Při průjezdu automobilu zatáčkou urazí kolo, které je na vnějším kraji zatáčky, delší dráhu s_1 , než kola na vnitřní straně zatáčky - dráha s_2 (obr. 1.2). Delší dráha vnějšího kola znamená úměrně vyšší otáčky tohoto kola. Kola nepoháněné nápravy jsou uložena volně, jejich otáčky mohou být různé.

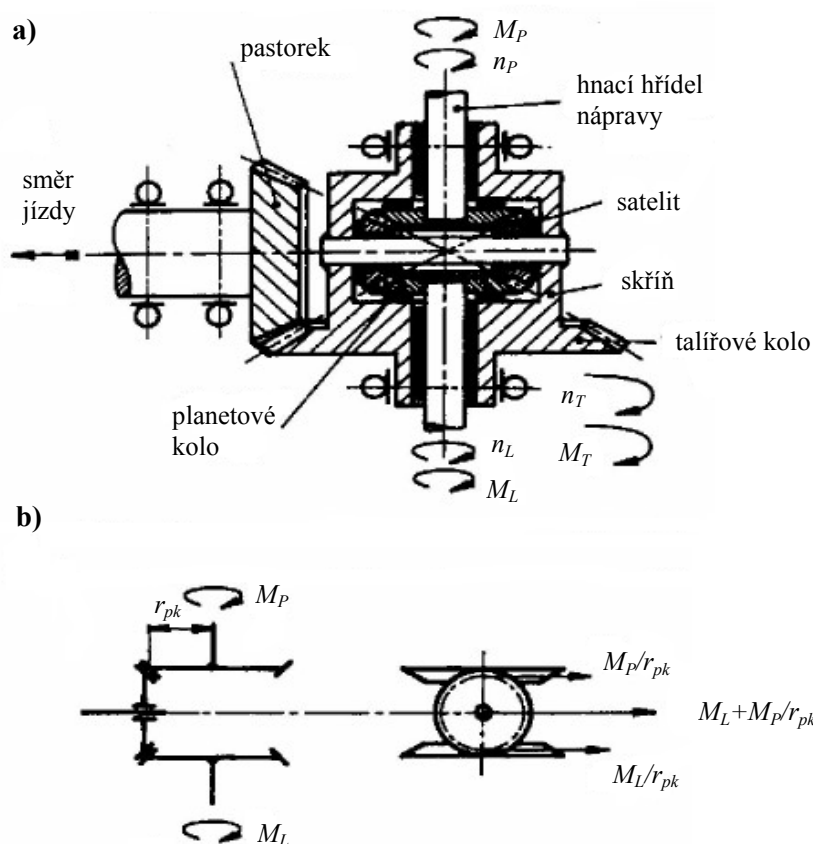
Jsou-li kola poháněné nápravy upevněna na společné hřídeli, mají obě stejné otáčky. Aby kola mohla opsat různé dráhy, musí jedno nebo obě kola prokluzovat, čímž vzniká:

- a) nadměrné opotřebení pneumatik;
- b) nárůst ztráty výkonu o podíl, vynaložený na práci při prokluzování a smýkání pneumatiky, čímž se zvýší spotřeba paliva;
- c) zvýšený nárok na sílu potřebnou k řízení automobilu.

Rozdílné otáčky hnaných kol, způsobené různými drahami kol se při průjezdu zatáčkou vyrovnávají diferenciálním soukolím, zkráceně diferenciálem.

Toto vyrovnání otáček kol znamená, že talířové kolo stálé redukce (skříň diferenciálu) se otáčí stále stejnými otáčkami, kdežto kola vozidla se otáčejí různými otáčkami, aniž jsou hřídele kol zkrucovány smykovými silami.

Na obr. 1.3 je schéma diferenciálního planetového soukolí (tzv. kuželového diferenciálu), které se skládá z planetových kol, spojených s hnacími hřídeli vozidlových kol, a satelitů, volně otočných na čepu. Čep satelitů je upevněn ve skříni diferenciálu, která je pevně spojena s talířovým kolem.



Obrázek 1.3 Princip činnosti kuželového diferenciálu (bez tření): a) uspořádání; b) silové poměry [1]

Pokud jsou mezi planetová kola vloženy satelity, může se při nezměněných otáčkách talířového kola jedno kolo vozidla o určitý počet otáček zpožďovat a druhé kolo o tentýž počet otáček zrychlovat.

Vyrovnání otáček obou kol, což je vlastní funkcí diferenciálního soukolí, se provádí natáčením planetových kol navzájem. Otáčí-li se celek, tj. hnací mechanismus nápravy vpřed, pak je zpožďováno přídavným otáčením zpět a zrychlování kola přídavným otáčením vpřed.

Tato přídatná otáčení znamenají, že se planetová kola točí proti sobě. Satelit váže vzájemně oba přídatné pohyby kupředu a zpět, takže tyto pohyby jsou stejné a mají jen opačný smysl. Otáčky talířového kola, tj. otáčky čepu satelitu se přitom nemění.

Tak je umožněno, aby se v zatáčce zpožďovaly otáčky vnitřního kola a současně zrychlovaly otáčky vnějšího kola, úměrně daným délkám drah každého z nich. Kola projíždějí zatáčkou bez skluzu, respektive smyku a vozidlo není natáčeno ze zatáčky ven, protože nevznikají přídatné reakce vozovky [1].

Přenos točivého momentu

Další funkcí diferenciálního soukolí je přenášet točivý moment na hnací kola. Točivý moment se přenáší, při normálním uspořádání diferenciálu na hnací nápravě z pastorku na talířové kolo, z něj na čep satelitů diferenciálu a ozubením satelitů na planetová kola diferenciálu a dále hnacími hřídeli na kola vozidla. Satelity jsou vlastně rovnoramennou pákou, která rozděluje točivý moment stejným dílem na obě kola.

Při přímé jízdě opisují obě kola stejné dráhy, planetová kola mají stejné otáčky a odpory na obou kolech jsou stejné. Satelity se relativně ke kleci nepohybují a působí jako unašeče.

Planetová kola se otáčejí s klecí diferenciálu a tedy s talířovým kolem jako jeden celek.

Pro přímou jízdu tedy platí úhlové rychlosti, respektive otáčky:

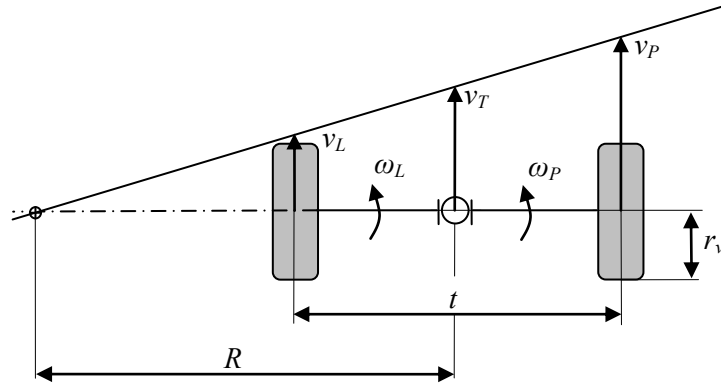
$$\omega_L = \omega_P \quad n_L = n_P \quad (1.1)$$

index L značí levé kolo, index P pravé kolo

Točivý moment M_T přivedený na skříň (talířové kolo) diferenciálu je přenášen stejným dílem oběma hnacími hřídeli, tzn.:

$$M_L = M_P = \frac{M_T}{2} \quad M_L + M_P = M_T \quad (1.2)$$

Vjede-li automobil do zatáčky, začnou se odvalovat obě kola vozidla po různých poloměrech, takže vnější kolo musí mít větší otáčky, vnitřní menší [1].



Obrázek 1.4 Činnost diferenciálu při zatáčení automobilu [1]

Je-li rozchod kol t , jejich poloměr r_v , poloměr kružnice, kterou opisuje střed nápravy R a rychlosti toho středu v_T (obr. 1.4), pak obvodové a úhlové rychlosti kol jsou:

$$\frac{v_L}{v_T} = \frac{R - \frac{t}{2}}{R} \quad \frac{v_P}{v_T} = \frac{R + \frac{t}{2}}{R} \quad (1.3)$$

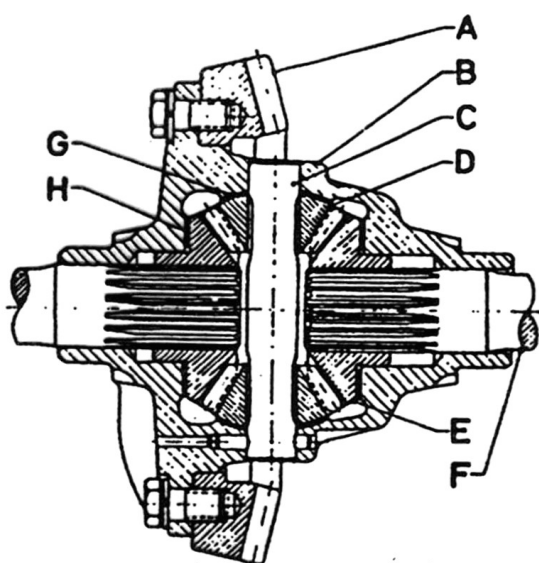
$$\omega_L = \frac{v_L}{r_v} = v_T \cdot \frac{R - \frac{t}{2}}{r_v \cdot R} \quad (1.4)$$

$$\omega_P = \frac{v_P}{r_v} = v_T \cdot \frac{R + \frac{t}{2}}{r_v \cdot R} \quad (1.5)$$

Úhlová rychlost skříně diferenciálu ω_T se získá jako aritmetický průměr úhlových rychlostí vozidlových kol a rovná se úhlové rychlosti myšleného kola ve středu nápravy:

$$\omega_T = \frac{\omega_L + \omega_P}{2} = \frac{v_T}{R} \quad (1.6)$$

Řez kuželovým diferenciálem je znázorněn na obr. 1.5. Skříň rozvodovky (B) je zároveň unašečem satelitů (D). Pohon unašeče satelitů je zajištěn talířovým kolem (A). Planetová kuželová kola (E) jsou uložena na drážkách hřídelí, která pohání vozidlová kola. Poněvadž planetová kola mají stejný počet zubů, je hnací moment rozdělen stejným dílem na obě hnací hřídele (F). Kuželový diferenciál je vzhledem ke své jednoduchosti značně rozšířen.



- A- talířové kolo
- B- skříň rozvodovky
- C- čep satelitů
- D- satelit
- E- centrální kuželová kola
- F- hnací hřídel nápravy
- G, H- vyrovnávací a ložiskové podložky

Obrázek 1.5 Kuželový diferenciál [1]

Méně často se používá diferenciál s čelními koly. Také v tomto případě dochází k rozdělení momentu stejným dílem na hnací hřídele vozidlových kol. Uspořádání čelního diferenciálu je odlišné od diferenciálu kuželového. Satelity i planetová kola mají čelní ozubení. Otáčky i hnací moment se přenáší z klece diferenciálu na čepy satelitů, satelity a planetová kola. Jeden satelit však není v záběru s oběma planetovými koly, ale polovinou délky zabírá jen s jedním planetovým kolem a druhou polovinou s druhým satelitem, který je teprve v záběru s druhým planetovým kolem. Jedině v tomto případě se mohou otáčky jednoho planetového kola zmenšovat vůči kleci diferenciálu. V diferenciálu bývají pro vyvážení dva páry satelitů, navzájem pootočené o 180°. Činnost čelního diferenciálu je stejná jako u diferenciálu kuželového. Nevýhodou je velká mechanická účinnost ústrojí diferenciálu, která umožňuje snadné protáčení levého kola vůči pravému a naopak, což se projevuje nepříznivě při odskakování kol od vozovky nebo při jízdě na kluzké vozovce. Z těchto důvodů se diferenciál neobejde bez závěru. Používá se výjimečně, například na nákladních vozidlech Tatra [1].

1.2 Závěra diferenciálu

Normální diferenciál rozděluje přiváděný moment M_T na dva stejně velké výstupní točivé momenty M_L a M_P , a sice nezávisle na tom, zda otáčky n_L a n_P jsou stejné nebo rozdílné. Výkony odevzdané na levé a pravé straně jsou, jestliže $n_L \neq n_P$, samozřejmě rozdílné.

Rovnost momentů na kolech $M_L = M_P$ se při nestejných adhezních podmínkách na levém a pravém kole projevuje nevhodně.

Z hlediska nestejné adheze – vyjádřené součinitelem přilnavosti μ – vzniknou na levém a pravém kole maximálně přenositelné momenty:

$$M_{L\max} = \mu_L \cdot Z_L \cdot r_v \quad (1.7)$$

$$M_{P\max} = \mu_P \cdot Z_P \cdot r_v \quad (1.8)$$

kde Z_L svislá síla působící na levé kolo,

Z_P svislá síla působící na pravé kolo.

Pro hnací nápravu bez diferenciálu vyplývá maximálně přenositelný moment:

$$M_{T\max} = M_{L\max} + M_{P\max} = (\mu_L \cdot Z_L + \mu_P \cdot Z_P) \cdot r_v \quad (1.9)$$

Se zjednodušujícím předpokladem $Z_P = Z_L = Z$, kde by platilo:

$$M_{T\max} = (\mu_L + \mu_P) \cdot r_v \cdot Z \quad (1.10)$$

U nápravy s normálním diferenciálem jsou točivé momenty vlevo a vpravo vzhledem k momentové rovnováze na planetových kolech stejné (obr 1.3 b) $M_L = M_P$.

Jestliže bude $\mu_L < \mu_P$, pak s výše uvedeným zjednodušením $Z_P = Z_L = Z$ platí:

$$M_{L_{\max}} = M_{P_{\max}} = \mu_L \cdot r_v \cdot Z \quad (1.11)$$

a tedy:

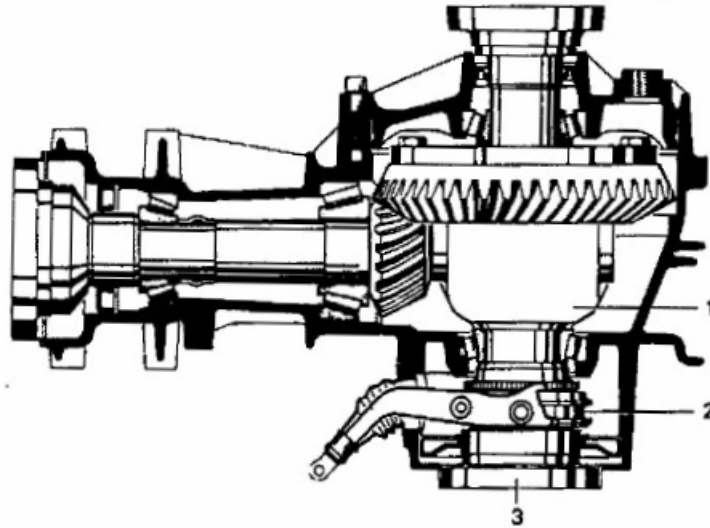
$$M_{t_{\max}} = 2 \cdot \mu_L \cdot r_v \cdot Z \quad (1.12)$$

Přenositelný moment se řídí podle menšího momentu [1].

Aby při takových adhezních podmínkách (na sněhu, ledu nebo v terénu) bylo možno využít z hlediska přilnavosti možný hnací moment, je nutno vyřadit diferenciál z funkce. V případě, kdy se dostane jedno z kol hnací nápravy na kluzké nebo sypké místo, dojde k jeho prokluzu. Diferenciál ovšem i za těchto podmínek rozděluje točivý moment stejnoměrně na obě kola, tzn. hnací síla na neprokluzujícím kole nemůže být větší než na kole, které se protáčí. Velikost hnací síly zpravidla nestačí pro pohyb vozidla, protože protáčeující se kolo klade proti otáčení jen malý odpor. V případě, že automobil stojí, má prokluzující kolo dvojnásobné otáčky než skříně diferenciálu, a než by toto kolo mělo při přímé jízdě a stejných otáčkách motoru. Vozidlo se nemůže samo vyprostit z této situace. Tento nedostatek se odstraňuje tzv. závěrem (uzávěrkou) diferenciálu.

Závěr diferenciálu určitým způsobem zablokuje planetová kola tak, že se nemohou vůči kleci relativně otáčet a diferenciál se musí otáčet jako celek. Při prokluzování jednoho kola se pak přenáší celý točivý moment na kolo spočívající na tvrdém nebo drsném povrchu a vyvine hnací sílu, obvykle dostačující k vyproštění vozidla. Je zřejmé, že uzávěrka diferenciálu je důležitá pro těžká vozidla a zejména pro vozidla používaná v terénu. Závěr diferenciálu musí ovšem řidič vyřadit ihned, jakmile automobil překoná obtížné místo, protože jinak by vozidlo mělo vlastnosti jako bez diferenciálu.

K zablokování diferenciálu se používá např. přesuvná objímka, obr. 1.6. K zapojení uzávěrky dojde tím, že se přesuvná objímka posune po drážkách na jednom z hnacích hřídelí kol tak, že po zasunutí spojuje pevně klec diferenciálu s planetovým kolem. Tím se nemohou otáčet satelity a diferenciál je vyřazen z činnosti [1].



Obrázek 1.6 Kuželový diferenciál s uzávěrkou: 1 - Skříň diferenciálu, 2 - posuvná objímka, 3 - boční hnací hřídel [1]

1.3 Samosvorné diferenciály

Klasická uzávěrka diferenciálu se většinou musí řadit za klidu vozidla a po překonání obtížného místa se musí okamžitě vyřadit, toto ovládání uzávěrky řidiči komplikuje ovládání vozidla.

Tuto nevýhodu odstraňují diferenciály se samočinným uzavíráním, tzv. samosvorné diferenciály. Jejich funkce spočívá ve zvýšení tření v diferenciálu. Funkce samosvorného diferenciálu bude vysvětlena následujícím odvozením.

Označíme-li třecí momenty na levém a pravém planetovém kole M_{TL} , M_{TP} , na satelitu M_{Ts} , pak za předpokladu $n_L > n_P$ (tedy $n_L > n_T$, $n_P < n_T$) platí podle obr. 1.7:

hnací moment:

$$M_T = (F_{Lpk} + F_{Ppk}) \cdot r_{pk} \quad (1.13)$$

moment na levé planetě:

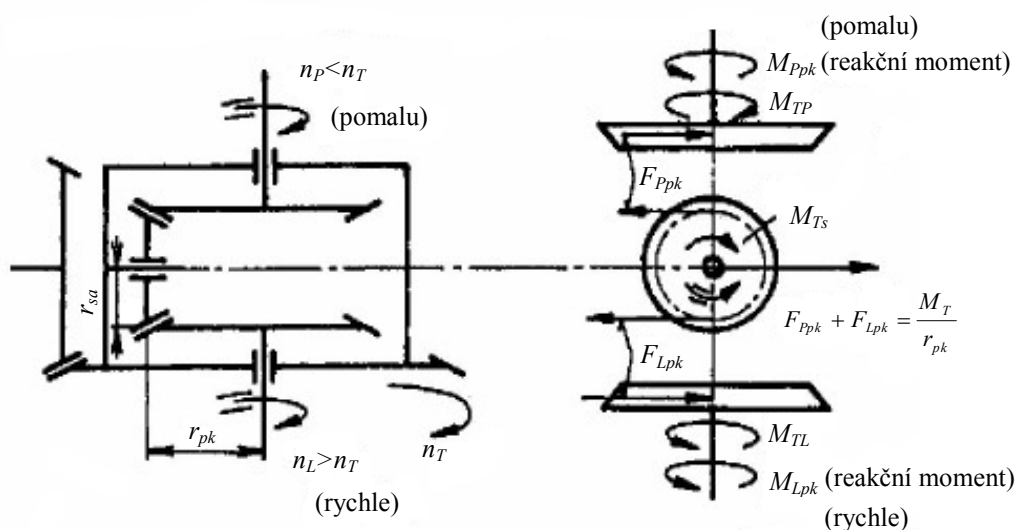
$$F_{Lpk} \cdot r_{pk} - M_{TL} = M_{Lpk} \Rightarrow F_{Lpk} \cdot r_{pk} = M_{Lpk} + M_{TL} \quad (1.14)$$

moment na pravé planetě:

$$F_{Ppk} \cdot r_{pk} - M_{TP} = M_{Ppk} \Rightarrow F_{Ppk} \cdot r_{pk} = M_{Ppk} - M_{TP} \quad (1.15)$$

moment na satelitu:

$$F_{Ppk} \cdot r_{sa} - M_{Ts} = F_{Lpk} \cdot r_{sa} \quad (1.16)$$



Obrázek 1.7 Kinematické a silové poměry na diferenciálu se zvýšeným třením [1]

Rozšíříme-li rovnici o poloměr r_{pk} dostaneme:

$$F_{Ppk} \cdot r_{pk} = F_{Lpk} \cdot r_{pk} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pk}}{r_{sa}} \quad (1.17)$$

S výše uvedenými závislostmi pro momenty na levé a pravé planetě plyne z posledního vztahu:

$$M_{Ppk} - M_{TP} = M_{Lpk} + M_{TL} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pk}}{r_{sa}} \quad (1.18)$$

a tedy:

$$M_{Ppk} = M_{Lpk} + M_{TL} + M_{TP} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pk}}{r_{sa}} \quad (1.19)$$

Moment na pomalejší hřídeli M_{Ppk} je větší podle velikosti třecích momentů M_{TL} , M_{TP} , M_{Ts} než moment na rychlejší hřídeli M_{Lpk} .

Třecí momenty jsou tím větší, čím více jsou planetová kola tlačena ke skříní diferenciálu. Přítlak je vzhledem k ozubení proporcionalní s přenášenými momenty; platí tedy $M_{TL} \approx M_{Lpk}$, $M_{TP} \approx M_{Tp}$. Za předpokladu $M_{TP} = M_{TL} = M_{Ts} = 0,1 \cdot M_{Lpk}$ a $r_{pk} / r_{sa} = 1,5$ plyne pro poměr M_{Ppk} / M_{Lpk} :

$$\frac{M_{Ppk}}{M_{Lpk}} = 1 + 0,1 + 0,1 + 0,15 = 1,35 \quad (1.20)$$

Moment přenášený talířovým kolem plyne z výše uvedených vztahů:

$$M_T = M_{Lpk} + M_{Ppk} + M_{TL} - M_{TP} \quad (1.21)$$

Jsou-li třecí momenty vlevo a vpravo stejné, potom platí:

$$M_T = M_{Lpk} + M_{Ppk} = M_{Lpk} \cdot \left(1 + \frac{M_{Ppk}}{M_{Lpk}} \right) \quad (1.22)$$

Pro maximálně přenášený moment v případě, že levé kolo má menší přílnavost dostaneme:

$$M_{Lpk} \cdot \left(1 + \frac{M_{Ppk}}{M_{Lpk}} \right) = r_v \cdot \mu_L \cdot Z \cdot \left(1 + \frac{M_{Ppk}}{M_{Lpk}} \right) \quad (1.23)$$

Pro výše uvedený číselný příklad $M_{Ppk} / M_{Lpk} = 1,35$ bude:

$$M_{T_{\max}} = 2,35 \cdot r_v \cdot \mu_L \cdot Z \quad (1.24)$$

tedy větší než u diferenciálu bez tření [1].

1.4 Elektronická závěra diferenciálu

Elektronická závěra diferenciálu se na trhu vyskytuje většinou pod zkratkou EDS (z něm. Elektronische Differential Sperre, označení používané například českou automobilkou Škoda).

EDS zajišťuje lepší využití adheze při rozjíždění, například na kluzkém povrchu. Systém je v podstatě rozšířením aktivních systémů bezpečnosti, jako je elektronický stabilizační systém ESP, protiprokluzový systém ASR a protiblokovací systém brzd ABS.

EDS do jisté míry nahrazuje uzávěrku diferenciálu. V momentě, kdy systém vyhodnotí prokluz jednoho kola, tak toto kolo cíleně přibrzdí, tím zajistí přenesení hnací síly na kolo, které lépe zabírá. Zabráněním prokluzu kol se také snižuje opotřebení pneumatik. U vozidel s jednou poháněnou nápravou je systém aktivní do rychlosti cca 40 km/h, u pohonu dvou náprav je hranice posunuta až na 80 km/h. Tato náhrada za manuálně uzavíratelný diferenciál, se používá cca od roku 1996-97 např. v modelu Audi A6/S6 C4.

Potřeba takového systému je popsána v kapitole 1.2. Pokud je jedno kolo na povrchu se součinitelem adheze menším a druhé kolo s větším, pak je přenos hnací síly otevřeným diferenciálem omezen menším součinitelem adheze podle vztahu 1.12 [4], [17].

1.5 Aktivní diferenciál

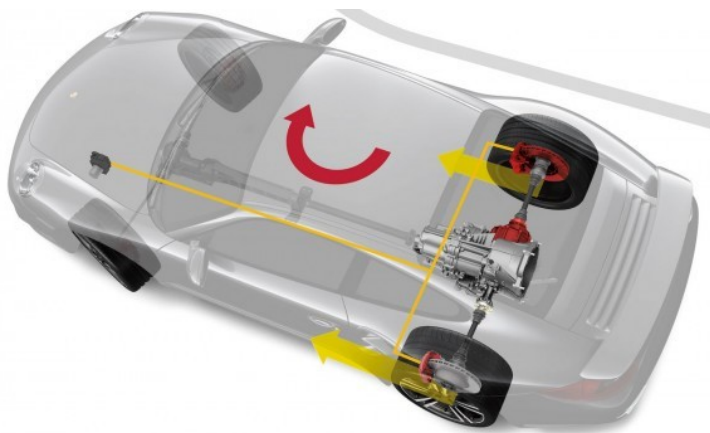
Tento systém se na trhu vyskytuje pod různými názvy. V automobilech firmy Audi je použit systém firmy ZF Vector Drive, Mitsubishi má systém pojmenovaný AYC, což je zkratka pro aktivní kontrolu stáčivé rychlosti.

Aktivní zadní diferenciál se řadí mezi aktivní bezpečnostní systémy, jako například známé ABS, ESP, ASR. Jeho použitím se zlepšuje stabilita vozidla při průjezdu zatáčkou a trakce za zhoršených adhezních podmínek.

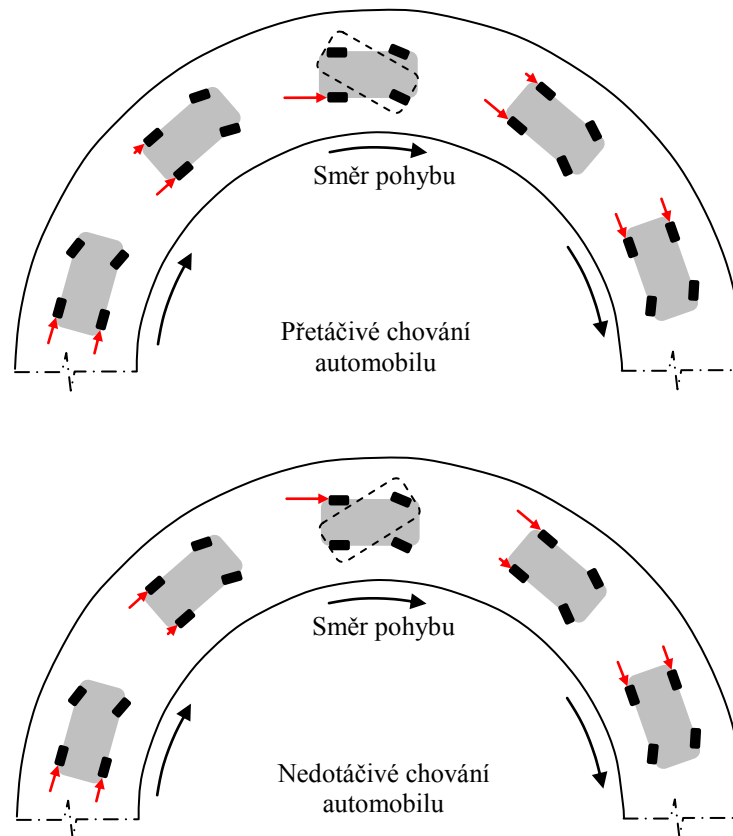
Princip činnosti je podobný řízení pásových vozidel. Zatočení se dá realizovat zrychlením kol na vnější straně zatáčky nebo přibrzděním kol na vnitřní straně, případně kombinací obou způsobů. U automobilu se primárně zatáčí prostřednictvím natáčecí přední nápravy.

Aktivní diferenciál je schopný rozdělit krouticí moment mezi obě zadní kola v různém poměru. Obrázek 1.8 znázorňuje rozdělení krouticího momentu při průjezdu zatáčkou. Při průjezdu zatáčkou je na vnější kolo přiveden větší krouticí moment na úkor vnitřního kola a vzniká přídavný stáčivý moment, který automobil natočí do směru zatáčky. Obrázek 1.9 zobrazuje chování systému při průjezdu zatáčkou automobilem se sklonem k přetáčivosti a automobilem se sklonem k nedotáčivosti.

Systém aktivního diferenciálu vyhodnocuje informace ze snímačů otáček kol, snímače zrychlení, snímače natočení volantu, pozice pedálu plynu a snímače stáčivé rychlosti. Na základě těchto údajů je vyhodnocena poloha auta a záměr řidiče a provede se přestavení aktivního diferenciálu. Podle buletinu firmy Mitsubishi je systém schopen reagovat na změnu v čase menším než desetina vteřiny.



Obrázek 1.8 Rozdělení krouticího momentu při průjezdu zatáčkou [22]

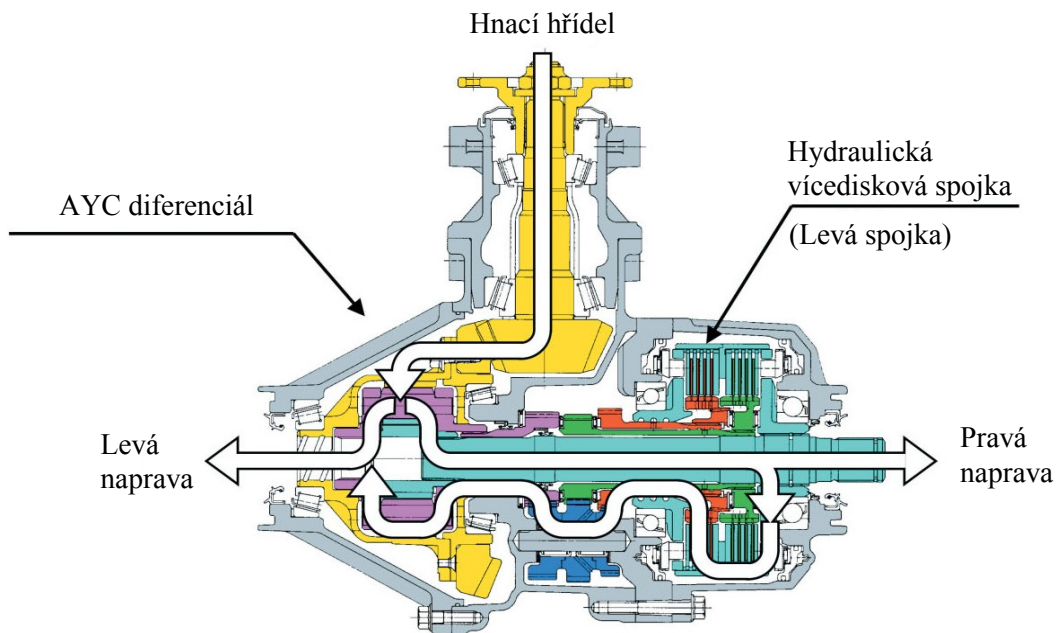


Obrázek 1.9 Chování systému při průjezdu zatáčkou; přetáčivý automobil nahoře, nedotáčivý dole

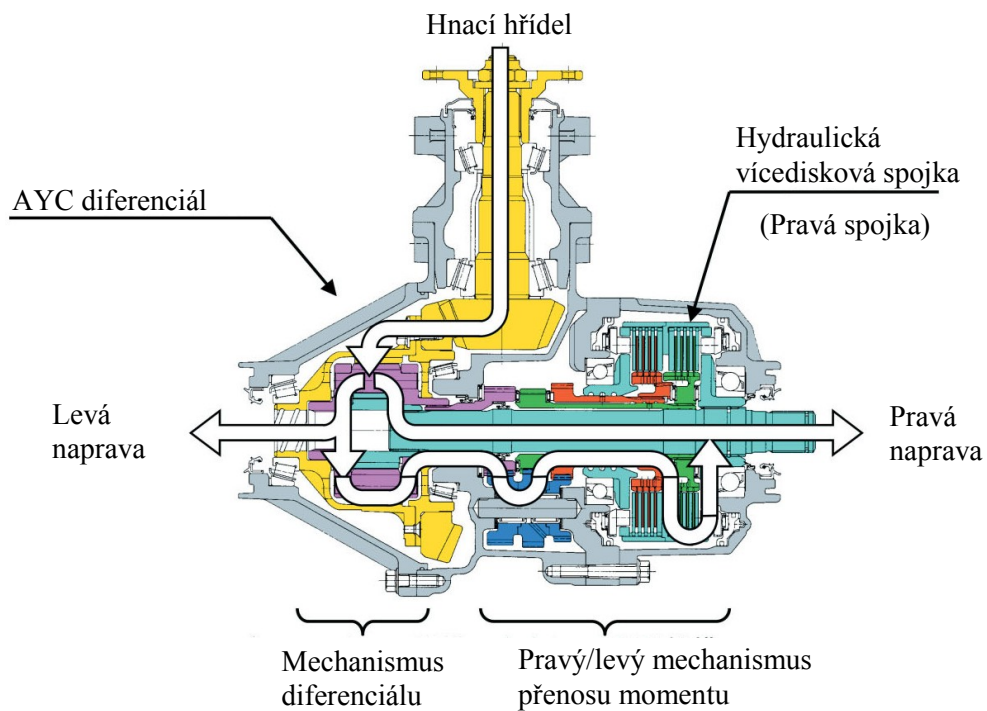
Na trhu existují systémy od různých společností, avšak obrázek 1.10 a 1.11 znázorňuje aktivní diferenciál S - YAW společnosti Mitsubishi Motor. Ten je zde vybrán, protože společnost Mitsubishi Motor je průkopníkem tohoto systému v automobilovém průmyslu.

Diferenciál vykonává funkci klasického otevřeného diferenciálu. Je použit čelní diferenciál (fialová) obrázek 1.10. Pastorek, hnací hřídel a talířové kolo (žlutá) v součinnosti s čelním diferenciálem (fialová) zastávají funkci otevřeného nápravového diferenciálu. Při sepnutí levé spojky (světle modrá část s oranžovou) se spojí pravá náprava k planetovému převodu (tmavě modrá část s oranžovou) a část krouticího momentu se zprava přenese na levou nápravu. Toto odpovídá zatáčení vpravo a planetový převod je konstruován do rychla. Planetový převod je důležitý pro přenos točivého momentu, ten je totiž převáděn z pomaleji rotující nápravy na rychleji rotující část. Kdyby rychloběh nebyl zařazen, diferenciál by se choval přesně opačně, než je žádoucí a převáděl by točivý moment v opačném směru. Toto by odpovídalo diferenciálu s mechanickým závěrem.

Obrázek 1.11 znázorňuje zatáčení vlevo. Je sepnutá levá spojka (světle modrá část se zelenou) a planetový převod (tmavě modrá část se zelenou) je ve směru přenosu točivého momentu opět konstruován do rychla [5], [7].



Obrázek 1.10 Aktivní zadní diferenciál – přenos většího momentu na levou nápravu vpravo [7]



Obrázek 1.11 Aktivní zadní diferenciál – přenos většího momentu na pravou nápravu vpravo [7]

1.6 *Jízdní vlastnosti automobilů s mechanickými diferenciály*

Otevřený diferenciál

V kapitole 1.1 jsou popsány vlastnosti nejrozšířenějšího otevřeného diferenciálu. Tento diferenciál rozděluje přiváděný moment M_T na dva stejně velké výstupní točivé momenty M_L a M_P . Diferenciál tedy způsobí, že oba momenty jsou vždy stejné $M_L = M_P$. Podle vztahu 1.11 a 1.12 je zřejmé, že maximálně přenositelný moment určuje kolo s horšími adhezními podmínkami.

Tato vlastnost se nevhodně projeví v případě, že se jedno kolo dostane na povrch s nízkou adhezí, např. led nebo že je odlehčeno. Toto se projeví uvíznutím vozidla nebo ztrátou rychlosti.

Uzávěrka diferenciálu

Kapitola 1.2 popisuje uzavěrku diferenciálu. Ta odstraňuje problém s přenesením momentu v případě ztráty adheze na jednom z poháněných kol. S aktivní uzavěrkou je přenesený moment, podle vztahu 1.9 a 1.10, úměrný součtu maximálních přenositelných momentů oběma hnanými koly.

Vozidlo má lepší trakční schopnosti za zhoršených adhezních podmínek, než otevřený diferenciál.

Zápornou vlastností tohoto řešení je složitost ovládání a také, že vozidlo má vlastnosti jako bez diferenciálu. Tedy s aktivní uzavěrkou dochází ke smýkání kol, zhoršené ovladatelnosti a snížení výkonu vozidla.

Samosvorné diferenciály

Samosvorné diferenciály popisuje kapitola 1.3. Lepších trakčních vlastností na površích se sníženou adhezí je dosaženo snížením mechanické účinnosti diferenciálu. Pokud se jedno hnané kolo dostane na kluzký povrch, tak kolo s vyšší adhezí má větší moment úměrný snížení účinnosti diferenciálu.

Výhodou tohoto řešení je, že nepotřebuje žádné ovládání, vozidlo má větší samovyprošťovací schopnost a větší trakci při odlehčení jedné strany.

Nevýhodou je však snížená mechanická účinnost, a tím způsobené větší ztráty. Vozidlo se také částečně chová jako bez diferenciálu a je třeba vyvinout větší sílu pro jeho natočení do zatáčky.

Elektronická závěra diferenciálu

Kapitola 1.4 popisuje systém elektronické závěry diferenciálu. Systém cíleně přibrzdí kolo s horší trakcí. Vzniklý brzdný moment se přenesení diferenciálem na kolo s větší trakcí.

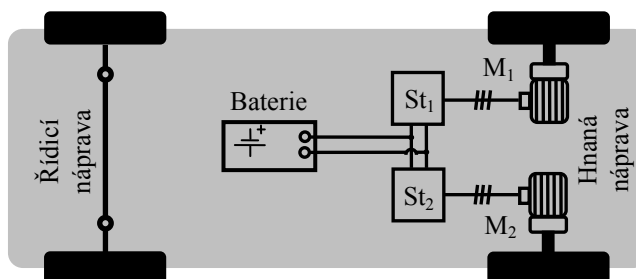
Systém ovládá řídicí jednotka, řidič ani nemusí postřehnout zhoršení adhezních podmínek. Při normálních jízdních podmínkách není aktivní a nezhoršuje účinnost převodového ústrojí. Využívá prvků vestavěných systémů a jen minimálně zvyšuje hmotnost automobilu.

Aktivní diferenciál

Kapitola 1.5 pojednává o aktivním diferenciálu, ten umožňuje stranově rozdělit krouticí moment na hnaná kola. Tímto rozdělením vznikne přídavný stáčivý moment, který natočí automobil do směru požadovaného řidičem prostřednictvím natočení volantu. Systém přispívá stabilitě a tudíž i bezpečnosti jízdy. Je také schopen realizovat předešlé funkce, hlavně uzávěrku diferenciálu.

Jedinou nevýhodou je větší hmotnost takového diferenciálu a jeho složitost.

2 Analýza soustavy elektrického pohonu vozidla s odděleným pohonem kol



Obrázek 2.1 Struktura vozidla s odděleným pohonem zadních kol [3]

Automobil s odděleným pohonem hnaných kol může mít různé koncepce:

- oddělený pohon všech kol
- oddělený pohon předních kol, které současně realizují změnu směru jízdy
- oddělený pohon zadních kol a přední kola realizující změnu směru jízdy

Obrázek 2.1 zobrazuje tzv. klasickou koncepci, tedy poháněná zadní kola s předními natáčenými. V případě elektrické soustavy s odděleným pohonem kol se celý systém skládá ze základních komponentů, a to trakční baterie, třífázového střídače a jeho řídicí jednotky (St_1 a St_2), elektromotoru (M_1 a M_2) a převodovky.

Oddělený pohon kol vyžaduje realizaci tzv. elektronického diferenciálu, který bude řídit elektromotory pohánějící jednotlivá kola při průjezdu zatáčkou a dalších specifických jízdních manévrech.

Způsob řízení elektromotorů

Metody řízení elektromotorů jsou různé, v laboratorním elektromobilu Kaipan 14 je použito vektorové řízení. Vstupní hodnotou tohoto způsobu řízení je žádaný moment motoru. Žádaný moment je získán prostřednictvím akceleračního pedálu, jako v klasickém automobilu se spalovacím motorem.

Elektronický diferenciál

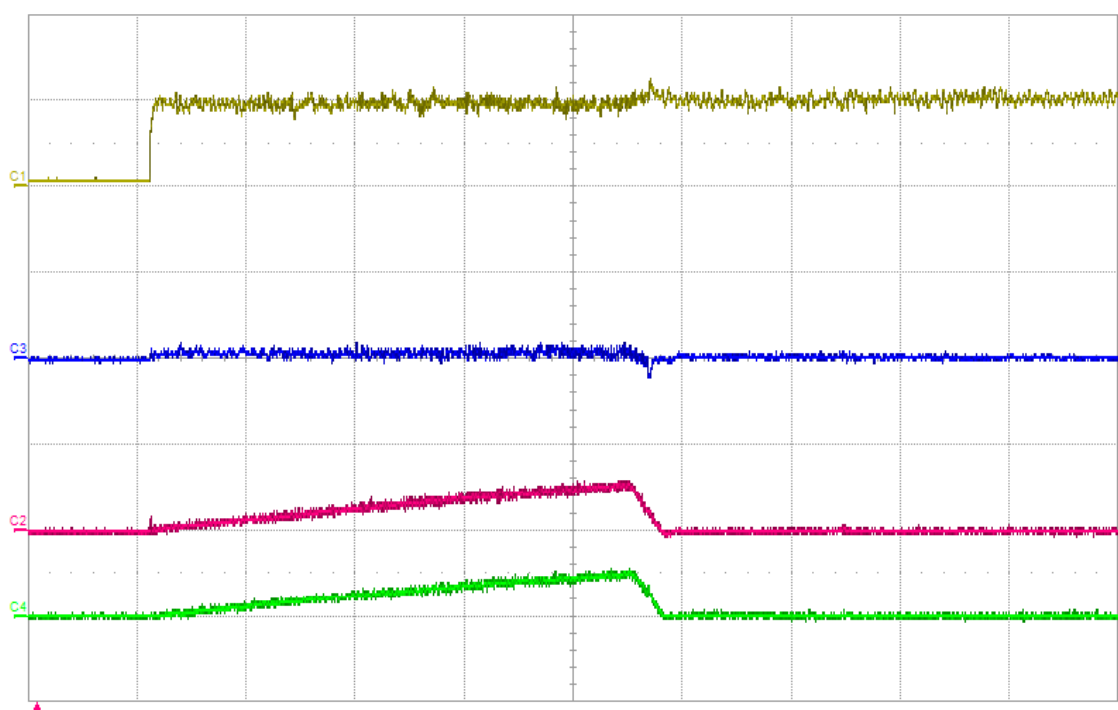
Oddělený elektrický pohon vozidla vykazuje stejné chování, jako klasická koncepce, kdy je na všech hnaných kolech stejný hnací moment. Z tohoto pohledu je tedy zřejmé, že za normálních adhezních podmínek nebude rozdíl ve vlastnostech vozidla poháněného dvěma a více elektromotory a klasickou mechanickou koncepcí.

Uzávěrka elektronického diferenciálu

V kapitole 1.2 je popsáno chování mechanického otevřeného diferenciálu, kdy v případě nízké adheze jednoho kola je maximální přenositelný moment určen nižším součinitelem adheze dle vztahu 1.11 a 1.12.

U elektronického diferenciálu není moment motorů vzájemně ovlivněn, protože jsou řízeny samostatně.

U tohoto řešení je však problémem omezení otáček, kdy při neschopnosti kola přenést hnací moment na vozovku dochází k prokluzu kola a zvýšení otáček elektromotoru na maximální konstrukční otáčky motoru. Toto je řešeno v dizertační práci [6]. Pokud se vyhodnotí prokluz jednoho z hnaných kol, je omezen žádaný moment elektromotoru takovým způsobem, že prokluzující kolo se bude otáčet stejnými otáčkami, jako kolo s dostatečnou adhezí. Průběh otáček a momentů pro tento stav je zachycen na obrázku 2.2. Žlutou je značen moment kola, které má dostatek adheze. Modrou je označen moment kola, které se protáčí. Moment je řízen na takovou hodnotu, aby otáčky protáčejšího se kola, značeno zeleně, se blížily otáčkám zabírajícího kola – červená.



Obrázek 2.2 Měření uzávěrky elektronického diferenciálu na laboratorním vozidle Kaipan 14 [6]

Aktivní diferenciál

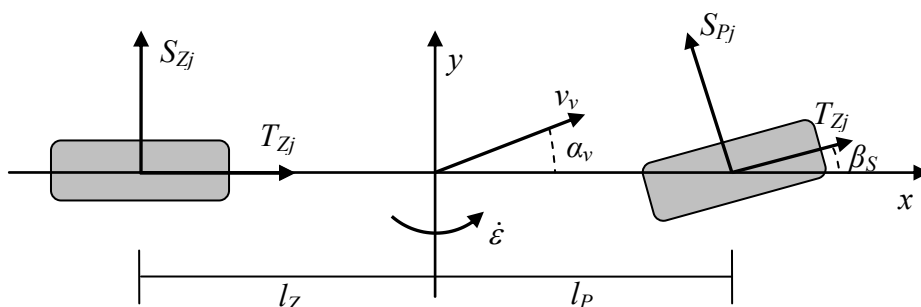
Realizace aktivního diferenciálu prostřednictvím oddělených elektromotorů, je výhodná především z pohledu nákladů na jeho realizaci. U klasické mechanické koncepce je aktivní diferenciál složitá mechanická součást náročná na výrobu a následně i provoz.

U koncepce s elektromotory je potřebná řídicí struktura s logikou řízení odpovídající analogickým mechanickým systémům.

Aktivní diferenciál je schopen rozdělovat hnací síly dle potřeby mezi pravé a levé kolo viz kap 1.5.

3 Sestavení matematického modelu automobilu

Při simulacích dynamiky automobilu se používají tři základní typy matematických modelů. Nejjednodušším přístupem je jednostopý model vozidla tzv. pseudobicykl (obr. 3.1). Ten neuvažuje rozchod kol a tím pádem ho nelze použít pro zkoumání chování automobilu vlivem stranového rozdělení hnacích sil.



Obrázek 3.1 Jednostopý model vozidla s rozložením sil [12]

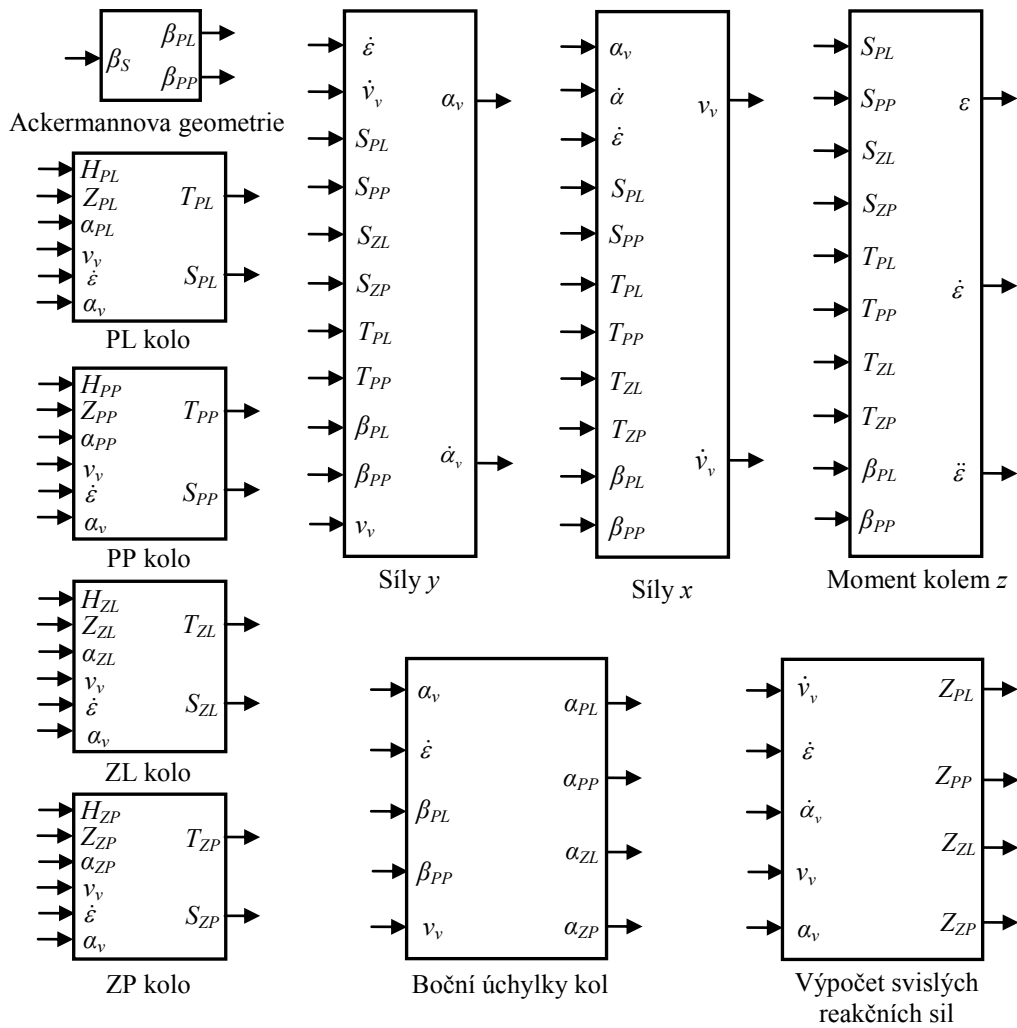
Dalším způsobem je dvoustopý rovinný model vozidla, který lze rozšířit o výpočet svislých reakcí na jednotlivých kolech. Tento přístup jsem zvolil pro simulaci, neboť při určitých předpokladech postačuje pro zkoumání chování automobilu při stranovém rozdělení hnacích sil.

Nejsložitějším modelem je pro úplnost prostorový model automobilu s uvažováním klopení karoserie s různou úrovní modelované dynamiky podvozku [10], [11].

Následně je popsán model automobilu za předpokladu respektování určitých podmínek [18]:

- automobil se pohybuje ve vodorovné rovině,
- automobil má tuhé pérování, takže boční i podélný náklon karoserie lze zanedbat,
- za tuhé lze považovat i karoserii a pneumatiky,
- systém řízení je pevný, takže úhel natočení kol lze přesně určit z natočení volantu,
- hmotnost natáčených kol je o mnoho menší, než hmotnost vozidla, takže můžeme zanedbat změnu těžiště vozidla vlivem natočení kol.

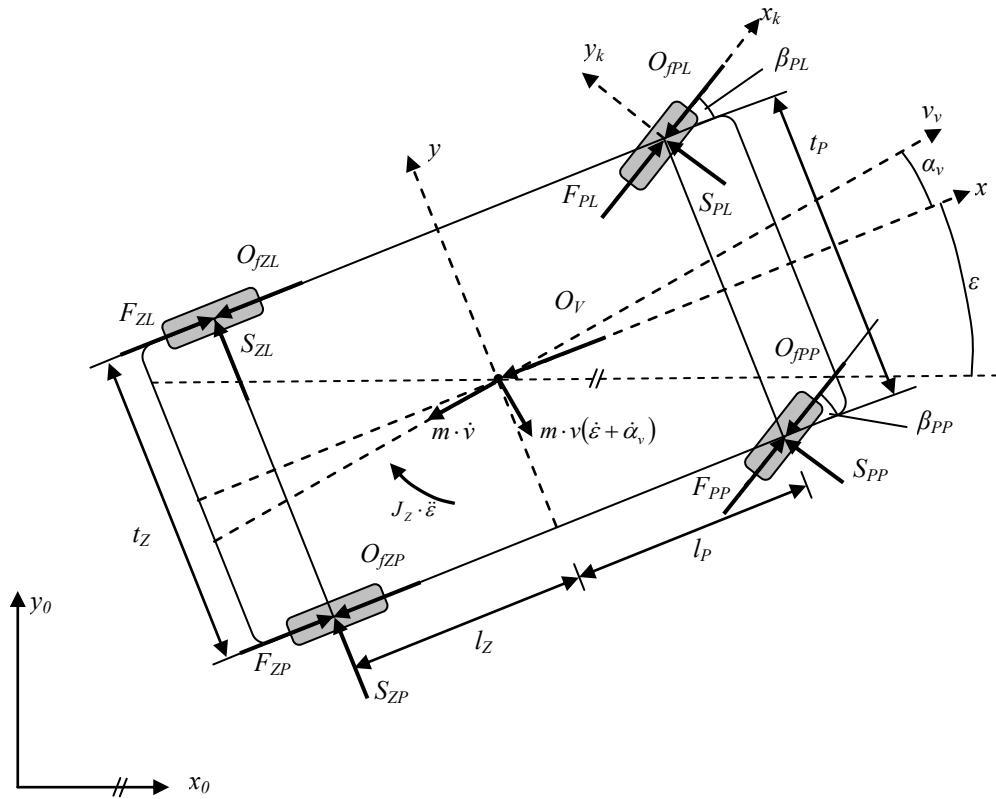
Blokové schéma dvoustopého modelu automobilu s výpočtem radiálních reakcí na pneumatikách je zobrazen na obrázku 3.2.



Obrázek 3.2 Blokové schéma matematického modelu automobilu

3.1 Pohybové rovnice automobilu

Pro sestavení matematického modelu je důležité zavést souřadnicové systémy. Všechny souřadnicové systémy jsou definované v rovině vozovky podle obrázku 3.3, kde osy x , y , z jsou osy souřadnicového systému těžiště vozidla. Osy x_0 a y_0 jsou osy počátečního bodu polohy těžiště vozidla, v této souřadnicové soustavě se vykresluje trajektorie vozidla. Osy x_k a y_k pak označují souřadnicový systém jednotlivých kol [10].



Obrázek 3.3 Dvoustupý rovinný model vozidla s rozložením sil [10]

Obrázek 3.3 zobrazuje rovinný model vozidla, podle kterého jsou sestaveny následující vztahy.

Rovnováha sil ve směru osy x (podélný pohyb):

$$\begin{aligned}
 & -m \cdot \dot{v}_v \cdot \cos(\alpha_v) + m \cdot v_v \cdot (\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha}_v) \cdot \sin \alpha_v - S_{PL} \cdot \sin \beta_{PL} - S_{PP} \cdot \sin \beta_{PP} \\
 & + T_{PL} \cdot \cos \beta_{PL} + T_{PP} \cdot \cos \beta_{PP} - O_v + T_{ZL} + T_{ZP} = 0
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Rovnováha sil ve směru osy y (podélný pohyb):

$$\begin{aligned}
 & -m \cdot v_v \cdot (\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha}_v) \cdot \cos \alpha - m \cdot \dot{v}_v \cdot \sin \alpha_v + S_{PL} \cdot \cos \beta_{PL} + S_{PP} \cdot \cos \beta_{PP} + S_{ZL} + S_{ZP} + \\
 & T_{PL} \cdot \sin \beta_{PL} + T_{PP} \cdot \sin \beta_{PP} = 0
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Momentová rovnováha kolem svislé osy z :

$$\begin{aligned}
 & -\frac{\ddot{\varepsilon}}{J_Z} + (S_{PL} \cdot \cos \beta_{PL} + S_{PP} \cdot \cos \beta_{PP}) \cdot l_P - (S_{ZL} + S_{ZP}) \cdot l_Z + (S_{PL} \cdot \sin \beta_{PL} - S_{PP} \cdot \sin \beta_{PP}) \cdot \frac{t_P}{2} \\
 & + T_{PL} \cdot l_P \cdot \sin \beta_{PL} + T_{PP} \cdot l_P \cdot \sin \beta_{PP} - T_{PL} \cdot \frac{t_P}{2} \cdot \cos \beta_{PL} + T_{PP} \cdot \frac{t_P}{2} \cdot \cos \beta_{PP} - T_{ZL} \cdot \frac{t_Z}{2} + T_{ZP} \cdot \frac{t_Z}{2} = 0
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

kde	m	hmotnost vozidla
	\dot{v}_v	zrychlení v podélném směru
	v_v	rychlost vozidla
	α_v	úhel natočení osy x vozidla od vektoru rychlosti v_v
	$\dot{\alpha}_v$	rychlost natočení osy x vozidla od vektoru rychlosti v_v
	$\dot{\varepsilon}$	rychlost stáčení vozidla
	$\ddot{\varepsilon}$	úhlové zrychlení stáčení vozidla
	S_{ij}	reakční síly vozovky působící ve směru osy y_k
	T_{ij}	reakční síly vozovky působící ve směru osy x_k
	J_Z	moment setrvačnosti vozidla k jeho svislé ose
	l_p, l_z	vzdálenosti těžiště od přední, respektive zadní nápravy
	t_p, t_z	rozvor předních, respektive zadních kol
	O_v	celkový vzdušný odpor

Odpor vzduchu

Tento jízdní odpor vzniká prouděním vzduchu kolem automobilu při jízdě. Část vzduchu proudí kolem karoserie a část se musí protlačit pod vozidlem. Za automobilem se poté proudnice v ideálním případě uzavírají. Ve skutečnosti se však ne všechny proudnice uzavřou a vzniká víření, tímto vzniká jedna složka odporu vzduchu. Druhá složka je tvořena třecími silami vznikající pohybem vzduchu kolem karoserie vozidla [10].

Celková hodnota odporu vzduchu se určuje z aerodynamického vztahu:

$$O_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_v^2 \quad (3.4)$$

kde	O_v	celkový odpor vzduchu
	c_x	součinitel odporu vzduchu
	ρ	měrná hmotnost vzduchu
	S_x	čelní plocha automobilu
	v_v	náporová rychlost vzduchu je rovna rychlosti automobilu v případě bezvětří

Typické hodnoty pro čelní plochy a součinitele vzdušného odporu jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1 Hodnoty součinitele vzdušného odporu c_x a čelní plochy S_x [10]

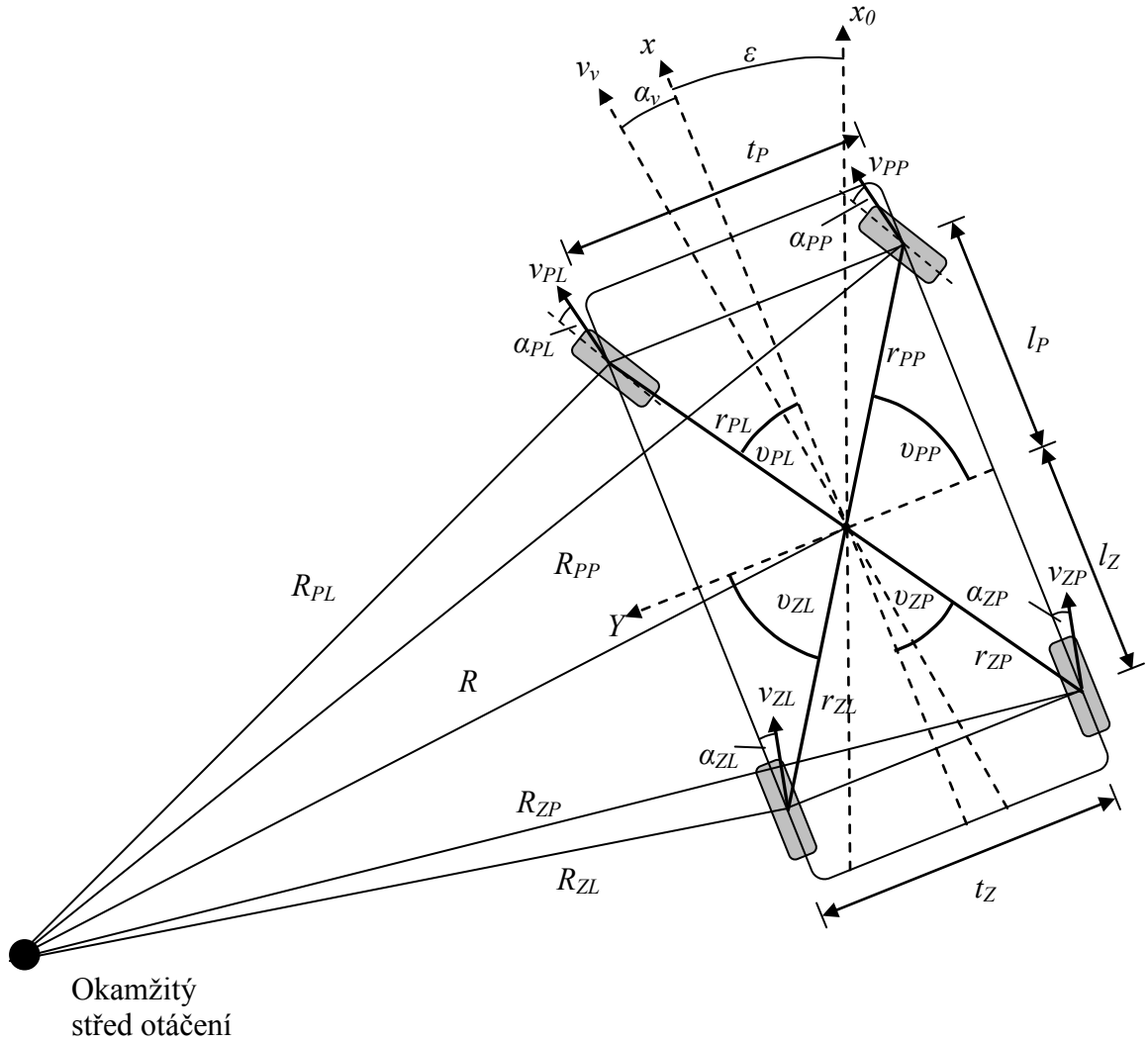
Typ vozidla	c_x [-]	S_x [m ²]
osobní automobily	0,3 – 0,4	1,6 - 2,0
sportovní vozy	0,3 – 0,35	1,3 – 1,6
závodní vozy – nekrytá kola	0,4 – 0,6	0,7 – 1,3
závodní vozy – krytá kola	0,25 – 0,35	0,8 – 1,5
nákladní vozy - valník	0,8 – 1,0	4 - 7
nákladní vozy – s přívěsem	1,0 – 1,2	5 - 8
autobusy	0,5 - 0,7	5 - 7

3.2 Model kola

Nejdůležitější částí z pohledu korektního chování modelu automobilu je model kola a pneumatiky. Tato problematika je velmi obsáhlá, existuje spousta různých simulačních modelů pneumatiky. Většina z těchto modelů je odvozená z empirických vztahů získaných měřeními a pokusy. Nejčastěji se v odborné literatuře vyskytuje Pacejka model, který je definován tzv. magickou formulí. V české literatuře se používá model HSRI a druhým často používaným modelem v zahraniční literatuře je model Burckhardt, který je použit i v této práci.

Rychlosti pohybu středu kol

Pro model je důležité znát rychlost pohybu středu kola. Ta se liší od obvodové rychlosti kola, jejíž výpočet bude popsán dále, vlivem skluzu pneumatiky. Rychlost středu se dá vyjádřit pomocí rychlosti těžiště vozidla v , a součtu rychlostí natočení vozidla od vektoru rychlosti $\dot{\alpha}_v$ se stáčivou rychlostí vozidla $\dot{\epsilon}$. Geometrickou superpozicí podle obr. 3.4 získáme rychlosti pohybu středů jednotlivých kol.



Obrázek 3.4 Geometrické rozložení veličin pro výpočet rychlosti středu kol [13]

Vztahy pro jednotlivé vzdálenosti:

$$\begin{aligned}
 r_{PL} &= \sqrt{l_P^2 + \left(\frac{t_P}{2}\right)^2} & r_{ZL} &= \sqrt{l_Z^2 + \left(\frac{t_Z}{2}\right)^2} \\
 r_{PP} &= \sqrt{l_P^2 + \left(\frac{t_P}{2}\right)^2} & r_{ZP} &= \sqrt{l_Z^2 + \left(\frac{t_Z}{2}\right)^2} .
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

Vztahy pro jednotlivé úhly:

$$\begin{aligned} \mathcal{G}_{PL} &= \arctan \frac{t_P}{l_P} & \mathcal{G}_{ZL} &= \arctan \frac{l_Z}{\frac{t_Z}{2}} \\ \mathcal{G}_{PP} &= \arctan \frac{l_P}{\frac{t_P}{2}} & \mathcal{G}_{ZP} &= \arctan \frac{\frac{t_Z}{2}}{l_Z} \end{aligned} \quad (3.6)$$

kde

l_P, l_Z vzdálenosti těžiště od přední, respektive zadní nápravy,

t_P, t_Z rozvor předních, respektive zadních kol.

Rychlost pohybu středu kol je složena ze dvou složek: složky rychlosti automobilu v_v a složky rychlosti rotace kolem svíslé osy $\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}_v$. Rozdělením na složky v ose x a složky v ose y dostaneme vztahy:

$$\begin{aligned} \vec{v}_{PL} &= (v_v \cdot \cos \alpha_v - \dot{\epsilon} \cdot r_{PL} \cdot \sin \mathcal{G}_{PL}) \cdot \vec{e}_X + (v_v \cdot \sin \alpha_v + \dot{\epsilon} \cdot r_{pl} \cdot \cos \mathcal{G}_{pl}) \cdot \vec{e}_Y \\ \vec{v}_{PP} &= (v_v \cdot \cos \alpha_v + \dot{\epsilon} \cdot r_{PP} \cdot \cos \mathcal{G}_{PP}) \cdot \vec{e}_X + (v_v \cdot \sin \alpha_v + \dot{\epsilon} \cdot r_{PP} \cdot \sin \mathcal{G}_{PP}) \cdot \vec{e}_Y \\ \vec{v}_{ZL} &= (v_v \cdot \cos \alpha_v - \dot{\epsilon} \cdot r_{ZL} \cdot \cos \mathcal{G}_{ZL}) \cdot \vec{e}_X + (v_v \cdot \sin \alpha_v - \dot{\epsilon} \cdot r_{ZL} \cdot \sin \mathcal{G}_{ZL}) \cdot \vec{e}_Y \\ \vec{v}_{ZP} &= (v_v \cdot \cos \alpha_v + \dot{\epsilon} \cdot r_{ZP} \cdot \sin \mathcal{G}_{ZP}) \cdot \vec{e}_X + (v_v \cdot \sin \alpha_v - \dot{\epsilon} \cdot r_{ZP} \cdot \cos \mathcal{G}_{ZP}) \cdot \vec{e}_Y \end{aligned} \quad (3.7)$$

kde \vec{e}_X označuje směr x v souřadnicovém systému automobilu, \vec{e}_Y pak směr y .

Absolutní hodnotu rychlostí středu kol získáme pomocí pythagorovy věty ze složek \vec{e}_X a \vec{e}_Y .

Dále lze $\cos \alpha_v$ a $\sin \alpha_v$ aproximovat jako $\cos \alpha_v \approx 1$, $\sin \alpha_v \approx \alpha_v$. Za předpokladu, že bude α_v menší než 10° bude chyba menší než 0,5% [13].

Boční úchylka kol

Vztahy 3.7 jsou základem pro určení bočních úchylek kol. Tato úchylka je definována dle obrázku 3.4, jako úhel mezi osou x_k příslušného kola a vektorem rychlosti středu téhož kola. Tato úchylka vzniká jako důsledek částečného smyku kola, a také díky její boční poddajnosti [13].

$$\alpha_{PL} = \beta_{PL} - \arctan\left(\frac{v_v \cdot \sin \alpha_v + \dot{\varepsilon} \cdot r_{PL} \cdot \cos \vartheta_{PL}}{v_v \cdot \cos \alpha_v - \dot{\varepsilon} \cdot r_{PL} \cdot \sin \vartheta_{PL}}\right)$$

$$\alpha_{PP} = \beta_{PP} - \arctan\left(\frac{v_v \cdot \sin \alpha_v + \dot{\varepsilon} \cdot r_{PP} \cdot \sin \vartheta_{PP}}{v_v \cdot \cos \alpha_v + \dot{\varepsilon} \cdot r_{PP} \cdot \cos \vartheta_{PP}}\right)$$

$$\alpha_{ZL} = -\arctan\left(\frac{v_v \cdot \sin \alpha_v - \dot{\varepsilon} \cdot r_{ZL} \cdot \sin \vartheta_{ZL}}{v_v \cdot \cos \alpha_v - \dot{\varepsilon} \cdot r_{ZL} \cdot \cos \vartheta_{ZL}}\right)$$

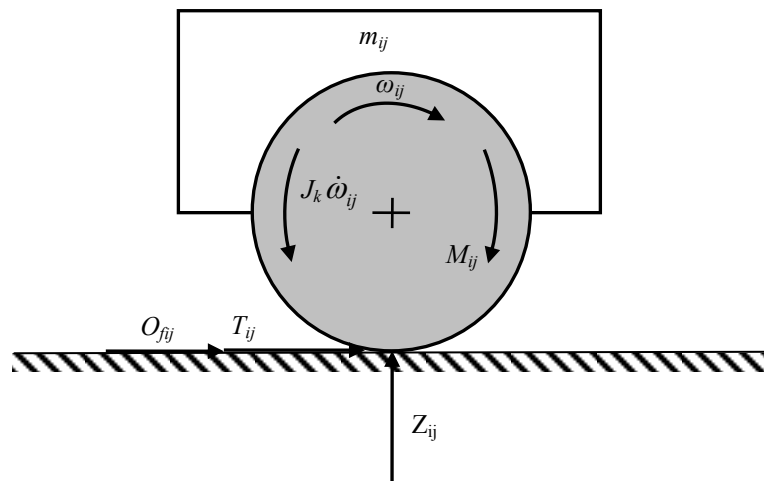
$$\alpha_{ZP} = -\arctan\left(\frac{v_v \cdot \sin \alpha_v - \dot{\varepsilon} \cdot r_{ZP} \cdot \cos \vartheta_{ZP}}{v_v \cdot \cos \alpha_v + \dot{\varepsilon} \cdot r_{ZP} \cdot \sin \vartheta_{ZP}}\right) \quad (3.8)$$

Úhlová rychlost kola

Aplicací zákonů mechaniky dostaneme pohybovou rovnici rotačního pohybu kola. Jednotlivé veličiny jsou zavedeny na obrázku 3.5 [15].

$$J_K \omega_{ij} = M_{ij} - O_{fij} r_{stat} - T_{ij} r_{stat} \quad (3.9)$$

kde	J_K	moment setrvačnosti kola
	ω_{ij}	úhlová rychlost příslušného kola
	M_{ij}	hnací moment příslušného kola $M_{ij} = F_{ij} r_v$
	O_{fij}	valivý odpor kola
	r_v	výpočtový poloměr kola
	T_{ij}	reakční síla vozovky působící ve směru osy x_k
	m_{ij}	rozložení celkové hmotnosti vozidla na jednotlivá kola
	Z_{ij}	svislá reakční síla působící na kola



Obrázek 3.5 Subsystem otáčení kola [15]

Valivý odpor pneumatiky

Valivý odpor pneumatiky vzniká vlivem její deformace při jízdě. Hodnota valivého odporu je přímo úměrná velikosti zatěžovací svislé síly, která působí na pneumatiku. Druhým faktorem ovlivňujícím valivý odpor je druh povrchu, po kterém se vozidlo pohybuje. Ten je vyjádřen součinitelem valivého odporu f_k , jehož hodnoty pro vybrané povrchy jsou uvedeny v tabulce 3.2. Hodnota valivého odporu je dána vztahem [10]:

$$O_{fij} = Z_{ij} f_k \quad (3.10)$$

Tabulka 3.2 Hodnoty součinitele valivého odporu pro vybrané povrchy[10]

Povrch	f_k
Asfalt	0,01 – 0,02
Beton	0,015 – 0,025
Kočíčí hlavy	0,02 – 0,03
Sníh	0,2 – 0,4
Led	0,01 – 0,025

Skluz pneumatik

Podélný skluz pneumatik se vypočítává z obvodové rychlosti kola a rychlosti středu kola. Obvodovou rychlost získáme ze známé úhlové rychlosti kola ω_{ij} a výpočtového poloměru kola r_v . Rychlost středu kola v_{ij} je popsána vztahem 3.7.

Příčný skluz kola je dán jako tangens boční úchylky kol α_{ij} .

Skluz kola je definován zvlášť pro případ brzdění, kdy je obvodová rychlost menší než rychlost středu kola a akcelerace, kdy je obvodová rychlost kola větší než rychlost středu [13], [14], [15].

	Akcelerace $\omega_{ij}r_v > v_{ij}$	Brzdění $\omega_{ij}r_v \leq v_{ij}$
Podélný skluz	$s_X = \frac{\omega_{ij}r_v - v_{ij}}{\omega_{ij}r_v}$	$s_Y = \frac{\omega_{ij}r_v - v_{ij}}{v_{ij}}$
Příčný skluz	$s_Y = \tan \alpha_{ij}$	

(3.11)

Celkový skluz bude vždy ležet v intervalu od -1 do 1. Celkový skluz je dán geometrickým součtem [13]:

$$s_C = \sqrt{s_X^2 + s_Y^2} \quad (3.12)$$

Koeficient tření

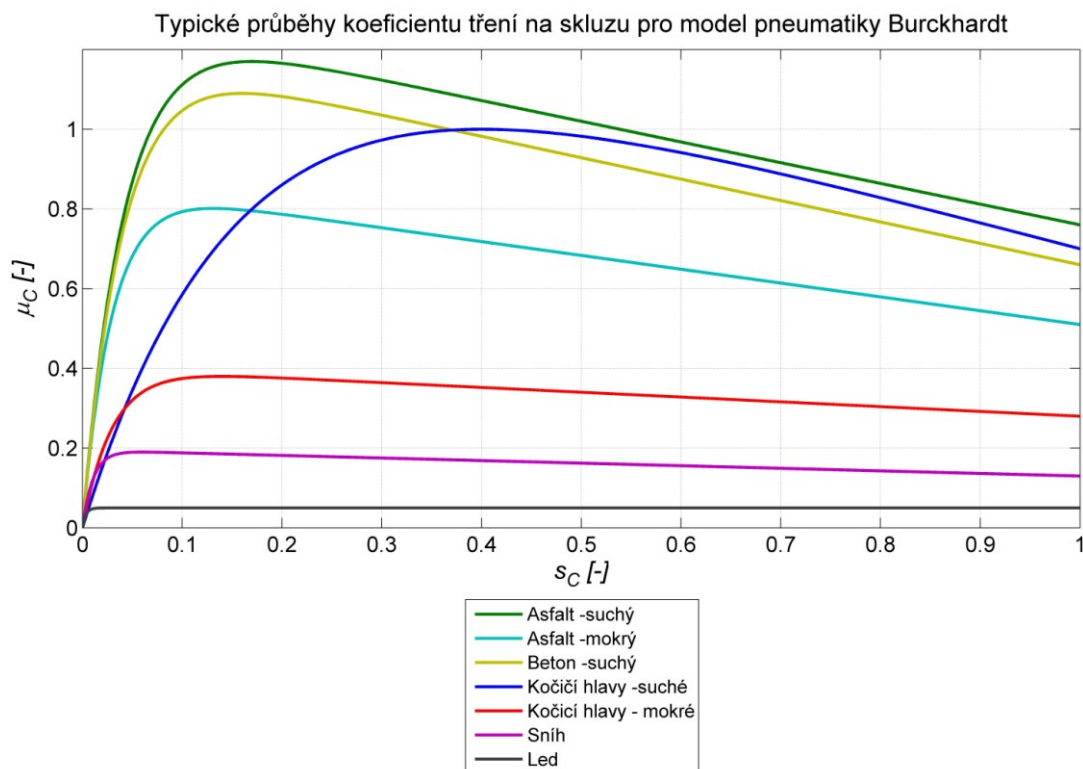
Koeficient tření μ_c se dá aproximovat dle modelu pneumatiky Burckhardt, vztahem závislým na celkovém skluzu pneumatiky [13], [14].

$$\mu_c = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 s_C}) - c_3 \cdot s_C \quad (3.13)$$

Kde c_1, c_2 a c_3 jsou koeficienty modelu pneumatiky Burckhardt a jsou uvedeny v následující tabulce 3.3.

Tabulka 3.3 Koeficienty pro model pneumatiky Burckhardt [13]

	c_1	c_2	c_3
Asfalt- suchý	1,2801	23,99	0,52
Asfalt- mokrý	0,857	33,822	0,347
Beton- suchý	1,1973	25,168	0,5373
Kočičí hlavy - suché	1,3713	6,4565	0,6691
Kočičí hlavy- mokré	0,4004	33,7080	0,1204
Sníh	0,1946	94,129	0,0646
Led	0,05	306,39	0



Obrázek 3.6 Typické průběhy součinitele tření pro model pneumatiky Burckhardt [13]

Výpočet třecích sil

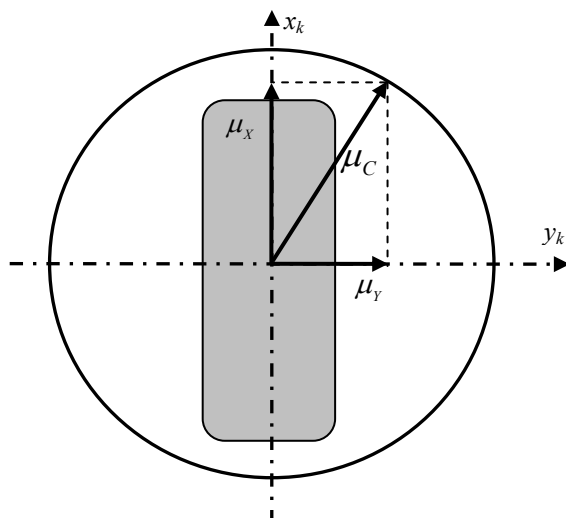
Koeficient tření pro směr osy x_k μ_x a koeficient tření pro osu y_k μ_y je dán:

$$\mu_x = \mu_c \cdot \frac{s_x}{s_c} \qquad \mu_y = \mu_c \cdot \frac{s_y}{s_c} \qquad (3.14)$$

Ve skutečnosti je koeficient tření závislý na směru skluzu. Třecí koeficient v příčném směru nedosahuje stejných maximálních hodnot, jako v podélném směru. Tuto skutečnost vyjadřuje tzv. Kammova adhezní kružnice (obr. 3.7). Vztah (3.14) se tímto změní na:

$$\mu_x = \mu_c \cdot \frac{s_x}{s_c} \qquad \mu_y = k_y \cdot \mu_c \cdot \frac{s_y}{s_c} \qquad (3.15)$$

Kde k_y vyjadřuje redukční koeficient, který pro běžné nízkoprofilové pneumatiky náleží intervalu 0,9 až 0,95. Kammova adhezní kružnice se změní na elipsu pro případ $k_y < 1$.



Obrázek 3.7 Kammova adhezní kružnice

Reakční síly T_{ij} působící mezi pneumatikou a vozovkou ve směru osy x_k a reakční síly S_{ij} působící ve směru osy y_k se získají jako násobek síly Z_{ij} , která působí svisle na pneumatiku, a příslušného koeficientu tření.

Pro směr osy x_k tedy platí:

$$T_{ij} = \mu_x \cdot Z_{ij} \quad (3.16)$$

Pro směr osy y_k :

$$S_{ij} = \mu_y \cdot Z_{ij} \quad (3.17)$$

Z Kammovy kružnice vyplývá podmínka, která musí být dodržena, a to aby geometrický součet sil ve směru osy x_k a směru osy y_k nepřesáhnul hranici danou svisle působící silou a celkovým součinitelem tření [13], [16].

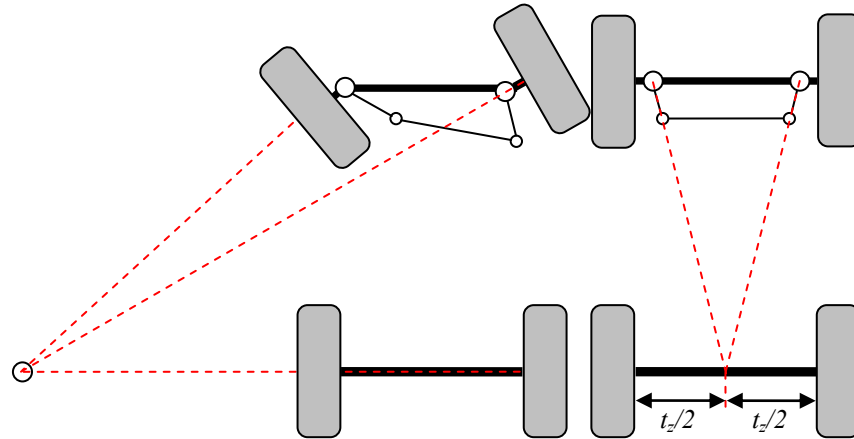
$$\sqrt{T_{ij}^2 + S_{ij}^2} \leq \mu_c \cdot Z_{ij} \quad (3.18)$$

Úhel natočení kol

V simulačním modelu se změna směru jízdy provede nastavením středního úhlu natočení kol β_s . Tento úhel je však nutné převést na úhly natočení kol v souladu s kinematikou přední nápravy. Kinematika řízení v modelu je zvolena dle Ackermannovy teorie řízení (obr. 3.8). Podle které se musí osy jednotlivých kol protínat v jednom bodě. Tento bod, který pak určuje poloměr zatáčení vozidla, leží na ose zadní nápravy.

Pro dodržení této teorie se musí jednotlivá kola přední nápravy natočit o různý úhel. Pro přední levé kolo je tento úhel značen β_{PL} a pro pravé přední kolo β_{PP} . Hodnota těchto úhlů je dána rozchodem přední nápravy t_p , rozvorem náprav l a středním úhlem natočení kol β_s .

$$\beta_{PL} = \operatorname{arctg} \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_s} - \frac{t_p}{2l}} \quad \beta_{PP} = \operatorname{arctg} \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_s} + \frac{t_p}{2l}} \quad (3.19)$$



Obrázek 3.8 Geometrie Ackermannova řízení [21]

3.3 Výpočet svislých sil

Svislé zatížení jednotlivých kol je za klidu vozidla dáno polohou těžiště. Při jízdě se však zatížení jednotlivých kol mění vlivem setrvačných sil, které působí v těžišti vozidla při změně podélné nebo příčné rychlosti. Tyto síly vytvářejí přídavné momenty díky nenulové výšce těžiště automobilu.

Při uvažování ideálně tuhé karoserie a podvozku, lze svisle působící síly vypočítat způsobem naznačeným na obrázcích 3.9 a 3.10. Pro tento výpočet je důležité uvažovat zrychlení orientované v souřadnicovém systému těžiště automobilu, tedy ve směrech os x a y .

Zrychlení působící ve směru osy x je dle vztahu 3.1 a obrázku 3.3 dáno vztahem:

$$a_x = \dot{v}_v \cdot \cos(\alpha_v) + v \cdot (\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}_v) \cdot \sin \alpha_v \quad (3.20)$$

a ve směru osy y vychází ze vztahu 3.2 a obrázku 3.3:

$$a_y = v_v (\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}_v) \cos \alpha - \dot{v}_v \sin \alpha_v \quad (3.21)$$

S takto zavedenými veličinami nejprve získáme rozdělení svislých sil mezi přední a zadní nápravou [13].

$$Z_{PN} = \frac{g \cdot m \cdot l_z - a_x \cdot m \cdot h_t}{l_p + l_z} \quad (3.22)$$

$$Z_{ZN} = \frac{g \cdot m \cdot l_p + a_x \cdot m \cdot h_t}{l_p + l_z} \quad (3.23)$$

kde	Z_{PN}	svislá síla působící na přední nápravu
	Z_{ZN}	svislá síla působící na zadní nápravu
	m	hmotnost automobilu
	l_p	vzdálenost těžiště automobilu od přední nápravy
	l_z	vzdálenost těžiště automobilu od zadní nápravy
	h_t	výška těžiště automobilu nad povrchem
	g	tíhové zrychlení

Sily Z_{PN} se rozdělí mezi kola přední nápravy v poměru 50/50 při nulovém zrychlení a_y ve směru osy y . Při nenulovém zrychlení a_y jsou pak svislé síly na kolech přední nápravy dány vztahem [13]:

$$Z_{PP} = \frac{Z_{PN}}{2} + Z_{PN} \cdot \frac{a_y}{g} \cdot \frac{h_t}{t_p} \quad (3.24)$$

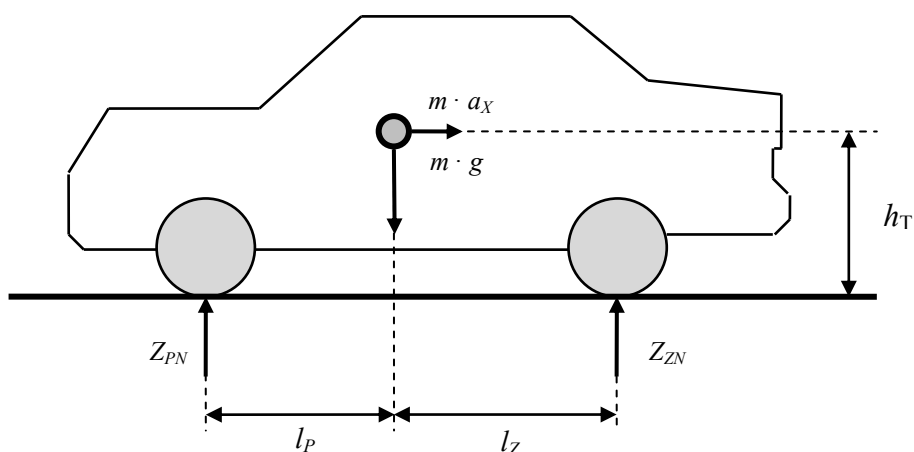
$$Z_{PL} = \frac{Z_{PN}}{2} - Z_{PN} \cdot \frac{a_y}{g} \cdot \frac{h_t}{t_p} \quad (3.25)$$

Obdobně lze získat svislé síly pro kola zadní nápravy:

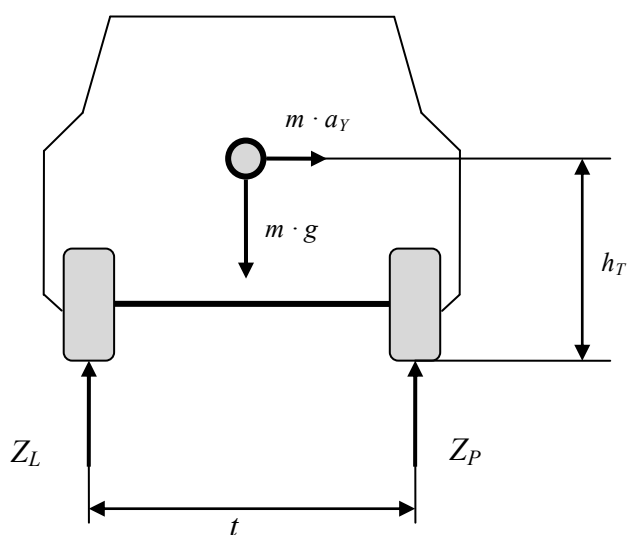
$$Z_{ZP} = \frac{Z_{ZN}}{2} + Z_{ZN} \cdot \frac{a_y}{g} \cdot \frac{h_t}{t_z} \quad (3.26)$$

$$Z_{ZL} = \frac{Z_{ZN}}{2} - Z_{ZN} \cdot \frac{a_y}{g} \cdot \frac{h_t}{t_z} \quad (3.27)$$

- kde Z_{PP} svislá síla působící na PP kole
 Z_{PL} svislá síla působící na PL kole
 Z_{ZP} svislá síla působící na ZP kole
 Z_{ZL} svislá síla působící na ZL kole
 t_p rozchod kol přední nápravy
 t_z rozchod kol zadní nápravy



Obrázek 3.9 Rozdělení svislých sil během akcelerace [13]



Obrázek 3.10 Rozdělení svislých sil během zatáčení [13]

3.4 Parametry simulace

Laboratorní elektromobil Kaipan

Následující část práce je zaměřena na návrh řízení elektronického diferenciálu pro laboratorní elektromobil Kaipan. Elektromobil je postaven na základě modelu Kaipan 14, jedná se o malý dvoumístný roadster s prostorovým trubkovým rámem a laminátovou karoserií. Většina komponentů podvozku, řízení a interiéru je převzata z modelu Škoda Favorit.

Elektromobil má poháněná přední kola, která zároveň zajišťují změnu směru. V nynější verzi vozidla jsou umístěny dva asynchronní sériově vyráběné motory na napětí 230/400 V, o jmenovitém výkonu 3 kW. Motory jsou vodou chlazené a počítá se s maximálním výkonem 9 kW na jeden motor, tedy s trojnásobným přetížením.

Další technické údaje jsou uvedeny v tabulce 3.4, ve které jsou mimo jiné obsaženy zbylé údaje použité pro simulační model [19], [6].

Tabulka 3.4 Tabulka s parametry použitými v simulaci

Hmotnost	$m = 911 \text{ kg}$	hmotnost uvedena s dvoučlennou posádkou
Hmotnost nad přední nápravou	$m_P = 525 \text{ kg}$	
Hmotnost nad zadní nápravou	$m_Z = 386 \text{ kg}$	
Rozvor náprav	$l = 2,450 \text{ m}$	
Vzdálenost těžiště od přední nápravy	$l_1 = 1,038 \text{ m}$	viz vzorec 3.28 a 3.29
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	$l_2 = 1,412 \text{ m}$	
Rozchod předních kol	$t_p = 1,435 \text{ m}$	
Rozchod zadních kol	$t_z = 1,395 \text{ m}$	
Výpočtový poloměr kola	$r_v = 0,28 \text{ m}$	
Převodový poměr mezi hnací hřídelí motoru a kolem	$i_c = 6,1$	
Výška těžiště	$h_t = 430 \text{ mm}$	
Moment setrvačnosti vozidla k svisle ose z	$J_Z = 1100 \text{ kg.m}^2$	
Moment setrvačnosti kola k ose otáčení	$J_k = 0,96 \text{ kg.m}^2$	
Čelní plocha vozidla	$S_x = 1,8 \text{ m}^2$	
Součinitel odporu vzduchu	$c_x = 0,37$	
Redukční koeficient Kammovy kružnice	$k_Y = 0,9$	
Hustota vzduchu	$\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$	

Výpočet l_p a l_z

Ze známých hmotností m_p a m_z lze dopočítat vzdálenost těžiště od přední nápravy:

$$l_p = l \cdot \frac{m_z}{m} = 2,450 \cdot \frac{386}{911} = 1,038 \text{ m} \quad (3.28)$$

a vzdálenost těžiště od zadní nápravy

$$l_z = l \cdot \frac{m_p}{m} = 2,450 \cdot \frac{525}{911} = 1,412 \text{ m} \quad (3.29)$$

4 Řízení elektronického diferenciálu

Cílem této části je navrhnout způsob řízení momentů motorů, který by využil výhod nezávislého řízení obou elektromotorů. Způsob řízení je odvozen od logiky řízení aktivního diferenciálu, viz kapitola 1.5. Tento systém je navrhnout pro laboratorní elektromobil Kaipan. Elektromobil není vybaven snímači potřebnými pro korekci dynamických vlastností automobilu, proto jsem se omezil na chování v ustálených stavech a na známém povrchu, kterým je suchý asfalt.

Pro takto daný cíl je potřeba znát úhel natočení předních kol a rychlost vozidla. Laboratorní vozidlo je potřeba dovybavit snímačem natočení volantu, ze kterého se odvodí úhel natočení kol. Rychlost vozidla se zjistí z otáček jednotlivých elektromotorů a známého převodového poměru.

Dostředivé zrychlení

Podle Ackermannovy řídicí teorie a při neuvažování bočních úchylek kol, je teoretické dostředivé zrychlení dáno středním úhlem natočení kol β_s , rozvorem náprav l a rychlostí vozidla v_v (vztah 4.1). Průběh dostředivého zrychlení definuje maximální hodnoty natočení kol pro určitou rychlost. V podstatě je tímto dáno, že například při rychlosti vozidla 100 km/h nelze natočit kola do maximálního rejdu, aniž by nedošlo ke smyku a případné havárii.

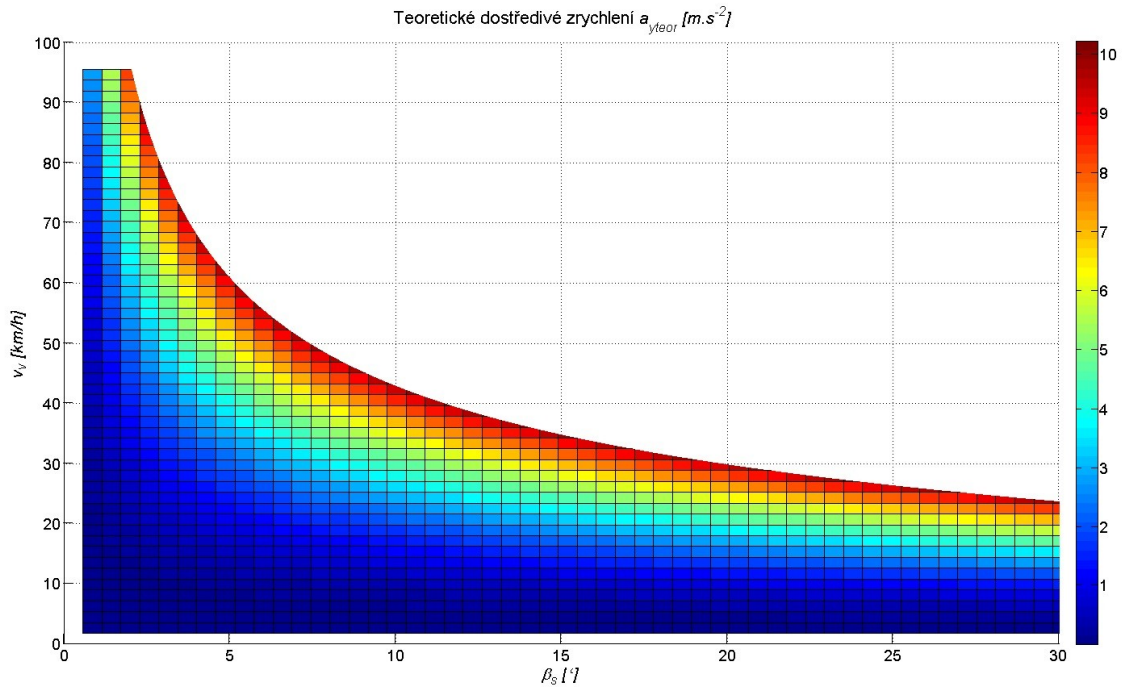
$$a_{y_{teor}} = \frac{v_v^2 \cdot \tan \beta_s}{l} \quad (4.1)$$

Maximální dostředivé zrychlení, kterého je automobil schopen dosáhnout je dáno teoreticky jen povrchem vozovky, tedy součinitelem adheze μ_{MAX} . Dostředivé zrychlení působí ve směru osy y . Běžné nízkoprofilové pneumatiky jsou schopny v příčném směru přenášet nižší síly než v podélném, toto vyjadřuje tzv. redukční koeficient Kammovy kružnice k_y . Maximální teoretické dostředivé zrychlení je dáno:

$$a_{y_{teorMAX}} = \mu_{MAX} \cdot k_s \cdot g = 1,16 \cdot 0,9 \cdot 9,81 = 10,2 \text{ms}^{-2} \quad (4.2)$$

kde g tíhové zrychlení
 μ_{MAX} maximální součinitel tření pro suchý asfalt

Dle vztahu 4.1 a 4.2 lze graficky vyjádřit závislost dostředivého zrychlení na rychlosti a úhlu natočení volantu s respektováním vlastností vozovky obr. 4.1.



Obrázek 4.1 Teoretické dostředivé zrychlení v závislosti na natočení kol a rychlosti vozidla

4.1 Jízdní vlastnosti vozidla

Faktor stability

Vlastnosti vozidla, dle [10], lze posoudit pomocí tzv. faktoru stability:

$$K = m \cdot \frac{C_{\alpha Z} \cdot l_z - C_{\alpha P} \cdot l_p}{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l} \quad (4.3)$$

- kde
- $C_{\alpha P}$ směrová tuhost obou pneumatik přední nápravy
 - $C_{\alpha Z}$ směrová tuhost obou pneumatik zadní nápravy
 - l_p vzdálenost těžiště od přední nápravy
 - l_z vzdálenost těžiště od zadní nápravy
 - l rozvor náprav

Pro případ stejných pneumatik na nápravách $C_{\alpha} = C_{\alpha P} = C_{\alpha Z}$, lze vztah 4.3 zjednodušit na tvar:

$$K = m \cdot \frac{l_z - l_p}{C_{\alpha} l} \quad (4.4)$$

Je-li $K = 0$, pak má vozidlo neutrální vlastnosti, pro $K > 0$ má nedotáčivé a pro $K < 0$ má přetáčivé vlastnosti.

Rozhodujícím faktorem pro chování vozidla je rozložení vah na nápravách, a tedy hodnoty $l_p = 1,04 \text{ m}$ a $l_z = 1,41 \text{ m}$. Pro tyto hodnoty získané vážením laboratorního vozidla je faktor stability $K > 0$ a vozidlo se chová nedotáčivě.

Směrové úchytky na nápravách

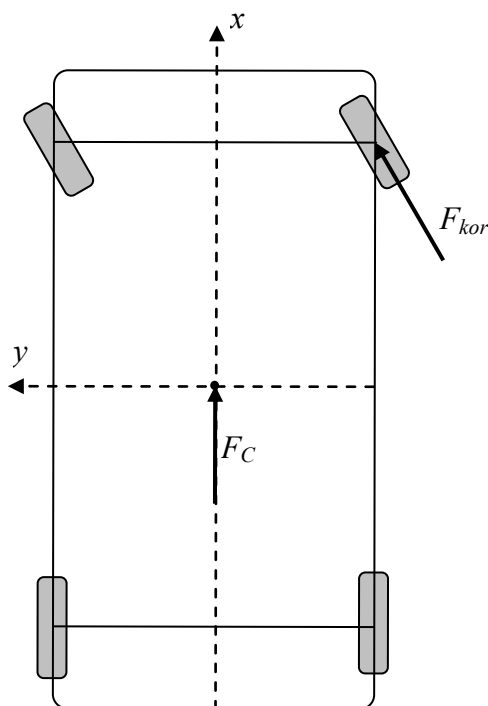
Pro korekci nedotáčivosti je potřeba korigovat podle údaje, který se mění v závislosti na jízdním stavu automobilu, a to jsou směrové úchytky na nápravách, α_p - směrová úchytky na přední nápravě a α_z - zadní nápravě. Ty jsou definované jako úhel odchytky y_k kola od vektoru rychlosti skutečného pohybu kola (viz obr. 3.4). V simulacích jsou směrové úchytky na nápravách vypočítávány jako průměr směrových úchytek obou kol na příslušné nápravě.

$$\alpha_p = \frac{\alpha_{pL} + \alpha_{pP}}{2} \qquad \alpha_z = \frac{\alpha_{zL} + \alpha_{zP}}{2} \qquad (4.5)$$

Při $\alpha_p > \alpha_z$ je vozidlo nedotáčivé, $\alpha_p < \alpha_z$ přetáčivé a při $\alpha_p = \alpha_z$ vozidlo vykazuje neutrální chování [10].

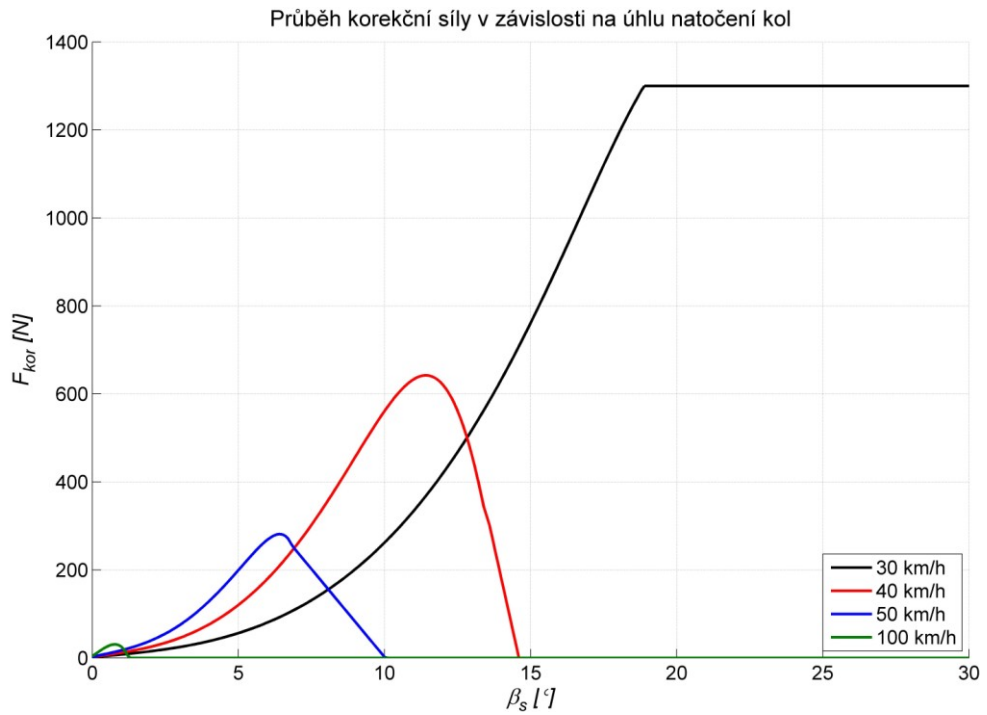
4.2 Korekce nedotáčivosti vozidla

Pro získání potřebných dat jsem nejprve v simulačním modelu zavedl hnací sílu automobilu do jeho těžiště. Dále jsem zavedl korekční hnací sílu F_{kor} . Ta působí při průjezdu zatáčkou na vnějším hnaném kole vozidla obr 4.2.

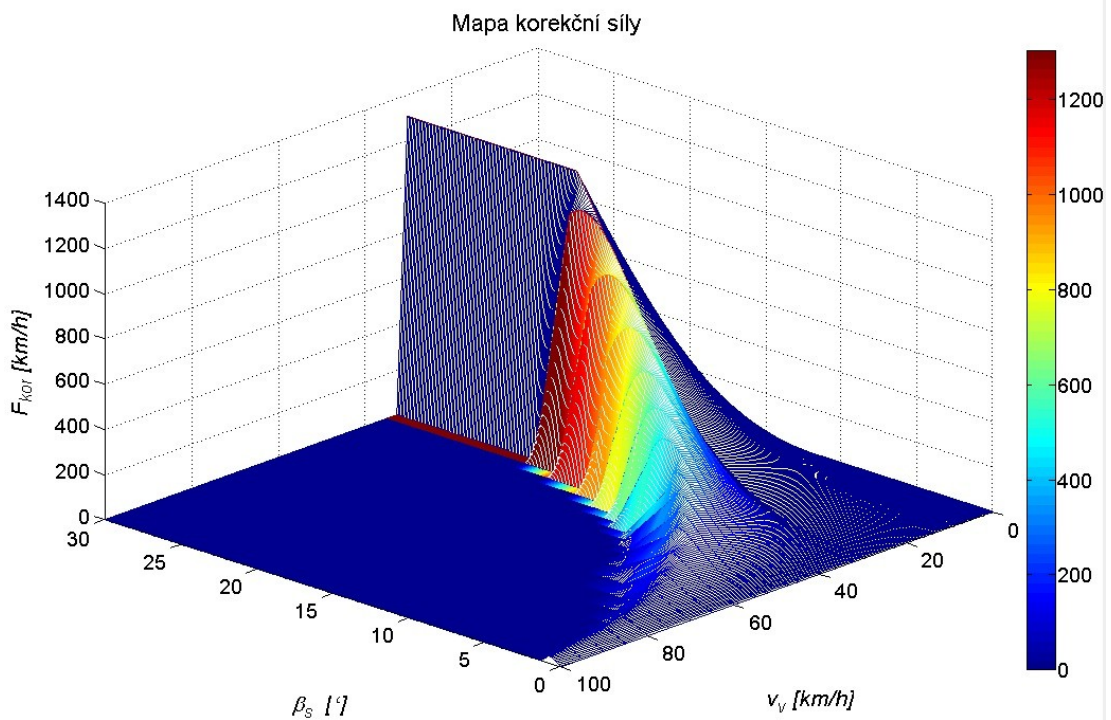


Obrázek 4.2 Zavedení korekční síly a hnací síly modelu

Takto jsem provedl simulace pro různé rychlosti v intervalu od 0 km/h po 100 km/h, vždy se zvyšujícím se úhlem natočení kol v intervalu 0° až 30° . Pomocí korekční síly F_{kor} se korigoval rozdíl $\alpha_p - \alpha_z \Rightarrow 0$. Tímto způsobem jsem získal hodnoty korekční síly, které jsou zobrazeny na obrázku 4.3, jako závislost korekční síly na středním úhlu natočení kol. Pro přehlednost jsou zobrazeny průběhy jen pro určité rychlosti. Obrázek 4.4 pak zobrazuje kompletní získané průběhy jako trojrozměrnou mapu. Data pro vytvoření trojrozměrné mapy jsou v příloze I.



Obrázek 4.3 Průběh korekční síly v závislosti na středním úhlu natočení kol



Obrázek 4.4 Mapa korekční síly v závislosti na středním úhlu natočení kol a rychlosti automobilu

Hnací síly na kolech

Celková hnací síla na kolech musí vždy odpovídat požadavku řidiče a nesmí být ovlivněná velikostí korekční síly. Toto se zajistí přičtením korekční síly k žádané hnací síle podle vztahu:

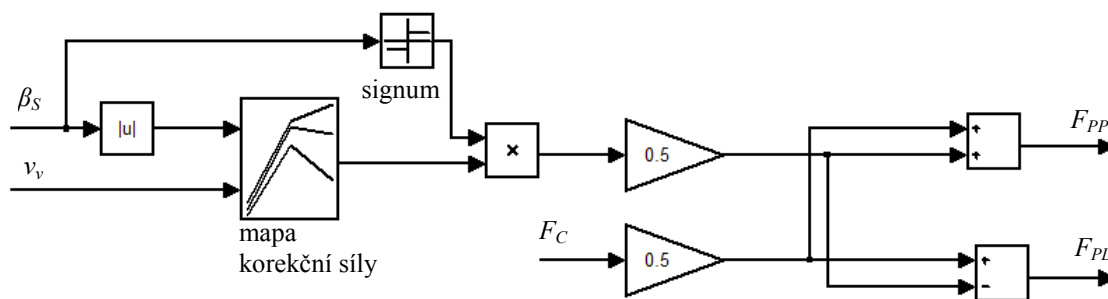
$$F_{PL} = \frac{F_C}{2} - \frac{F_{kor}}{2} \quad \text{pro PL kolo} \quad (4.6)$$

$$F_{PP} = \frac{F_C}{2} + \frac{F_{kor}}{2} \quad \text{pro PP kolo} \quad (4.7)$$

Výsledná hnací síla není ovlivněná velikostí korekční síly, což dokazuje následující vztah získaný dosazením (4.6) do (4.7):

$$F_C = F_{PL} + F_{PP} - \frac{F_{kor}}{2} + \frac{F_{kor}}{2} = F_{PL} + F_{PP} \quad (4.8)$$

Mapa korekční síly je získána jen pro kladné natočení kol, tedy pro zatáčení vlevo. Pro zatáčení vpravo je vypočtena absolutní hodnota natočení kol a takto získaná kladná korekční síla je násobena funkcí signum úhlu natočení kol. Způsob výpočtu hnacích sil je znázorněn na obrázku 4.5.



Obrázek 4.5 Způsob výpočtu hnacích sil

4.3 Porovnání jízdních vlastností vozidla

Charakteristická zatáčivost

Průběh charakteristické zatáčivosti definuje schopnost vozidla udržovat řidičem požadovaný směr jízdy [10].

Obrázek 4.6 zobrazuje charakteristickou zatáčivost získanou prostřednictvím simulací. Charakteristika se získá jízdou vozidla po trajektorii s konstantním poloměrem, v tomto případě $R = 35$ m, při rovnoměrně se zvyšující rychlosti. Vodorovná osa představuje dostředivé zrychlení působící v těžišti vozidla. Dostředivé zrychlení je přímo úměrné kvadrátu rychlosti vozidla podle vztahu:

$$a_y = \frac{v_y^2}{R} \quad (4.9)$$

Na svislé ose je střední úhel natočení kol, který je zapotřebí, aby byl řidičem udržován pro zvolený poloměr zatáčení.

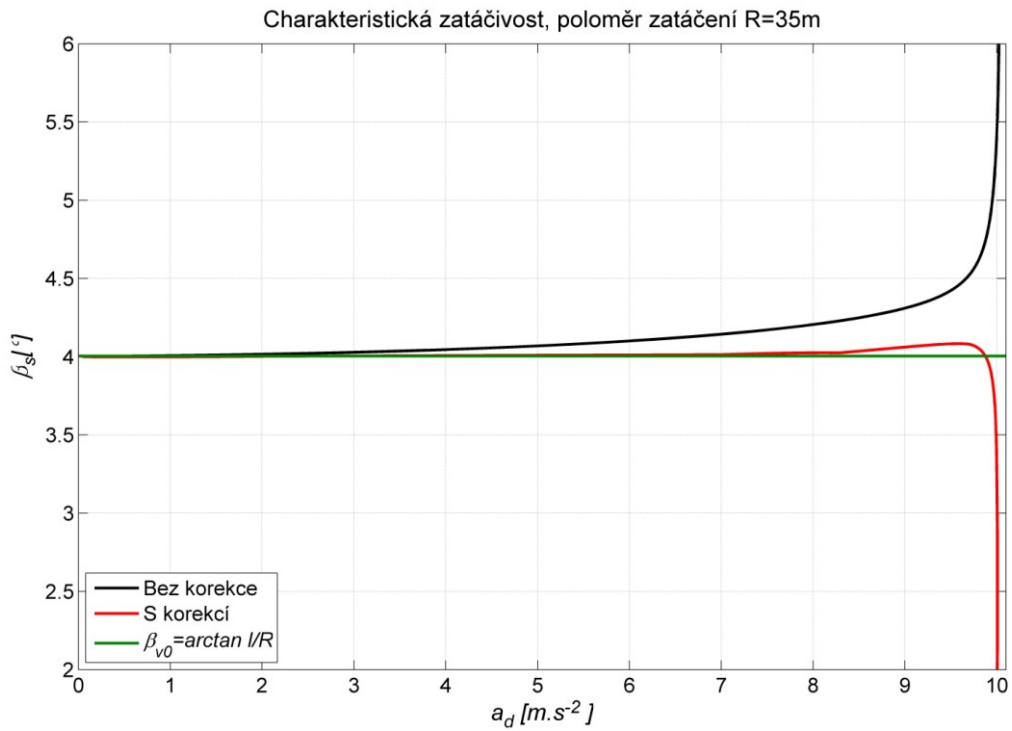
Zelený průběh představuje ideální charakteristiku zatáčivosti. Pro udržení konstantního poloměru zatáčení by v tomto případě stačilo udržovat konstantní natočení kol, jehož hodnota je dána úhlem:

$$\beta_{s0} = \arctan \frac{l}{R} \quad (4.10)$$

kde β_{s0} střední úhel natočení kol pro teoretické vlastnosti vozidla
 l rozvor náprav
 R žádaný poloměr zatáčení

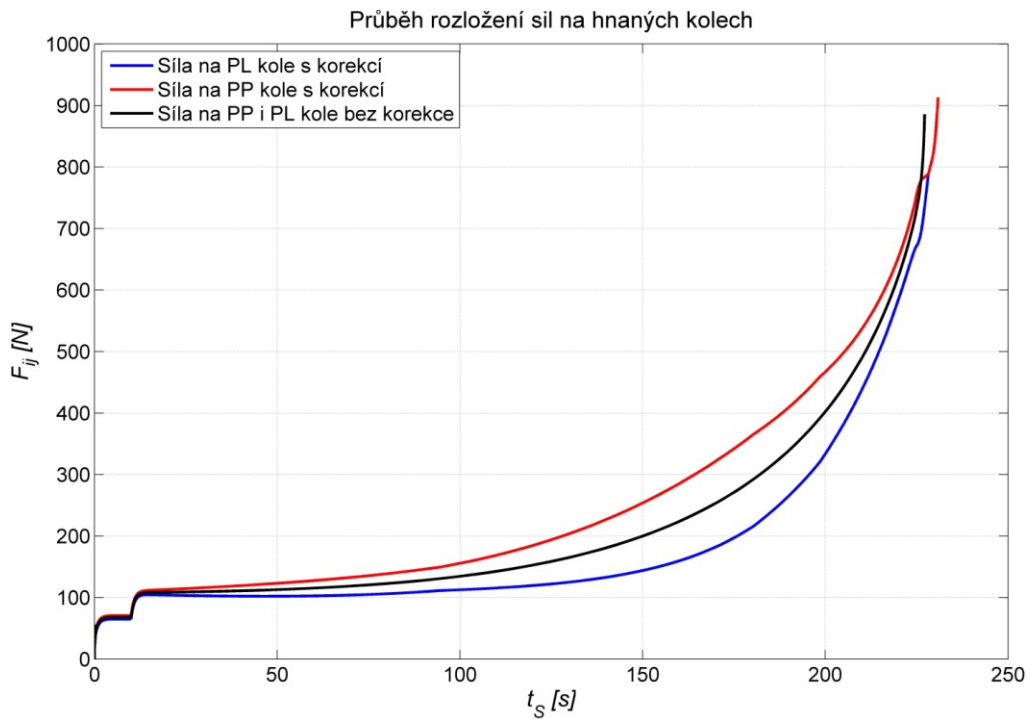
Černý průběh zobrazuje charakteristickou zatáčivost automobilu bez korekce nedotáčivosti. Pro udržení konstantního poloměru zatáčení je potřeba zvětšovat natočení kol. Toto platí až na mez adheze, kde automobil dostane nedotáčivý smyk. Nedotáčivý smyk je na průběhu patrný z rychlého nárůstu úhlu natočení kol.

Červený průběh zobrazuje charakteristickou zatáčivost automobilu s korekcí nedotáčivosti. Je vidět, že se průběh blíží ideálním vlastnostem. Na mezi adheze pak automobil vykazuje přetáčivý smyk. Tato vlastnost je patrná z rychlého klesnutí úhlu natočení kol.



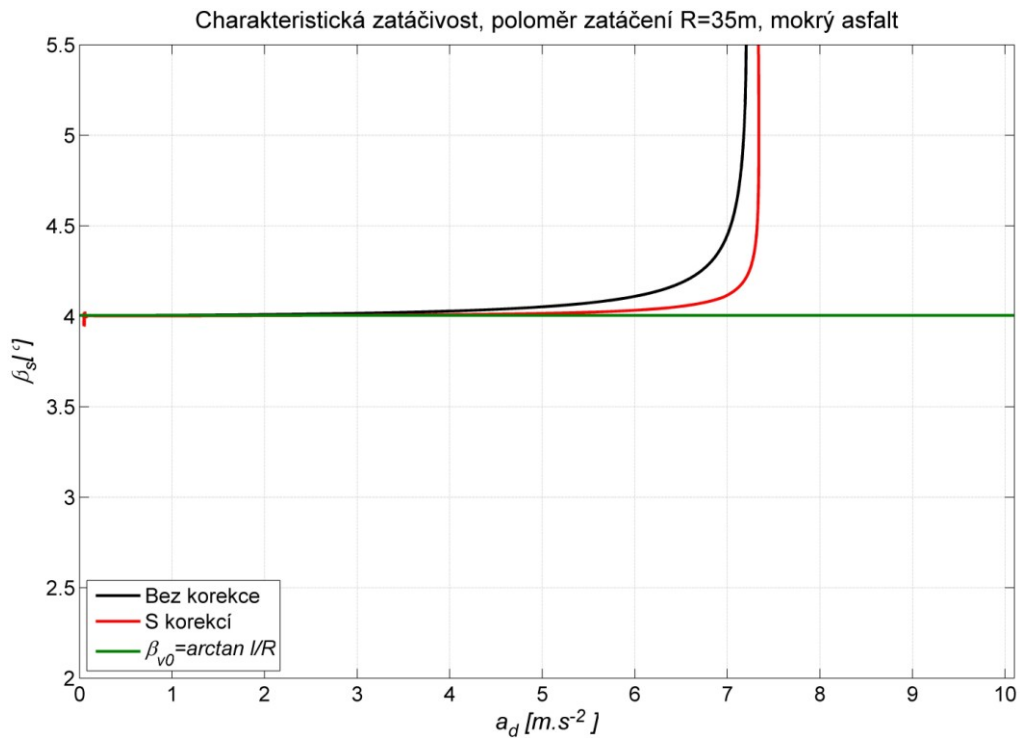
Obrázek 4.6 Charakteristická zatáčivost

Obrázek 4.7 zobrazuje hnací síly na kolech přední nápravy. Tento průběh koresponduje s průběhem charakteristické zatáčivosti pro poloměr zatáčení 35 metrů.



Obrázek 4.7 Hnací síly na kolech získané při zjišťování charakteristické zatáčivosti, $R=35m$

Takto navrhnutý systém řízení byl optimalizován v simulacích jen pro určitý povrch, jímž byl suchý asfalt. Ověření jízdních vlastností určením charakteristické zatáčivosti jsem poté dospěl k závěrům, že k vylepšení jízdních vlastností dojde i na jiných površích. Jako další testovací povrch jsem zvolil mokrý asfalt, jehož adhezní vlastnosti jsou určeny na obrázku 3.6. Průběh charakteristické zatáčivosti je na obrázku 4.8. Je vidět, že automobil s korekcí potřebuje menší korekci natočení volantu. Dokonce dojde k lepšímu využití adhezních vlastností povrchu a nedotáčivý smyk přichází až při větším dostředivém zrychlení, než u nekorigovaného automobilu.

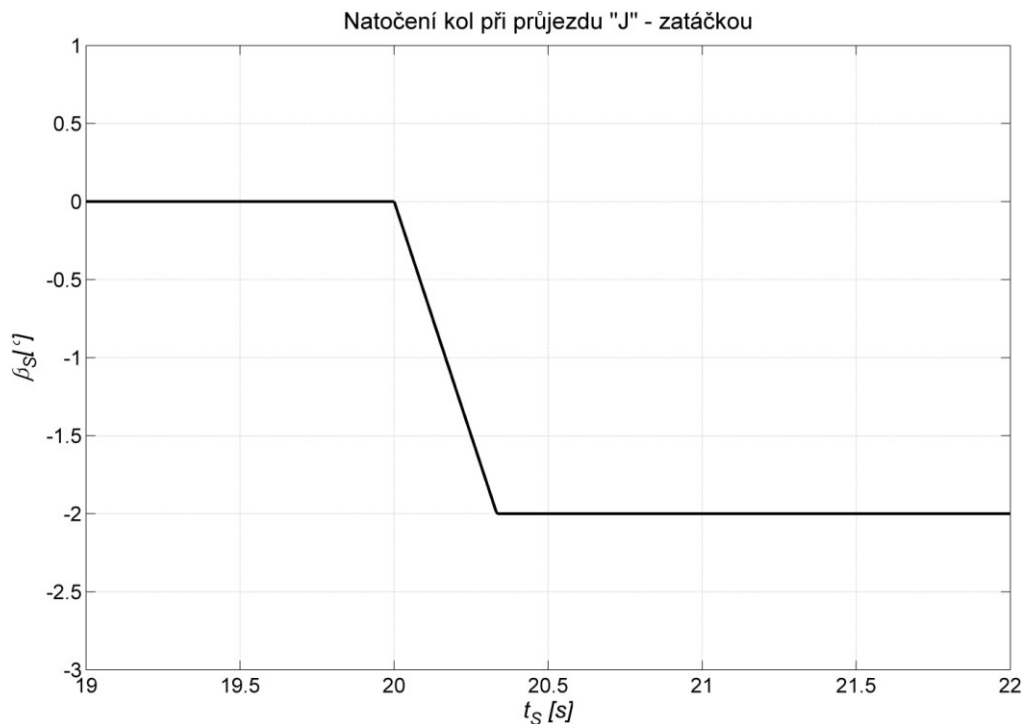


Obrázek 4.8 Charakteristická zatáčivost, mokrý asfalt

5 Chování vozidla při jízdách manévrech

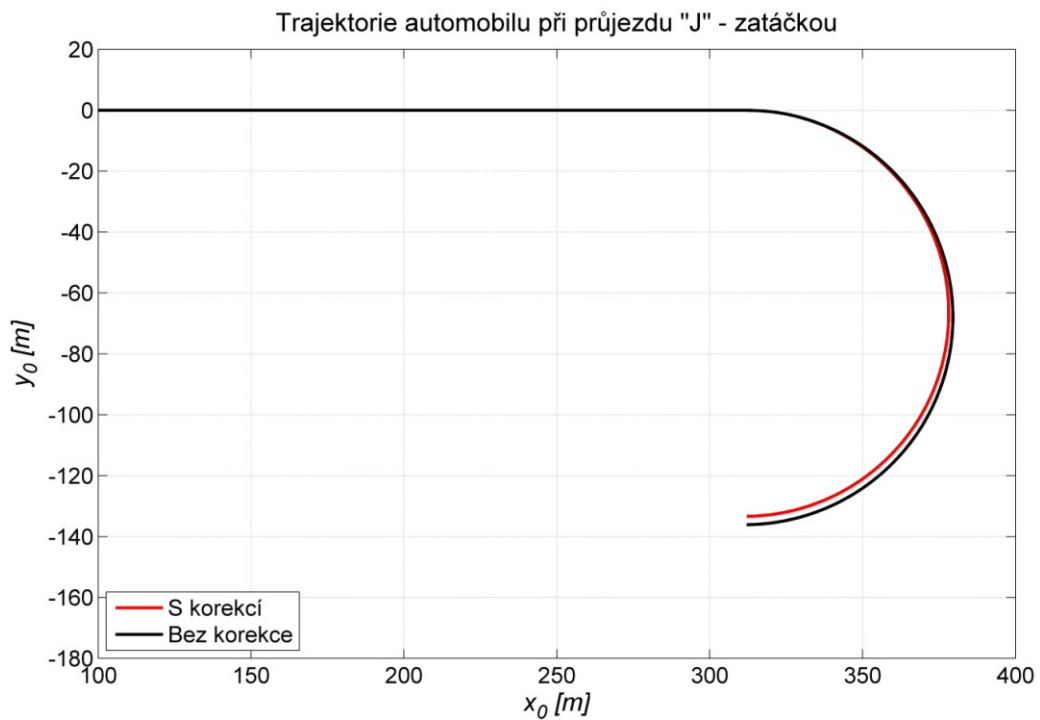
Jízdní manévr „J“ zatáčka [9]

Tento jízdni manévr je používán při vyšetřování jízdni vlastností automobilu. Hodí se především k porovnání zatáčivosti automobilů. Parametry manévru jsou definovány společností NHTSA (Úřad Spojených států amerických pro bezpečnost provozu). Pro potřebu simulace je odvozen manévr s parametry: ustálená rychlost 70 km/h, střední úhel natočení kol s nárůstem $6^\circ/\text{s}$ na hodnotu 2° (obr 5.1).

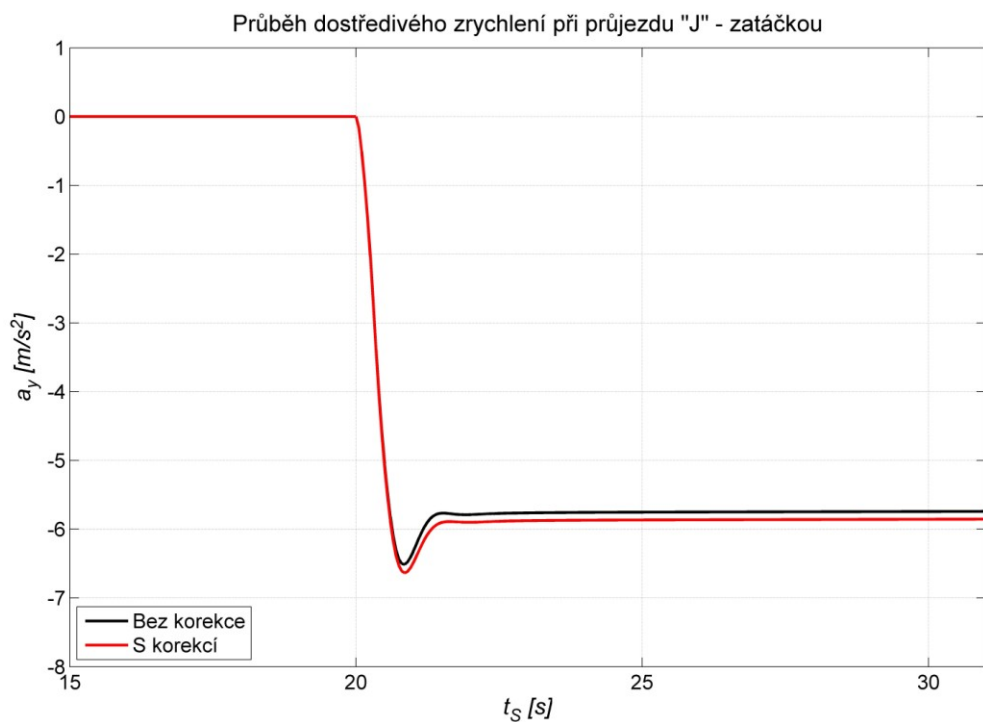


Obrázek 5.1 Střední úhel natočení kol při jízdni manévru „J“ zatáčka

Obrázek 5.2 zobrazuje trajektorii těžiště automobilu, kde je vidět rozdíl mezi automobilem s korekcí a bez korekce. Automobil s korekcí je schopen projet zatáčku s menším poloměrem při stejném natočení volantů. S menším poloměrem zatáčky je nepřímo úměrně spojeno i dostředivé zrychlení, kde automobil s korekcí dosáhne většího bočního zrychlení (obr. 5.3).

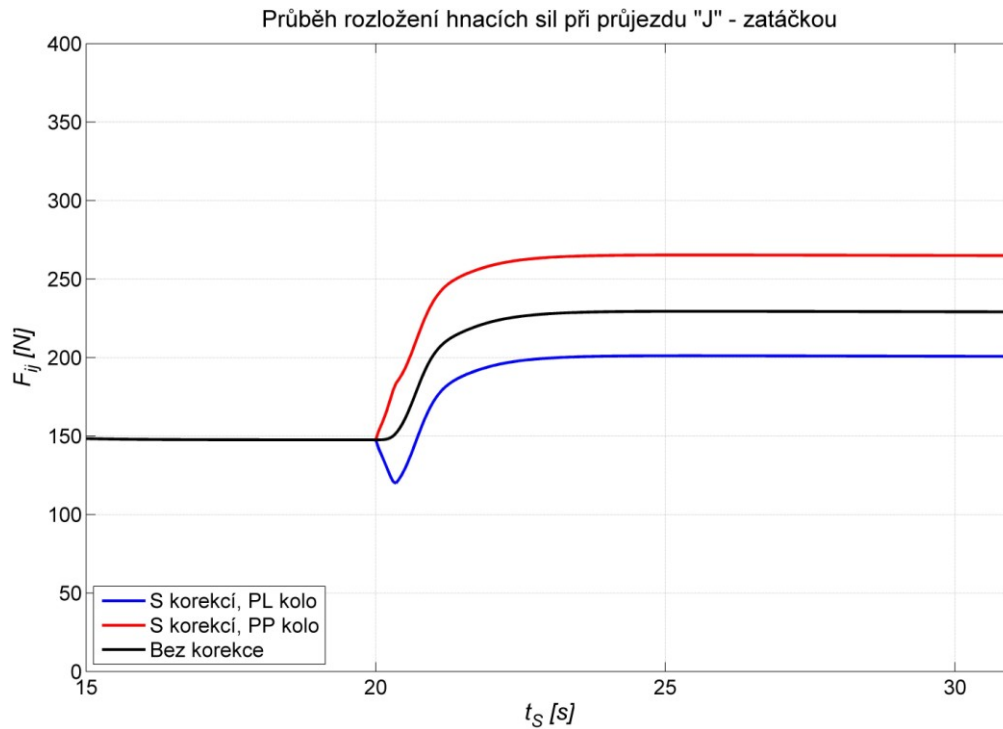


Obrázek 5.2 Trajektorie těžiště automobilu při jízděním manévru „J“ zatáčka



Obrázek 5.3 Průběh dostředivého zrychlení při jízděním manévru „J“ zatáčka

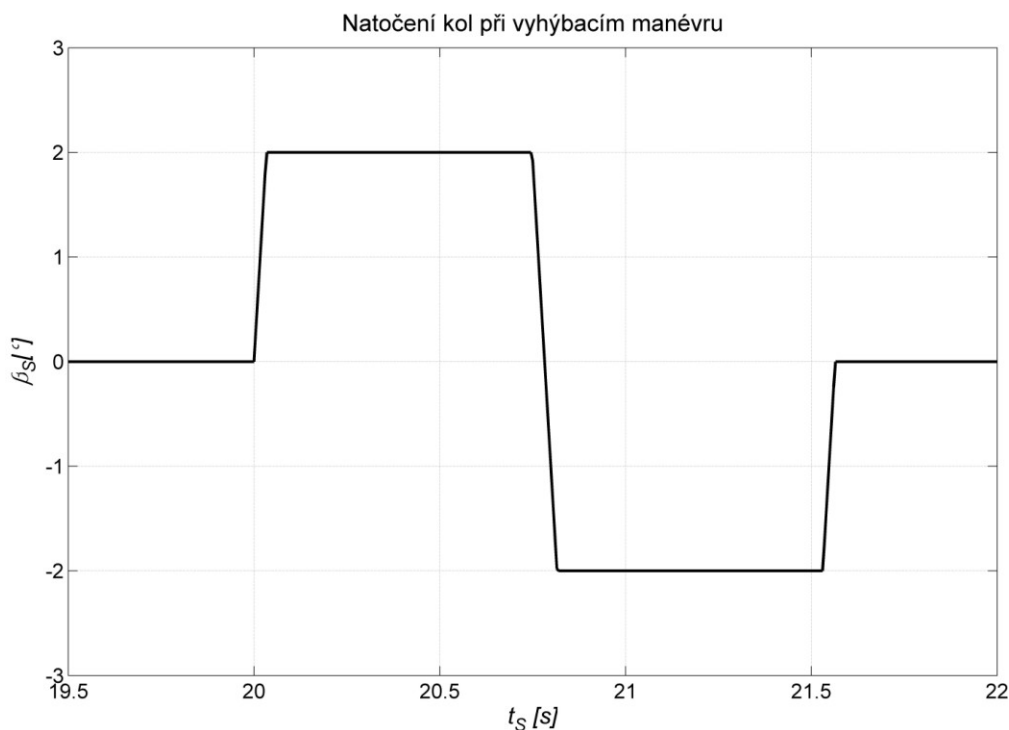
Obrázek 5.4 zobrazuje rozložení hnacích sil na kolech. Pro případ nekorigovaného automobilu jsou síly na PP a PL kole stejné, kdežto u korigovaného je větší síla přiváděna na vnější PP kolo a menší na vnitřní PL kolo. Zvýšení absolutní hodnoty hnací síly v čase nad 20 sekund je způsobeno snahou udržet konstantní rychlost. Při jízdě v zatáčce působí totiž proti automobilu síly úměrné násobku bočních sil na předních kolech a hodnotě funkce sinus úhlu natočení kol.



Obrázek 5.4 Rozložení hnacích sil při jízdním manévru „J“ zatáčka

Vyhýbací manévr

Manévr je definován pro jízdu s ustálenou rychlostí 70 km/h a natočením úhlu kol na hodnotu $+2^\circ \rightarrow -2^\circ \rightarrow 0^\circ$, se strmostí nárůstu $6^\circ/\text{s}$ viz obr. 5.5.

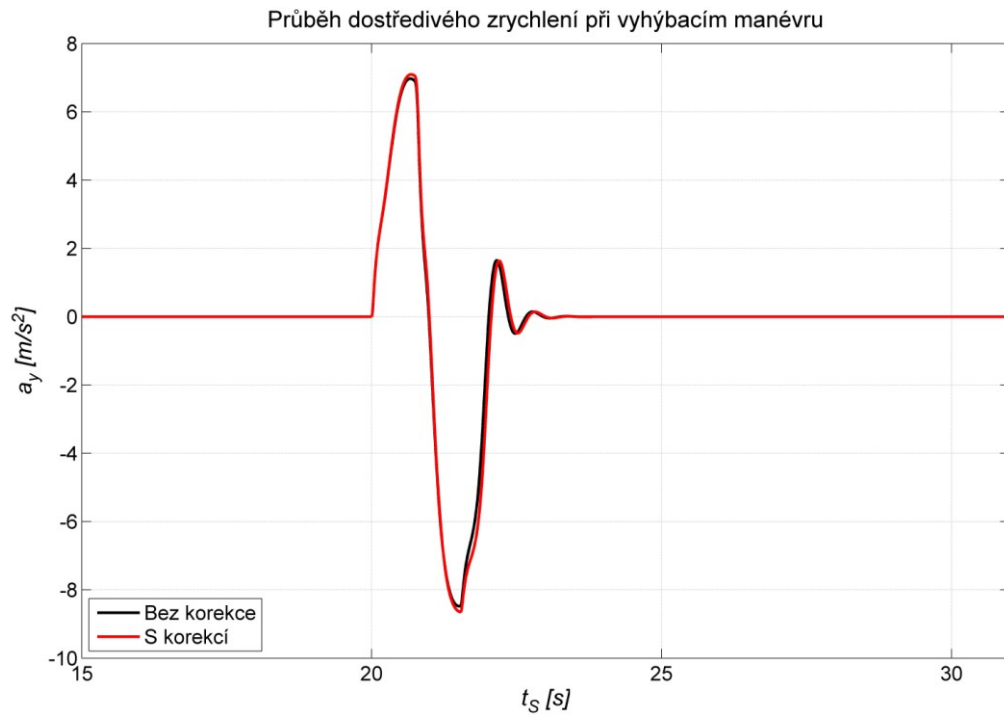


Obrázek 5.5 Střední úhel natočení kol při vyhýbacím manévru

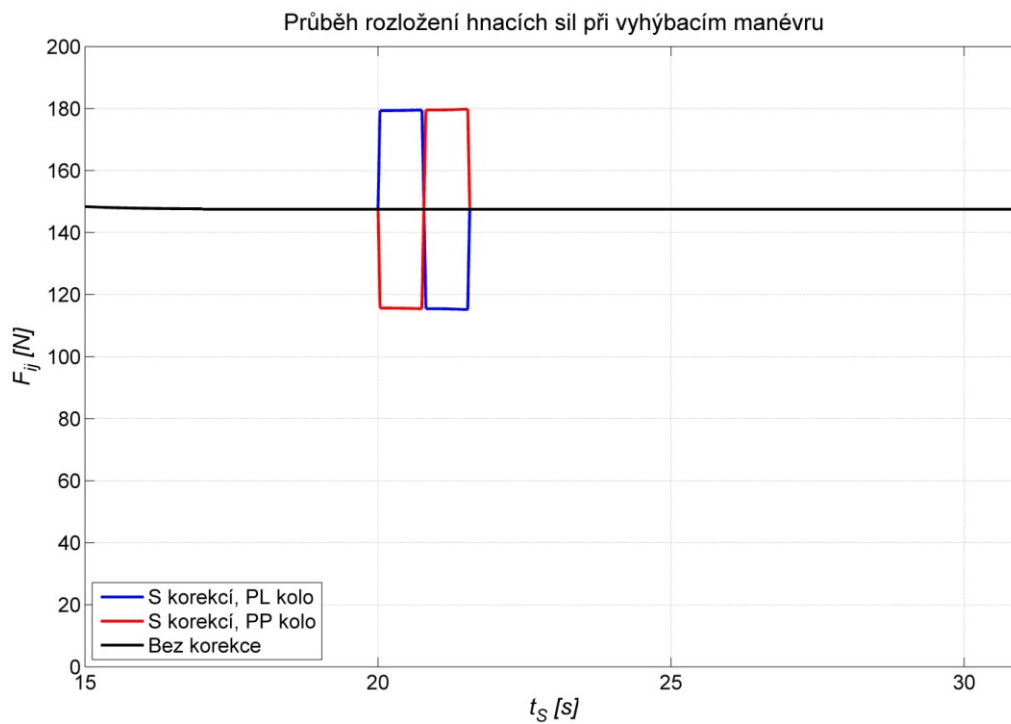
Obrázek 5.6 zobrazuje trajektorii vozu při vyhýbacím manévru. Z průběhu je patrné, že při stejném natočení kol by se automobil s korekcí vyhnul pomyslné překážce o větší vzdálenost. S průběhem trajektorie je spjat i průběh dostředivého zrychlení (obr. 5.7), kdy maximální hodnoty jsou opět vyšší při stejném úhlu natočení volantu.



Obrázek 5.6 Trajektorie automobilu při vyhýbacím manévru



Obrázek 5.7 Dostředivé zrychlení při vyhýbacím manévru



Obrázek 5.8 Rozložení hnacích sil při vyhýbacím manévru

Závěr

První kapitola se zabývá mechanickými diferenciály, zařízeními k samočinnému vyrovnávání otáček kol vozidla na hnané nápravě při průjezdu zatáčkou. Nejběžněji používaným je tzv. otevřený diferenciál. Otevřený diferenciál má zásadní nevýhodu. V případě, že jedno kolo nemá dostatek trakce, např. při jízdě po zledovatělé vozovce, tak i na druhém kole s dostatečnou adhezí klesne hnací síla na minimum. Toto je nežádoucí jev, v jehož důsledku se vozidlo není schopno vlastní silou pohybovat. Se stejným problémem omezení trakce se dá setkat v motorsportu, kdy jedno kolo ztrácí adhezi vlivem jeho nadlehčení nebo úplné ztráty kontaktu kola se zemí.

Problém se ztrátou adheze se řeší konstrukčními úpravami klasického otevřeného diferenciálu. Nejzákladnějším řešením je dočasné vyřazení funkce diferenciálu. Toto se označuje jako závěra diferenciálu a vozidlo má pak vlastnosti, jako kdyby kola hnané nápravy byly na společné ose. Toto se hodí pro terénní vozidla, u kterých nejsou nároky na rychlost pohybu, ale na průchodnost terénem. Uzávěra diferenciálu vyžaduje ovládání řidičem.

Pro výkonná vozidla se používá další konstrukční úprava klasického diferenciálu. Ta spočívá ve snížení jeho vnitřní účinnosti. Toto se projeví kombinací předchozích dvou řešení. Výhodou řešení je jeho samočinná funkce. Nevýhodou je však zvýšení spotřeby paliva a celková ekonomická náročnost.

Systémem schopným zastoupit všechny předešlé konstrukce je EDS – elektronická závěra diferenciálu. EDS využívá ke své funkci standardních vozidlových brzd a dalších komponentů systému ABS. Jelikož systém ABS – protiblokovací systém brzd, je již standardně dodáván v nových vozidlech, vybavení systémem EDS nepředstavuje výrazné zvýšení nákladů. EDS také pracuje samostatně bez přispění řidiče.

Vrcholem v konstrukci diferenciálu je aktivní diferenciál. Funguje samočinně, jeho vlastnosti jsou v podstatě shrnutím pozitivních vlastností předešlých konstrukcí. Aktivní zadní diferenciál je v první řadě schopen aktivní podpory jízdní stability. Logika jeho řízení je stejná jako u systému ESP – elektronický stabilizační program, ten ke své funkci využívá vozidlové brzdy. Použití brzd však není vhodné při požadavku na akceleraci vozidla, tady nastupuje aktivní diferenciál se svou schopností rozdělovat hnací síly mezi kola na pravé a levé straně. Samozřejmou nevýhodou je jeho ekonomická náročnost.

V druhé kapitole je porovnání vlastností mechanických diferenciálů a odděleného elektrického pohonu kol. Oddělený pohon je realizován samostatně řízenými elektromotory na každém hnaném kole. Podle koncepce mohou být hnaná kola jen přední nápravy, jen zadní nebo obou náprav.

Oddělený pohon má ze svého principu výhodu proti otevřenému mechanickému diferenciálu. Při ztrátě adheze jednoho kola nedojde ke snížení hnací síly druhého hnaného kola. Moment oddělených motorů se totiž vzájemně neovlivňuje. Oddělený pohon kol je také schopen zvládat všechny funkce mechanických diferenciálu, záleží jen na logice jeho řízení. Realizace aktivního diferenciálu prostřednictvím elektromotorů nezvyšuje ekonomické náklady na celkový pohon.

V třetí kapitole je sestaven matematický model vozidla pro simulaci jízdních vlastností. V modelu jsou zanedbány vlivy pérování a tlumení podvozku. Laboratorní elektromobil Kaipan má dostatečně tuhý podvozek, tudíž neovlivňuje zásadně korektnost modelu. Celkový model je sestaven za účelem zjištění jízdních vlastností při rozdělování hnacích sil na kola pravé a levé strany. Model je sestaven ze třech základních bloků.

Částí zabývající se chováním karoserie automobilu v prostoru je popsána třemi pohybovými rovnicemi v osách souřadnicového systému karoserie.

Částí zabývající se modelem kola a pneumatiky. Zde jsou definovány vztahy mezi kolem a vozovkou, vztahy pro natáčení kol vlivem řízení vozidla a přenos hnacích sil.

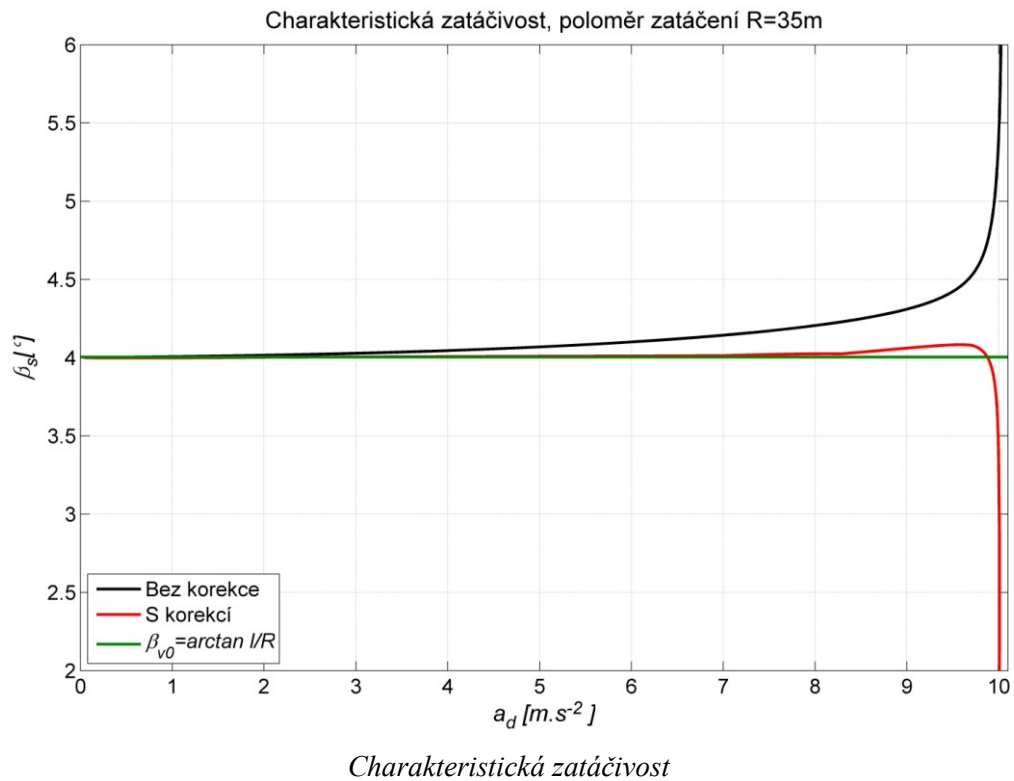
Třetí základní částí je výpočet svislých reakčních sil vozovky působící na jednotlivá kola.

Parametry simulačního modelu jsou zvoleny tak, aby odpovídaly laboratornímu elektromobilu Kaipan. Elektromobil Kaipan má oddělený elektrický pohon předních kol, které zároveň zajišťují změnu směru vozidla jízdy.

Ve čtvrté kapitole jsem se zaměřil na návrh systému pro rozdělení hnacích sil mezi pravé a levé hnané kolo. Ideově je systém odvozen od logiky řízení aktivního diferenciálu. Laboratorní elektromobil není vybaven potřebnými snímači pro řízení aktivního diferenciálu v dynamických stavech. Z tohoto důvodu jsem se dále zabýval řízením diferenciálu v závislosti na rychlosti vozidla a úhlu natočení kol.

Jízdní vlastnosti vozidla jsou dány především rozložením hmotnosti vozidla mezi přední a zadní nápravu. Podle tohoto má laboratorní elektromobil sklon k nedotáčivému chování. Nedotáčivé chování v důsledku znamená, že řidič musí pro udržení kruhové dráhy se zvyšující rychlostí vozidla stále více natáčet volant. V ideálním případě při udržování konstantního natočení volantu by poloměr zatáčení zůstal stejný i při zvyšující se rychlosti vozidla. Takového chování jsem se snažil docílit vlivem přerozdělování hnací síly mezi pravé a levé hnané kolo. Simulováním průjezdu automobilu zatáčkou jsem tedy získal optimální rozdělení hnacích sil v závislosti na natočení volantu a rychlosti vozidla. Pro takto řízené vozidlo jsem simulací získal průběhy charakteristické zatáčivosti. Z těchto průběhů je zřejmé vylepšení zatáčivosti vozidla oproti verzi s rozdělením hnacích sil v poměru 50/50. Tento systém je navržen

pro parametry daného povrchu a konkrétní vlastnosti vozidla. Pro případ jiného rozložení hmotnosti vozidla a jiného povrchu by bylo třeba systém vylepšit o řízení na základě údajů snímačů aktuálního stavu vozidla. Na základě těchto informací by bylo dále vhodné doplnit vozidlo potřebnými snímači a řešit dynamickou stabilitu vozidla.



Kapitola pátá poté popisuje a srovnává chování vozidla s klasickým a korigovaným řízením diferenciálu při různých jízdních manévrech. Z těchto srovnání pak vyplývá větší „ochota“ automobilu s korekcí k zatáčení.

Celkově práce přináší přehled vlivu různých koncepcí diferenciálu na vlastnosti vozidla. Návrh řízení diferenciálu je jedinečný díky optimalizaci pro laboratorní vozidlo Kaipan.

Tuto práci je možné uplatnit při dalším rozvoji řídicích algoritmů laboratorního elektromobilu.

Literatura

- [1] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] HARTANI, Kada, Mohamed BOURAHLA, Yahia MILOUD a Mohamed SEKOUR. Electronic Differential with Direct Torque Fuzzy Control for Vehicle Propulsion System. *The Scientific & Technological Research Council of Turkey* [online]. 2009, roč. 17, č. 1, s. 18 [cit. 2012-05-21]. DOI: 10.3906. Dostupné z: <http://journals.tubitak.gov.tr/elektrik/issues/elk-09-17-1/elk-17-1-2-0801-1.pdf>
- [4] Elektronická závěra diferenciálu. In: *Audiklub.cz* [online]. 2009 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://audiklub.cz/techwiki/eds>
- [5] SAWASE, Kaoru a Yoshiaki SANO. Application of active yaw control to vehicle dynamics by utilizing driving/breaking force. *JSAE Review* [online]. 1999, roč. 20, č. 2, s. 289-295 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0389430498000708>
- [6] SLIVKA, David. *Metody řízení asynchronního motoru v pohonné jednotce silničního vozidla*. Ostrava, 2012. Dizertační práce. VŠB - TUO.
- [7] *Mitsubishi Motors: Technical Review* [online]. 2008 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: http://www.mitsubishi-motors.com/corporate/about_us/technology/review/e/2008.html
- [9] DROBNÝ, Vladislav a Michael VALÁŠEK. Vehicle Lateral Dynamics Control. In: *České vysoké učení technické v Praze: Fakulta strojní* [online]. 2007 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2007/2007_051_01.pdf

- [10] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [11] KLEČKA, Radim. Simulační model automobilu pro testování řídicích jednotek ABS. In: *Digital Signal and Image Processing: Institute of Chemical Technology* [online]. 2007 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: http://dsp.vscht.cz/konference_matlab/MATLAB07/prispevky/klecka_r/klecka_r.pdf
- [12] HAVLÍKOVÁ, Marie. Simulační modely člověk–vozidlo. *Automatizace* [online]. 2009, roč. 52, č. 4, s. 236-242 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.automatizace.cz/article.php?a=2505>
- [13] KIENCKE, U a Lars NIELSEN. *Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle*. 2nd ed. Berlin: Springer, c2005, 512 s. ISBN 35-402-3139-0.
- [14] CANUDAS-DE-WIT, Carlos, Panagiotis TSIOTRAS, Efstathios VELENIS, Michel BASSET a Gerard GISSINGER. Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2002 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://soliton.ae.gatech.edu/labs/ptsiotra/Papers/vsd02.pdf>
- [15] NOSKIEVIČ, Petr. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999, 276 s. ISBN 80-722-5030-2.
- [16] SHOLZ, Celestýn. Základy teorie vozidel a vozidlových motorů. In: *Katedra vozidel a motorů: Technická univerzita v Liberci* [online]. 2009 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/studenti/texty/ZVM/ZVM-13pr.pdf>
- [17] Brzdové systémy osobních a užitkových automobilů. *Soudní inženýrství: časopis pro soudní znalectví v technických a ekonomických oborech* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Ústav soudního inženýrství, 2005, roč. 16, č. 3, s. 145-160 [cit. 2012-05-21]. ISSN 1211-443x. Dostupné z: <http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2005-03-145-160.pdf>

- [18] BIANCHI, D., A. BORRI, G. BURGIO, M. D. DI BENEDETTO a S. DI GENNARO. Adaptive Integrated Vehicle Control using Active Front Steering and Rear Torque Vectoring. In: *Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet* [online]. 2009 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.nt.ntnu.no/users/skoge/prost/proceedings/cdc09/data/papers/2410.pdf>
- [19] Slavnostní zahájení provozu první nabíjecí stanice elektromobilů v Ostravě. In: *Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava* [online]. 2011 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.vsb.cz/info/?&reportId=18328&categoryId=622&lang=cs&block=simple>
- [20] Kaipan 14. In: *Kaipan* [online]. [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.kaipan.cz/?page=uvod-k14&lang=cz>
- [21] Ackermann steering geometry. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Ackermann_steering_geometry
- [22] Porsche Torque Vectoring. In: *Torque Vectoring Technology* [online]. 2009 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://torque-vectoring.belisso.com/>

Seznam příloh

- Příloha I. *Tabulka hodnot korekční síly F_{kor} v závislosti na středním úhlu natočení kol β_S a rychlosti vozidla v_v*

Příloha I.

Tabulka hodnot korekční síly F_{kor} v závislosti na středním úhlu natočení kol β_s a rychlosti vozidla v_v

β_s [°]	v_v [km/h]																					
	0,0	0,0	30,0	32,5	35,0	37,5	40,0	42,5	45,0	47,5	50,0	52,5	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0
0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,2	0,0	1,8	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1	3,4	3,3	3,8	4,0	4,2	4,6	5,0	5,5	5,9	6,3	2,6	2,7	2,9	8,4	
0,3	0,0	2,9	3,2	3,5	3,8	4,1	4,4	4,7	4,6	5,3	5,6	6,0	6,7	7,4	8,1	8,8	9,6	6,3	6,9	7,5	13,2	
0,4	0,0	3,5	3,9	4,3	4,6	5,0	5,5	5,9	5,9	6,7	7,2	7,6	8,6	9,6	10,7	11,8	12,8	9,9	10,9	12,1	17,7	
0,5	0,0	4,1	4,6	5,0	5,5	6,0	6,5	7,1	7,2	8,1	8,7	9,3	10,6	11,9	13,3	14,7	16,2	13,5	14,6	16,0	21,9	
0,6	0,0	4,7	5,3	5,8	6,4	7,0	7,6	8,2	8,6	9,6	10,3	11,0	12,6	14,3	16,0	17,8	19,6	17,1	18,2	20,0	25,5	
0,7	0,0	5,4	5,9	6,6	7,2	7,9	8,7	9,4	10,0	11,0	11,9	12,8	14,7	16,7	18,7	20,7	23,0	20,5	21,7	24,3	28,5	
0,8	0,0	6,0	6,6	7,4	8,1	8,9	9,8	10,7	11,4	12,5	13,5	14,6	16,8	19,1	21,6	24,2	27,0	24,5	25,8	29,0	30,4	
0,9	0,0	6,6	7,4	8,2	9,0	9,9	10,9	11,9	12,8	14,1	15,2	16,4	19,0	21,7	24,5	27,3	30,3	27,8	29,2	33,0	30,9	
1,0	0,0	7,2	8,1	9,0	9,9	11,0	12,1	13,2	14,3	15,7	17,0	18,4	21,3	24,3	27,5	30,8	33,3	30,9	32,4	37,0	29,5	
1,1	0,0	7,9	8,8	9,8	10,9	12,0	13,3	14,6	15,9	17,3	18,8	20,4	23,7	27,1	30,5	33,7	36,3	33,9	35,4	40,0	25,5	
1,2	0,0	8,5	9,6	10,7	11,9	13,1	14,5	16,0	17,4	19,1	20,8	22,5	26,2	30,0	33,7	37,2	39,9	37,5	39,0	44,0	18,1	
1,3	0,0	9,2	10,3	11,5	12,9	14,3	15,8	17,4	19,1	20,9	22,8	24,7	28,8	33,0	37,0	40,5	43,9	41,5	43,0	48,0	6,2	
1,4	0,0	9,9	11,1	12,5	13,9	15,5	17,1	18,9	20,8	22,8	24,9	27,1	31,6	36,1	40,4	43,9	45,7	43,3	44,8	50,0	0,0	
1,5	0,0	10,6	11,9	13,4	15,0	16,7	18,6	20,5	22,6	24,8	27,1	29,5	34,5	39,4	43,9	47,1	48,8	46,4	47,9	53,0	0,0	
1,6	0,0	11,3	12,8	14,3	16,1	18,0	20,0	22,2	24,5	26,9	29,5	32,1	37,5	42,8	47,4	50,3	51,1	48,7	50,2	56,0	0,0	
1,7	0,0	12,0	13,6	15,3	17,2	19,3	21,5	23,9	26,4	29,1	31,9	34,8	40,7	46,4	51,0	53,3	54,1	51,7	53,2	59,0	0,0	
1,8	0,0	12,8	14,5	16,4	18,4	20,7	23,1	25,8	28,5	31,5	34,5	37,7	44,1	50,0	54,6	56,1	56,9	54,5	56,0	62,0	0,0	
1,9	0,0	13,5	15,4	17,4	19,7	22,2	24,8	27,7	30,7	33,9	37,3	40,7	47,6	53,9	58,2	59,7	60,5	58,1	59,6	66,0	0,0	
2,0	0,0	14,3	16,3	18,5	21,0	23,7	26,6	29,7	33,0	36,5	40,2	43,9	51,3	57,8	61,7	63,1	63,9	61,5	63,0	70,0	0,0	
2,1	0,0	15,1	17,3	19,7	22,3	25,2	28,4	31,8	35,4	39,2	43,2	47,2	55,1	61,8	65,1	66,5	67,3	64,9	66,4	73,0	0,0	
2,2	0,0	16,0	18,3	20,9	23,8	26,9	30,3	34,0	37,9	42,1	46,4	50,7	59,2	65,9	68,3	69,7	70,5	68,1	69,6	76,0	0,0	
2,3	0,0	16,8	19,3	22,1	25,2	28,6	32,4	36,4	40,6	45,1	49,7	54,4	63,3	70,0	71,2	72,0	72,8	70,4	71,9	78,0	0,0	
2,4	0,0	17,7	20,4	23,4	26,7	30,4	34,5	38,8	43,4	48,3	53,3	58,3	67,7	74,2	75,7	76,5	77,3	74,9	76,4	82,0	0,0	
2,5	0,0	18,7	21,5	24,7	28,3	32,3	36,7	41,4	46,4	51,6	57,0	62,3	72,1	78,3	79,6	80,4	81,2	78,8	80,3	86,0	0,0	
2,6	0,0	19,6	22,7	26,1	30,0	34,3	39,0	44,1	49,4	55,1	60,8	66,6	76,8	82,3	83,6	84,4	85,2	82,8	84,3	90,0	0,0	
2,7	0,0	20,6	23,9	27,6	31,7	36,4	41,4	46,9	52,7	58,7	64,9	71,0	81,5	86,3	87,6	88,4	89,2	86,8	88,3	94,0	0,0	
2,8	0,0	21,6	25,1	29,1	33,5	38,5	44,0	49,8	56,0	62,5	69,1	75,5	86,3	90,0	91,3	92,1	92,9	90,5	92,0	98,0	0,0	
2,9	0,0	22,6	26,4	30,6	35,4	40,8	46,6	52,9	59,6	66,5	73,5	80,3	91,3	93,4	94,7	95,5	96,3	93,9	95,4	101,0	0,0	
3,0	0,0	23,7	27,7	32,3	37,4	43,1	49,4	56,1	63,3	70,7	78,1	85,3	96,2	96,4	97,7	98,5	99,3	96,9	98,4	104,0	0,0	
3,1	0,0	24,8	29,1	33,9	39,4	45,6	52,3	59,5	67,2	75,1	82,9	90,4	101,2	98,8	100,1	100,9	101,7	99,3	100,8	106,0	0,0	
3,2	0,0	26,0	30,5	35,7	41,6	48,1	55,3	63,0	71,2	79,6	87,9	95,7	106,2	100,5	101,8	102,6	103,4	101,0	102,5	108,0	0,0	
3,3	0,0	27,2	32,0	37,5	43,8	50,8	58,4	66,7	75,4	84,3	93,1	101,1	111,2	101,3	102,6	103,4	104,2	101,8	103,3	109,0	0,0	
3,4	0,0	28,4	33,5	39,4	46,1	53,5	61,7	70,5	79,8	89,2	98,4	106,7	116,0	100,9	102,2	103,0	103,8	101,4	102,9	109,0	0,0	
3,5	0,0	29,6	35,1	41,4	48,5	56,4	65,1	74,5	84,4	94,3	104,0	112,4	120,6	98,9	100,2	101,0	101,8	99,4	100,9	106,0	0,0	
3,6	0,0	31,0	36,7	43,4	51,0	59,4	68,7	78,6	89,1	99,6	109,7	118,3	125,0	94,9	96,2	97,0	97,8	95,4	96,9	102,0	0,0	
3,7	0,0	32,3	38,4	45,5	53,5	62,5	72,4	82,9	94,0	105,1	115,5	124,3	129,0	90,0	91,3	92,1	92,9	90,5	92,0	98,0	0,0	

θ_s [°]	v_v [km/h]																					
	0,0	0,0	30,0	32,5	35,0	37,5	40,0	42,5	45,0	47,5	50,0	52,5	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0
3,8	0,0	33,7	40,2	47,7	56,2	65,8	76,2	87,4	99,1	110,8	121,6	130,3	132,5	86,0	36,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3,9	0,0	35,1	42,0	50,0	59,0	69,1	80,2	92,0	104,4	116,6	127,8	136,4	135,5	82,0	32,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,0	0,0	36,6	43,9	52,3	61,9	72,6	84,4	96,9	109,9	122,7	134,1	142,6	137,6	78,0	28,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,1	0,0	38,2	45,8	54,7	64,9	76,3	88,7	101,9	115,6	128,9	140,6	148,7	138,6	74,0	24,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,2	0,0	39,7	47,9	57,3	68,0	80,0	93,1	107,0	121,5	135,3	147,2	154,8	138,3	70,0	20,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,3	0,0	41,4	49,9	59,9	71,2	83,9	97,8	112,4	127,5	141,9	153,9	160,8	136,4	66,0	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,4	0,0	43,1	52,1	62,6	74,6	88,0	102,5	117,9	133,8	148,6	160,6	166,7	132,1	62,0	12,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,5	0,0	44,8	54,3	65,4	78,0	92,1	107,5	123,6	140,2	155,4	167,4	172,3	130,0	58,0	8,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,6	0,0	46,6	56,6	68,3	81,6	96,5	112,6	129,5	146,9	162,5	174,3	177,7	126,0	54,0	4,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,7	0,0	48,4	59,0	71,2	85,3	100,9	117,9	135,6	153,7	169,7	181,1	182,6	122,0	50,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,8	0,0	50,3	61,4	74,3	89,1	105,5	123,4	141,9	160,6	177,0	187,8	187,0	118,0	46,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,9	0,0	52,3	63,9	77,5	93,0	110,3	129,0	148,3	167,8	184,4	194,5	190,7	114,0	42,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,0	0,0	54,3	66,5	80,8	97,1	115,2	134,8	154,9	175,1	191,8	201,0	193,5	110,0	38,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,1	0,0	56,4	69,2	84,2	101,3	120,3	140,8	161,8	182,6	199,2	207,3	195,3	106,0	34,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,2	0,0	58,5	71,9	87,7	105,6	125,6	147,0	168,8	190,3	206,9	213,1	195,6	102,0	30,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,3	0,0	60,7	74,8	91,3	110,1	131,0	153,3	175,9	198,1	214,5	218,6	194,1	98,0	26,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,4	0,0	63,0	77,7	95,0	114,7	136,5	159,8	183,3	206,0	222,2	223,6	190,2	94,0	22,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,5	0,0	65,3	80,7	98,8	119,4	142,2	166,5	190,8	214,0	229,5	227,8	183,3	90,0	18,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,6	0,0	67,7	83,8	102,7	124,3	148,1	173,4	198,5	222,2	236,8	231,2	172,1	86,0	14,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,7	0,0	70,2	87,0	106,8	129,3	154,2	180,5	206,4	230,4	244,4	233,4	154,9	82,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,8	0,0	72,7	90,3	110,9	134,5	160,4	187,7	214,4	238,7	250,8	234,3	150,0	78,0	6,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5,9	0,0	75,3	93,7	115,2	139,8	166,8	195,1	222,5	247,1	257,4	233,2	145,0	74,0	2,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,0	0,0	77,9	97,1	119,6	145,3	173,4	202,7	230,8	255,5	263,5	229,8	140,0	70,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,1	0,0	80,7	100,7	124,2	150,9	180,1	210,5	239,3	263,8	269,0	223,2	135,0	66,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,2	0,0	83,5	104,3	128,8	156,6	187,1	218,5	247,9	272,1	273,7	212,3	130,0	62,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,3	0,0	86,4	108,1	133,6	162,6	194,1	226,6	256,6	280,4	277,6	200,0	125,0	58,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,4	0,0	89,3	112,0	138,5	168,6	201,4	234,9	265,4	288,4	280,3	193,0	120,0	54,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,5	0,0	92,3	115,9	143,5	174,9	208,9	243,3	274,3	296,3	281,5	186,5	115,0	50,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,6	0,0	95,5	120,0	148,7	181,3	216,5	252,0	283,2	303,9	280,8	179,0	110,0	46,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,7	0,0	98,6	124,1	154,0	187,8	224,6	260,7	292,3	311,1	277,6	172,0	105,0	42,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,8	0,0	101,9	128,4	159,5	194,5	232,2	269,2	301,3	317,9	271,1	165,0	100,0	38,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6,9	0,0	105,3	132,8	165,0	201,4	240,4	278,7	310,4	324,1	260,0	158,0	95,0	34,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,0	0,0	108,7	137,3	170,7	208,4	248,7	288,0	319,5	329,5	250,0	151,0	90,0	30,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,1	0,0	112,2	141,9	176,6	215,6	257,2	297,3	328,5	334,0	242,0	144,0	85,0	26,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,2	0,0	115,8	146,6	182,6	223,0	265,8	306,8	337,5	337,3	234,0	137,0	80,0	22,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,3	0,0	119,5	151,4	188,7	230,6	274,6	316,3	346,4	339,1	226,0	130,0	75,0	18,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,4	0,0	123,2	156,3	195,0	238,3	283,6	326,0	355,2	339,0	218,0	123,0	70,0	14,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,5	0,0	127,1	161,4	201,4	246,1	292,8	335,7	363,8	336,4	210,0	116,0	65,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,6	0,0	131,0	166,6	208,0	254,2	302,1	345,6	372,3	330,3	202,0	109,0	60,0	6,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,7	0,0	135,1	171,9	214,7	262,4	311,6	355,4	380,5	319,6	194,0	102,0	55,0	2,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7,8	0,0	139,2	177,3	221,6	270,8	321,2	365,4	388,3	302,2	186,0	95,0	50,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

θ_s [°]	v_v [km/h]																					
	0,0	0,0	30,0	32,5	35,0	37,5	40,0	42,5	45,0	47,5	50,0	52,5	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0
7,9	0,0	143,4	182,8	228,6	279,3	331,0	375,3	395,9	274,2	178,0	88,0	45,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,0	0,0	147,7	188,4	235,8	288,0	340,9	385,2	403,0	250,0	170,0	81,0	40,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,1	0,0	152,1	194,2	243,1	296,9	350,9	395,2	409,7	241,0	162,0	74,0	35,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,2	0,0	156,6	200,1	250,6	306,0	361,1	405,0	415,8	232,0	154,0	67,0	30,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,3	0,0	161,2	206,2	258,3	315,2	371,4	414,8	421,3	223,0	146,0	60,0	25,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,4	0,0	165,9	212,3	266,1	324,6	381,7	424,5	426,1	214,0	138,0	53,0	20,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,5	0,0	170,7	218,6	274,0	334,1	392,2	434,1	430,2	205,0	130,0	46,0	15,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,6	0,0	175,6	225,1	282,1	343,8	402,8	443,4	433,4	196,0	122,0	39,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,7	0,0	180,6	231,6	290,4	353,7	413,5	452,6	435,6	187,0	114,0	32,0	5,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,8	0,0	185,7	238,3	298,8	363,7	424,2	461,5	436,7	178,0	106,0	25,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8,9	0,0	190,9	245,1	307,4	373,9	435,0	470,2	436,7	169,0	98,0	18,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,0	0,0	196,2	252,1	316,2	384,2	445,8	478,4	435,4	160,0	90,0	11,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,1	0,0	201,6	259,2	325,1	394,7	456,6	486,3	432,7	151,0	82,0	4,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,2	0,0	207,2	266,5	334,2	405,3	467,5	493,8	428,4	142,0	74,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,3	0,0	212,8	273,8	343,4	416,0	478,3	500,7	422,5	133,0	66,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,4	0,0	218,5	281,4	352,8	426,9	489,0	507,0	414,7	124,0	58,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,5	0,0	224,4	289,0	362,4	437,9	499,7	512,8	405,1	115,0	50,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,6	0,0	230,4	296,9	372,1	449,1	510,3	517,8	393,3	106,0	42,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,7	0,0	236,4	304,8	382,0	460,3	520,8	522,0	379,4	97,0	34,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,8	0,0	242,6	312,9	392,1	471,6	531,2	525,3	363,1	88,0	26,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9,9	0,0	249,0	321,2	402,3	483,1	541,3	527,7	344,4	79,0	18,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,0	0,0	255,4	329,6	412,6	494,6	551,2	529,1	320,0	70,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,1	0,0	261,9	338,1	423,1	506,2	560,9	529,3	305,0	61,0	2,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,2	0,0	268,6	346,8	433,8	517,8	570,3	528,3	290,0	52,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,3	0,0	275,4	355,7	444,6	529,5	579,3	526,0	275,0	43,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,4	0,0	282,3	364,7	455,6	541,2	588,0	522,3	260,0	34,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,5	0,0	289,4	373,8	466,7	553,0	596,2	517,1	245,0	25,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,6	0,0	296,5	383,2	477,9	564,7	603,9	510,3	230,0	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,7	0,0	303,8	392,6	489,3	576,5	611,1	501,8	215,0	7,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,8	0,0	311,2	402,2	500,9	588,2	617,7	491,5	200,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
10,9	0,0	318,8	412,0	512,5	599,8	623,7	479,3	185,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,0	0,0	326,4	421,9	524,3	611,4	628,9	465,1	170,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,1	0,0	334,2	432,0	536,2	622,8	633,4	448,9	155,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,2	0,0	342,2	442,2	548,2	634,2	637,1	430,5	140,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,3	0,0	350,2	452,6	560,4	645,4	639,8	409,9	125,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,4	0,0	358,4	463,1	572,6	656,4	641,6	387,1	110,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,5	0,0	366,8	473,8	584,9	667,2	642,3	390,0	95,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,6	0,0	375,2	484,7	597,3	677,7	641,9	365,0	80,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,7	0,0	383,8	495,6	609,8	688,0	640,3	340,0	65,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,8	0,0	392,6	506,8	622,3	698,0	637,5	315,0	50,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11,9	0,0	401,5	518,1	634,9	707,6	633,3	290,0	35,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

θ_s [°]	v_s [km/h]																					
	0,0	0,0	30,0	32,5	35,0	37,5	40,0	42,5	45,0	47,5	50,0	52,5	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0
12,0	0,0	410,5	529,5	647,6	716,8	627,8	265,0	20,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,1	0,0	419,6	541,1	660,3	725,6	620,8	240,0	5,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,2	0,0	428,9	552,8	673,0	733,9	612,2	215,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,3	0,0	438,4	564,7	685,7	741,7	602,1	190,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,4	0,0	448,0	576,7	698,3	748,9	590,4	165,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,5	0,0	457,7	588,8	711,0	755,6	577,0	140,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,6	0,0	467,6	601,1	723,6	761,5	561,8	115,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,7	0,0	477,6	613,5	736,2	766,8	544,8	90,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,8	0,0	487,7	626,1	748,6	771,2	526,1	65,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12,9	0,0	498,0	638,7	761,0	774,9	505,4	40,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,0	0,0	508,5	651,5	773,2	777,7	482,9	15,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,1	0,0	519,1	664,4	785,3	779,6	458,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,2	0,0	529,8	677,4	797,2	780,6	432,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,3	0,0	540,7	690,5	808,9	780,5	403,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,4	0,0	551,8	703,7	820,3	779,4	373,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,5	0,0	562,9	717,0	831,5	777,1	342,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,6	0,0	574,3	730,3	842,4	773,7	321,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,7	0,0	585,7	743,8	853,0	769,1	300,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,8	0,0	597,3	757,3	863,3	763,3	270,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
13,9	0,0	609,1	770,8	873,1	756,2	240,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,0	0,0	621,0	784,4	882,6	747,7	210,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,1	0,0	633,1	798,1	891,6	737,9	180,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,2	0,0	645,3	811,7	900,1	726,8	150,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,3	0,0	657,6	825,4	908,1	714,2	120,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,4	0,0	670,1	839,1	915,5	700,1	90,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,5	0,0	682,7	852,8	922,3	684,6	60,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,6	0,0	695,4	866,4	928,5	667,7	30,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,7	0,0	708,3	880,0	934,0	649,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,8	0,0	721,3	893,5	938,8	629,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
14,9	0,0	734,5	906,9	942,9	606,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,0	0,0	747,7	920,3	946,2	573,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,1	0,0	761,1	933,5	948,6	446,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,2	0,0	774,7	946,6	950,3	400,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,3	0,0	788,3	959,6	951,0	365,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,4	0,0	802,0	972,3	950,8	330,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,5	0,0	815,9	984,9	949,7	295,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,6	0,0	829,9	997,3	947,7	260,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,7	0,0	843,9	1009,4	944,6	225,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,8	0,0	858,1	1021,2	940,5	190,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
15,9	0,0	872,3	1032,8	935,3	155,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,0	0,0	886,7	1044,0	929,1	120,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Elektronický diferenciál elektromobilu s odděleným pohonem kol

θ_s [°]	v_s [km/h]																						
	0,0	0,0	30,0	32,5	35,0	37,5	40,0	42,5	45,0	47,5	50,0	52,5	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0	
16,1	0,0	901,1	1054,9	921,8	85,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,2	0,0	915,5	1065,4	913,4	50,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,3	0,0	930,1	1075,5	903,8	15,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,4	0,0	944,7	1085,2	893,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,5	0,0	959,3	1094,4	881,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,6	0,0	973,9	1103,2	867,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,7	0,0	988,6	1111,5	844,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,8	0,0	1003,3	1119,2	800,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
16,9	0,0	1018,0	1126,4	760,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,0	0,0	1032,7	1133,0	720,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,1	0,0	1047,4	1138,9	680,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,2	0,0	1062,0	1144,3	640,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,3	0,0	1076,6	1149,0	600,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,4	0,0	1091,2	1153,0	560,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,5	0,0	1105,6	1156,3	520,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,6	0,0	1120,0	1158,9	480,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,7	0,0	1134,2	1160,8	440,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,8	0,0	1148,4	1161,9	400,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
17,9	0,0	1162,3	1162,2	360,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,0	0,0	1176,2	1161,7	320,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,1	0,0	1189,8	1160,4	280,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,2	0,0	1203,3	1158,3	240,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,3	0,0	1216,5	1155,4	200,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,4	0,0	1229,5	1151,5	160,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,5	0,0	1242,3	1146,9	120,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,6	0,0	1254,8	1141,3	80,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,7	0,0	1267,0	1134,6	40,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,8	0,0	1278,9	1100,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18,9	0,0	1290,5	1050,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,0	0,0	1300,0	1000,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,1	0,0	1300,0	950,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,2	0,0	1300,0	900,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,3	0,0	1300,0	850,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,4	0,0	1300,0	800,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,5	0,0	1300,0	750,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,6	0,0	1300,0	700,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,7	0,0	1300,0	650,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,8	0,0	1300,0	600,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19,9	0,0	1300,0	550,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,0	0,0	1300,0	500,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,1	0,0	1300,0	450,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

θ_s [°]	v_v [km/h]																						
	0,0	0,0	30,0	32,5	35,0	37,5	40,0	42,5	45,0	47,5	50,0	52,5	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0	
20,2	0,0	1300,0	400,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,3	0,0	1300,0	350,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,4	0,0	1300,0	300,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,5	0,0	1300,0	250,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,6	0,0	1300,0	200,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,7	0,0	1300,0	150,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,8	0,0	1300,0	100,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20,9	0,0	1300,0	50,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce profesoru Ing. Petru Chlebišovi, CSc. za odborné vedení, vždy včasné usměrnění a rady poskytnuté v průběhu řešení této práce.

Poděkování patří také inženýru Davidu Slivkovi za představení praktického řešení pohonu laboratorního elektromobilu Kaipan.

Dále bych chtěl poděkovat bakalářce Lence Monsportové za pomoc při grafické úpravě a kontrole textu.

Za pomoc s korekturou textu také děkuji inženýrce Pavle Minksové.

Ostrava, 21.5.2012

Jiří Minks