



SIMULACE A KONSTRUKCE SYSTÉMU SBW SELEKTROPOHONEM

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Tomáš Vávra**
Vedoucí práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

SIMULATION AND DESIGN OF SYSTEM SBW WITH ELECTRIC DRIVE

Master thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems
Author: **Bc. Tomáš Vávra**
Supervisor: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Vávra**
Osobní číslo: **S14000341**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **SIMULACE A KONSTRUKCE SYSTÉMU SBW
S ELEKTROPOHONEM**
Zadávající katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište obecnou problematiku aktivních systémů směrových řízení u vozidel a proveďte rešerši současného stavu.
2. Sestavte simulační model vozidla.
3. Navrhněte algoritmy aktivního směrového řízení a proveďte simulační výpočty. Analyzujte a zhodnoťte dosažené výsledky.
4. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL) a Laboratoři pohonných jednotek.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: **cca 50 stran textu**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
- [2] VLK, František. *Elektromechanické systémy motorových vozidel 2*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2002. ISBN 80-238-7282-6.
- [3] BAMBULEAC, Dumitru. *Experimentální model elektromechanické jednotky směrového řízení vozidla*. Liberec, 2011. Diplomová práce. TUL.
- [4] JELÍNEK, Vít. *Elektromechanická jednotka směrového řízení vozidla*. Liberec, 2010. Diplomová práce. TUL.
- [5] BRAESS, Hans-Hermann a Ulrich SEIFFERT. *Viewg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 7. aktualisierte Aufgabe*. Wiesbaden: Springle Vieweg, 2013. ISBN 978-3-658-01690-6.
- [6] Manuál softwaru dSpace a Matlab/Simulink.

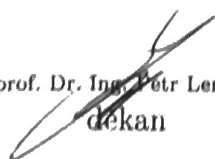
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Pavel Brabec, Ph.D.**

Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: **1. listopadu 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **1. ledna 2018**

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry



V Liberci dne 1. listopadu 2016

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:



Poděkování:

Rád bych zde poděkoval za odborné vedení a cenné rady svému vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlovi Brabcovi, PhD., a také svým konzultantům Ing. Robertu Voženílkovi, Phd. a Ing. Martinu Lachmannovi, Phd., bez kterých by tato práce v této podobě nevznikla. Na závěr chci poděkovat své rodině, které jsem velmi vděčný za vytrvalou podporu při mých studiích.

I would like to thank for technical supporting and tutoring of my thesis to Ing. Pavel Brabec and my consultants Ing. Robert Voženílek, Phd and Ing. Martin Lachmann, Phd., without whom the thesis might not have been written in this form. Finally, I am especially grateful to my family, for patient support my studies.



Simulace a konstrukce systému Steer-by-Wire s elektropohonem

Anotace

Diplomová práce se zabývá simulací systému směrového řízení Steer-by-Wire v programu Matlab Simulink s následným návrhem konceptu. V této práci byl proveden kompletní návrh simulačního schématu celého vozidla v příčném směru. Dále je zde uvedena historie a vývoj systémů řízení.

Klíčová slova: Řízení, Simulace, model vozidla, Ackermannova podmínka, Steer by Wire, elektrický pohon, Simulink

Simulation and design of Steer-by-Wire with electric drive

Annotation

The dissertation is dealt with the simulation for vehicle steering system Steer-by-Wire from Matlab Simulink and consecutive design of the concept. This work was carried out to complete the transvers dynamics design of whole vehicle. Furthermore, there are history records from the development of steering systems.

Key words: Steering, Simulation, model of vehicle, Ackermann condition, Steer by Wire, electric drive, Simulink

Desetinné třídění

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno: 2016

Archivní označení zprávy:



Obsah

Seznam symbolů a jednotek	- 7 -
1. ÚVOD	- 11 -
2. HISTORIE SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ	- 12 -
2.1. Vývoj směrového řízení	- 12 -
2.2. Fly-by-Wire	- 14 -
2.3. Steer-by-Wire	- 15 -
3. ROZDĚLENÍ SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ	- 16 -
3.1. Z hlediska koncepce	- 17 -
3.1.1. Řízení předních kol	- 17 -
3.1.2. Řízení zadních kol	- 18 -
3.1.3. Řízení kol obou náprav	- 18 -
3.1.4. Otočný kloubový rám	- 19 -
3.1.5. Nezávislý pohon/brzdění kol	- 19 -
3.2. Pasivní	- 20 -
3.3. Aktivní	- 21 -
3.3.1. Dynamické řízení u osobních a nákladních vozidel	- 22 -
3.3.2. Systém řízení všech kol - 4WS	- 24 -
3.3.3. Systém SBW	- 26 -
4. SYSTÉM STEER-BY-WIRE	- 26 -
4.1. Definice systému SBW	- 26 -
4.2. Konstrukční provedení směrového řízení	- 27 -
4.2.1. Druhy pohonů	- 27 -
4.2.2. Hlavní prvky	- 29 -
4.3. Systém SBW a elektromobil	- 31 -
4.4. SBW a autonomní vozidlo	- 31 -
4.5. Bezpečnost a statistika dopravních nehod	- 32 -
4.6. Rozbor systému SBW	- 33 -
4.7. Současná řešení systému SBW	- 34 -
4.7.1. NISSAN Q50	- 34 -
4.7.2. Citroen C5-Wire	- 35 -



4.7.3.	SpeedE – projekt	- 36 -
4.7.4.	Renault Laguna 4WS (<i>4Control</i>)	- 37 -
5.	VÝPOČTY A PODKLADY PRO SIMULACI	- 38 -
5.1.	Kinematika řídicího mechanismu	- 38 -
5.1.1.	Řešení mechanismu trigonometrickou metodou	- 39 -
5.1.2.	Řešení mechanismu vektorovou metodou	- 39 -
5.1.3.	Rychlost a zrychlení výsuvné tyče řízení	- 42 -
5.2.	Směrová dynamika vozidla	- 43 -
5.2.1.	Jednostopý model vozidla	- 44 -
5.2.2.	Dráha vozidla a boční zrychlení	- 45 -
5.2.3.	Kompenzace směrové úchyly (natáčení zadních kol)	- 45 -
6.	SIMULACE	- 46 -
6.1.	Schéma řízení SBW	- 46 -
6.2.	Simulační model vozidla	- 47 -
6.3.	Simulace vozidla v podélném směru (LVD)	- 48 -
6.4.	Simulace vozidla v příčném směru (TVD)	- 50 -
6.4.1.	Popis podsystémů	- 55 -
6.4.2.	Aktivní systém 4WS a jeho srovnání se systémem 2WS	- 59 -
6.4.3.	Aktivní algoritmus řízení AFWS	- 62 -
7.	KONSTRUKCE	- 65 -
7.1.	Shrnutí sil působících na řídicí mechanismus	- 65 -
7.1.1.	Síly působící na kolo při stojícím vozidle	- 65 -
7.1.2.	Síly působící na kolo pohybujícího se vozidla	- 65 -
7.2.	KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ	- 66 -
A.	Koncept s planetovým šroubem	- 67 -
B.	Provedení s klasickým mechanismem řízení (hřeben)	- 71 -
C.	Provedení s jednotlivými moduly řízení kol/náprav	- 72 -
8.	VÝSLEDKY	- 73 -
9.	ZÁVĚR	- 75 -
10.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	- 77 -
11.	PŘÍLOHY	- 79 -



Seznam symbolů a jednotek

Značka	Význam	Jednotka
$a_s(t)$	zrychlení výsuvné řídicí tyče	$[\text{mm}\cdot\text{s}^{-2}]$
A_v	amplituda otáčení volantu	$[\text{°}]$
C'_{ap}	směrová tuhost přední nápravy	$[\text{N}\cdot\text{rad}^{-1}]$
c_x	součinitel odporu vzduchu vozidla	$[-]$
C_{ap}	směrová tuhost obou předních pneumatik	$[\text{N}\cdot\text{rad}^{-1}]$
C_{az}	směrová tuhost obou zadních pneumatik	$[\text{N}\cdot\text{rad}^{-1}]$
b_0	rozchod vozidla	$[\text{m}]$
Δl	vysunutí řídicí tyče	$[\text{mm}]$
Δx	posunutí bodu B ve směru x	$[\text{mm}]$
Δy	posunutí bodu B ve směru y	$[\text{mm}]$
e	rameno mechanismu, vzdušného stáčivého momentu	$[\text{mm}]$
F_R	osová síla posuvné řídicí tyče	$[\text{N}]$
f_v	frekvence otáčení volantu	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$
F_{zp}	svislá síla přední náprava	$[\text{N}]$
F_{zz}	svislá síla zadní náprava	$[\text{N}]$
h	vzdálenost těžiště vozidla od vozovky	$[\text{m}]$
H_P, F_{xf}	hnací síla na přední nápravu	$[\text{N}]$
H_Z, F_{xr}	hnací síla na zadní nápravu	$[\text{N}]$
i	celkový převod volant-kola	$[-]$
i_p	dodatečný převod řízení	$[-]$
I	proud elektromotoru	$[\text{A}]$
i_r	převodový poměr mechanismu	$[-]$
J_r	moment setrvačnosti elektromotoru	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
J_{rfw}	moment setrvačnosti (předního pravé kolo)	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
J_{lfw}	moment setrvačnosti (přední levé kolo)	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$



J_Z	moment setrvačnosti vozu k ose z	[kg.m ²]
J_{rw}	moment setrvačnosti rotačních částí zadní nápravy	[kg.m ²]
k_N	součinitel boční vzdušné síly	[kg.m ⁻¹ .rad ⁻¹]
l	délka tyčky řízení, rozvor vozidla	[mm, m]
L	délka tyče řízení (šroubu, hřebenu)	[mm]
l_p	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
l_z	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
m	hmotnost vozidla vč. řidiče (75kg)	[kg]
M_m	točivý moment elektromotoru	[Nm]
M_{sw}	točivý moment na volant	[Nm]
M_t	třecí moment řízení – odporový moment	[Nm]
N	boční vzdušná síla	[N]
n_K	konstrukční závlek	[m]
n_S	závlek pneumatik	[m]
O_v	odpor vzduchu	[N]
p	stoupání závit, hřebenu	[mm.ot ⁻¹]
P_m	výkon elektromotoru	[W]
r	poloměr páky těhlice	[mm]
R	poloměr otáčení vozidla	[m]
r_d	dynamický poloměr kola	[m]
S_P, F_{yf}	boční síla na přední kolo	[N]
S_x	čelní plocha vozidla	[m ²]
S_Z, F_{yr}	boční síla na zadní kolo	[N]
s_{14}	vzdálenost od středu otáčení kola k bodu A_0	[mm]
t	čas	[s]
v	rychlost vozidla	[km.hod ⁻¹]
v_0	počáteční rychlost vozidla	[km.hod ⁻¹]



$v_s(t)$	rychlost výsuvné řídicí tyče	$[\text{mm.s}^{-1}]$
w_y	rychlost bočního větru	$[\text{m.s}^{-1}]$
x^*	lokální souřadná osa kola	$[\text{m, mm}]$
x_B	vzdálenost bodu B ke středu ve směru x	$[\text{mm}]$
x_0	absolutní poloha vozidla ve směru x	$[\text{m}]$
y^*	lokální souřadná osa kola	$[\text{m, mm}]$
y_0	absolutní poloha vozidla ve směru y	$[\text{m}]$
\ddot{y}	boční zrychlení vozidla	$[\text{m.s}^{-2}]$
α	úhel směrové úchyly vozidla	$[\text{rad, }^\circ]$
$\dot{\alpha}$	úhlová rychlost směrové úchyly	$[\text{rad.s}^{-1}]$
α_{mi}	požadované natočení elektromotoru	$[\text{ }^\circ]$
α_p	úhel směrové úchyly předního kola	$[\text{ }^\circ]$
α_{mr}	skutečné natočení elektromotoru	$[\text{ }^\circ]$
α_v	úhel natočení volantu	$[\text{ }^\circ]$
α_z	úhel směrové úchyly zadního kola	$[\text{ }^\circ]$
β	obecný úhel natočení kola	$[\text{ }^\circ]$
β_1	teoretické natočení levého předního kola	$[\text{ }^\circ]$
β_{1r}	skutečné natočení levého předního kola	$[\text{ }^\circ]$
β_2	teoretické natočení pravého předního kola	$[\text{ }^\circ]$
β_{2r}	skutečné natočení levého předního kola	$[\text{ }^\circ]$
β_p	střední natočení předních kol	$[\text{ }^\circ]$
β_z	natočení zadních kol	$[\text{ }^\circ]$
γ	absolutní úhel polohy páky těhlice	$[\text{ }^\circ]$
δ	konstrukční natočení páky těhlice	$[\text{ }^\circ]$
ε	úhel stáčení vozidla	$[\text{rad, }^\circ]$



$\dot{\epsilon}$	rychlost stáčení vozidla	[rad.s ⁻¹]
η	účinnost	[-]
θ	úhel stoupání vozidla	[°]
μ	součinitel tření mezi vozovkou a pneumatikou	[-]
φ	odklon řídicí tyčky v počáteční poloze	[°]
ψ	transformační úhel mechanismu	[°]
ω_{mi}	požadovaná úhlová rychlost elektromotoru	[°]
ω_{mr}	skutečná úhlová rychlost elektromotoru	[°]

Definice pojmů

AFWS	Active Front Wheels Steering – aktivní řízení předních kol
ECU	Electronic Control Unit – řídicí jednotka
LVD	Longitudinal Vehicle Dynamics - podélná dynamika vozu
SBW	Steer by Wire
TVD	Transvers Vehicle Dynamics – příčná dynamika vozu
TUL	Technická Univerzita Liberec
4WS	four Wheel Steering – směrové řízení všech (čtyř) kol
2WS	two Wheel Steering – směrové řízení kol přední nápravy
deg	degree – úhlové stupně [°]



1. ÚVOD

Vývoj v oblasti dopravních prostředků urazil za poslední desetiletí značnou vzdálenost. Znatelný technický a technologický pokrok zaznamenáváme zejména u vozidel, kde probíhají optimalizační procesy výroby a montáže. Zároveň automobilky investují značnou část kapitálu do vývoje nových technologií a konstrukčních řešení za účelem zvýšit užité vlastnosti automobilů a tím i jejich konkurenceschopnost. Zvyšování užitečných vlastností vozu, které představují především: bezpečnost, komfort, ergonomii, náklady na provoz a ekologii, podněcují znovuoživení vývoje elektromobilů, což vede k jejich sériové výrobě.

Vznikají nová řešení v oblasti ovládání vozidla a prvků zvyšujících jak aktivní tak pasivní bezpečnost. Inovace prodělávají všechny části automobilu, jako jsou pohonné jednotky, systémy řízení vozidla, brzdy a podvozek. Z pohledu řízení mají vozidla jednu velikou výhodu oproti vlakové dopravě a to takovou, že mohou libovolně měnit směr jízdy pouze za pomoci vlastního řízení a nepotřebují dodatečnou externí řídicí stopu, jako je tomu u kolejových vozidel.

Zaměříme-li se na řízení vozidla, které se neustále přizpůsobuje požadavkům řidičů – zákazníků, ale podstata zůstává už od počátků vývoje automobilů u naprosté většiny vozidel stejná a to ovládání za pomoci mechanické vazby. Tímto dostáváme komplexní systém mechanických vazeb směřující od volantu (snímače) k řídicím prvkům (kolům), dále doplněné v dnešní době posilovačem řízení a to elektrickým, hydraulickým či jejich kombinací. Mezistupeň vývoje řízení bez přímé mechanické vazby vstupu a výstupu lze považovat za aktivní řízení, které uvedli na trh v sériovém měřítku automobilky Audi a BMW. S úplným nahrazením mechanické vazby vazbou elektrickou přichází systém Steer-by-Wire (SBW), který s sebou přináší určité výhody a nevýhody.

Cílem této práce je zpracovat rešerši současného stavu směrového řízení vozidla a řízení typu SBW z pohledu dalšího technického rozvoje. Hlavním cílem je sestavení simulačního modelu v prostředí programu Matlab Simulink a následný návrh konceptu z konstrukčního hlediska. Výsledky simulace budou dále použity při měření na zkušební stanovišti TUL.



2. HISTORIE SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ

Od vývoje tažených vozidel k vozidlům s vlastním pohonem, tak jako od podvozků s tuhými nápravami k podvozkům s nezávisle zavěšenými koly bylo i v oblasti směrových řízení třeba držet krok s trvalým zvyšováním rychlosti vozidel a hustoty provozu. V následujících několika stránkách stručně shrnu historii vývoje směrového řízení.

2.1. Vývoj směrového řízení

Směrové řízení takové jaké jej známe dnes, prodělalo mnohé změny a zaručuje stabilitu vozidla i ve vysokých rychlostech ve srovnání s prvopočátky směrového řízení.

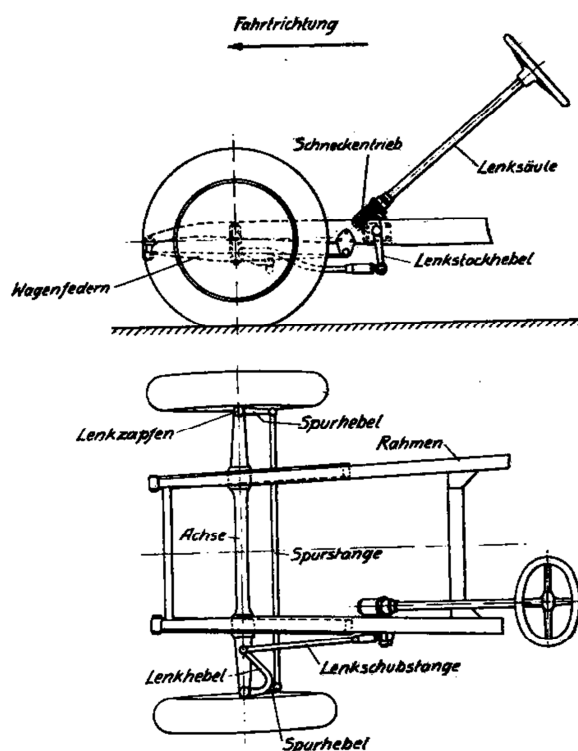


Bild A-4 Schema des Standardlenksystems um 1930 (aus Becker et al. 1931)

Obr. 1 – Směrové řízení z roku 1930 (1)

Na obrázku 1 je znázorněna jedna z prvních konstrukcí řízení pomocí paralelní tyče, která byla založena na přímém řízení jednoho z kol přední nápravy spojeného s kolem na protější straně pomocí tyče, čímž se docílilo stejného natočení obou kol. U vozidel pohybujících se v té době podstatně nižšími rychlostmi neznamenal mírný prokluz způsobený stejným úhlem natočení obou kol podstatný problém při provozu vozidla.



V oblasti rozvoje směrového řízení v osobní i nákladní dopravě bylo zapotřebí, aby se vozidlo pohybovalo žádaným směrem dle pokynů řidiče, bez prokluzu vnitřního kola při průjezdu zatáčkou. Se zvyšujícími požadavky na bezpečnost si žádal podvozek a řízení vozu nezbytné úpravy pro zlepšení jízdní dynamiky vozidla

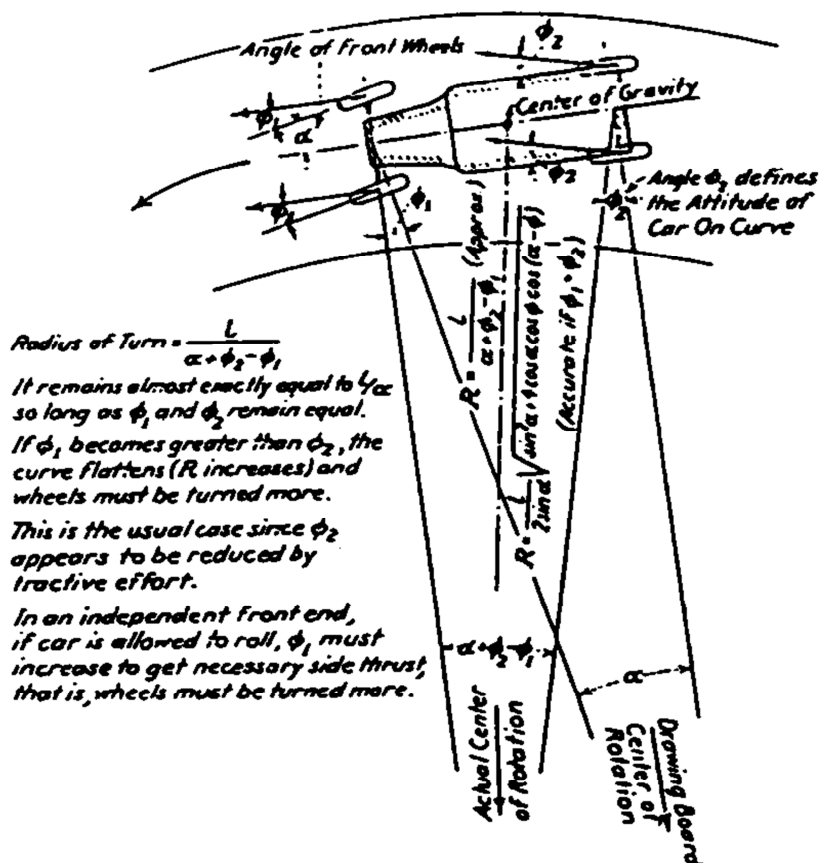


Bild A-5 Erste Fahrdynamische Untersuchungen von Olley 1934

Obr. 2 - Prvně popsaná dynamika vozidla – Olley (1)

V oboru dynamiky a ovladatelnosti vozidla přinesl mnohá zlepšení a inovace významný konstruktér Maurice Olley pod automobilovým závodem Rolls-Royce, kde nastoupil jako kreslíř. Později se z něho stal konstruktér náradí a přípravků a od roku 1914 konstruoval vše od startérů až po vačkové hřídele, později i motor pro letadla firmy Eagle.

V roce 1932 přišel pro General Motors (GM) s prvním prototypem nezávislého zavěšení kola SLA (short/long arm), které přineslo významné zlepšení jízdních vlastností, a proto se rozhodl toto řešení aplikovat na všechny vozy, což znamenalo v době krize obrovský risk.



Nezávislé zavěšení kol vedlo na druhé straně k vedlejšímu efektu na vozidlo, tzv. nedotáčivosti vozu (understeer), což je dnes typické pro vozy s předním náhonem, které se vyznačují mírnou nedotáčivostí. Mírná nedotáčivost je z pohledu chování vozu příznivější a bezpečnější než přetáčivost. Pojem nedotáčivosti vozu poprvé použil a znázornil s využitím Ackermannovy podmínky v roce 1934 právě Maurice Olley (viz obr. 2).

2.2. Fly-by-Wire

Předchůdcem dnešního řízení vozidla Steer-by-Wire se stal v leteckém průmyslu obdobný systém s názvem Fly-by-Wire, který nahradil dřívější řízení pomocí mechanických táhel a ocelových lanek elektronickým systémem. Tento systém ve spojení s navigací umožňuje letadlu udržovat požadovaný směr letu a letovou hladinu bez zásahu pilota, tzv. autopilot.



Obr. 3 - První zkouška systému Fly-by-Wire, pilot Gary E.Krier (2)



První oficiální test systému zalétal v roce 1971 na upraveném letadle typu F-8C Crusader pilot Gary E.Krier. Tento test odstartoval sériové využití technologie Fly-by-Wire v letectví. Dnešní dva nejvýznamnější výrobci dopravních letadel Airbus a Boeing se liší v přístupu nasazení Fly-by-Wire, kdy v letadlech Airbus systém nedovolí pilotovi úplnou kontrolu nad letadlem (dodržení koridoru, ovládání výkonu), naproti tomu u Boeingu může pilot převzít úplnou kontrolu. (3)

2.3. Steer-by-Wire

Jedním z prvních prototypů představila automobilka SAAB na modelu 9000 označeném Prometheus, který se stal zároveň automobilem, kde byl nahrazen volant joystickem, jímž se vozidlo ovládalo naklápěním na jednu a druhou stranu v rozsahu 180°. Sériového nasazení se však tento prototyp nedočkal, jelikož neposkytuje tak precizní ovládání vozidla, jaké umožňují volantem řízená vozidla se standardním rozsahem od dorazu k dorazu 3,5 otáčky – 1260°.



Obr. 4 – Pohled do kabiny vozu SAAB Prometheus (4)

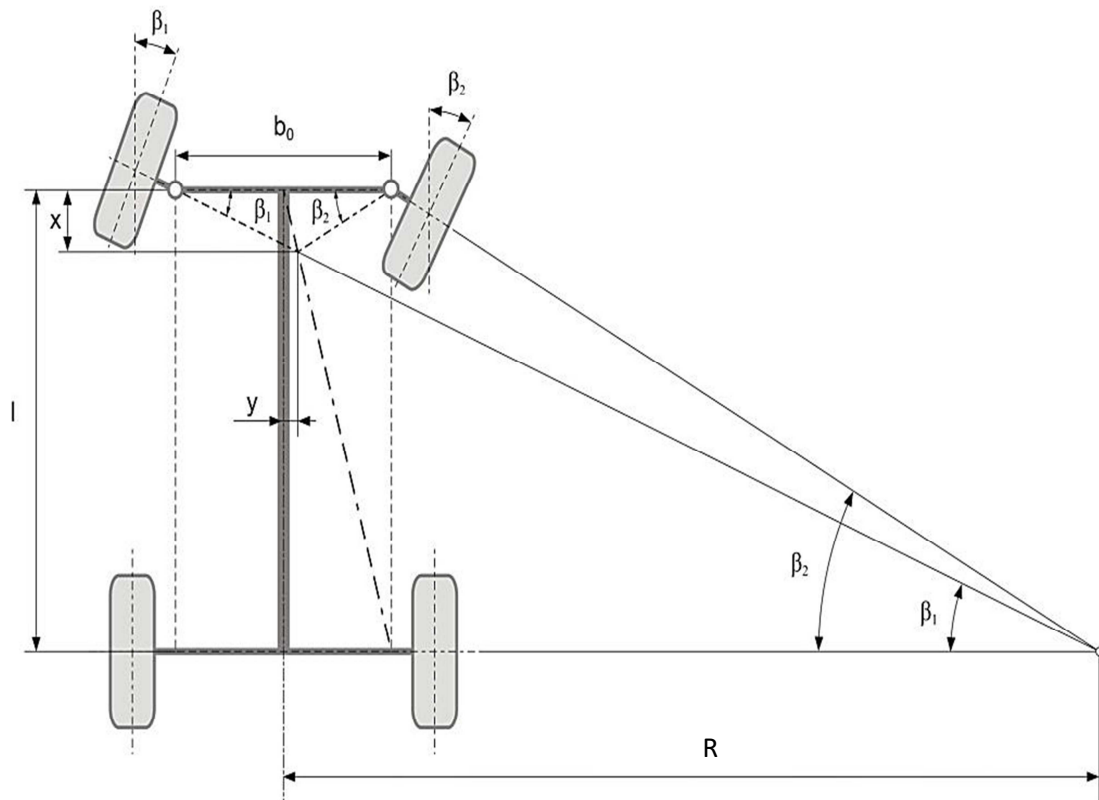
Prvním sériově vyráběným vozem s řízením SBW a konvenčním ovládacím prvkem v podobě volantu se stal *NISSAN Infinity Q50* uvedený na trh v roce 2014. Dle legislativy platné v témže roce obsahoval vedle systému SBW i konvenční řízení s pevnou mechanickou vazbou. Dále je popsán systém SBW vozidla *NISSAN Infinity Q50* v kapitole 4.7.1.



3. ROZDĚLENÍ SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ

Existují různé koncepce a konstrukční provedení směrového řízení, z nich každé má své uplatnění v určitém druhu vozidel. Rozdíl lze ukázat na řízení osobního automobilu a manipulačního vozíku, tzv. „ještěrky“, kdy řízení zadních kol by bylo těžko představitelné při vysokých rychlostech osobního automobilu a obráceně při manipulačních pracích by řízení předních kol u vozíku neumožňovalo dostatečnou manévrovatelnost.

Obecně lze rozdělit směrová řízení na aktivní a pasivní. Systém SBW, o kterém tato práce pojednává, patří svojí konstrukcí do skupiny aktivních systémů směrového řízení, proto se dále zaměřím výhradně na tuto skupinu. Všechny typy řízení, bez ohledu na to zda se jedná o řízení pasivní s pevnou mechanickou vazbou nebo řízení aktivní, by měla s určitou přesností splňovat tzv. *Ackermannovu podmínku*, která říká: *Aby nedocházelo při průjezdu zatáčkou k prokluzu, musí se střed zatáčení (pól pohybu) vozidla nacházet na prodloužené ose zadní nápravy.* U vozidel s řízením kol obou náprav (4WS) je situace složitější, jelikož při žádaném poloměru zatáčení existuje více než jedno řešení natočení kol.



Obr. 5 - Geometrické vyjádření Ackermannovy podmínky (5)

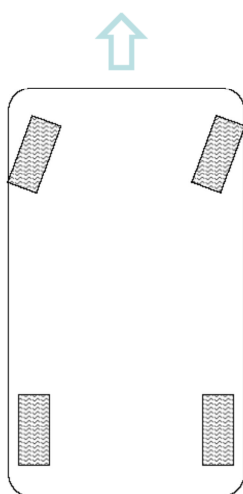


3.1. Z hlediska koncepce

Jedná se o principy řízení vozidla využívané v různých odvětvích dopravy. Dále na ně mohou být aplikovány různé typy pohonů, přídatných systémů a konstrukčních provedení mechanismů řízení a podle těchto vlastností je dále můžeme řadit mezi řízení aktivní a pasivní (popsáno v kapitole 3.2 a 3.3).

3.1.1. Řízení předních kol

Řízení kol přední nápravy dovoluje řidiči precizní řízení při vysokých rychlostech, ale disponuje větším poloměrem otáčení, než při řízení kol zadní nápravy. Výhodou tohoto řešení je vznik klopného momentu vozidla v případě brzdění, který vytváří dodatečné svislé zatížení přední nápravy, a tím zvyšuje adhezi předních kol a zlepšuje ovladatelnost vozu. Užití této konstrukce se využívá např. u osobních automobilů, autobusů a kamionů.



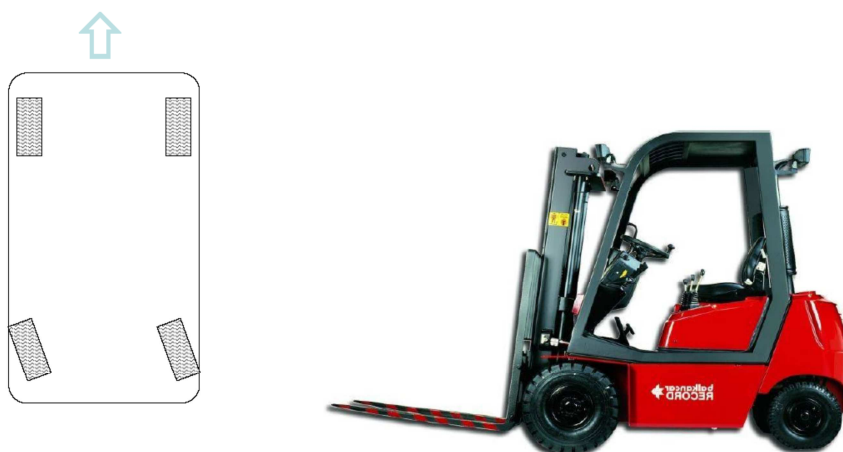
Obr. 6 - Natáčení kol přední nápravy vozidla (6)

V dnešní době existují koncepty s možností natočením vnitřního kola až o 90° od osy vozidla, čímž lze zmenšit poloměr otáčení R až na poloviční hodnotu rozchodu předních kol, tj. $b_0/2$.



3.1.2. Řízení zadních kol

Řízení kol zadní nápravy umožňuje vozidlu lepší manévrovací schopnosti a zároveň v případě umístění nákladu před přední nápravou i menší zatížení řízených kol, s čím souvisí menší ovládací síly. Užívá se u pomalu jedoucích strojů, jako jsou vysokozdvizné vozíky a manipulátory.



Obr. 7 – Natáčení kol zadní nápravy (6)

3.1.3. Řízení kol obou náprav

Dále uvedené a popsané v kapitole 3.3.2 jako 4WS. Uplatňuje se jak u osobních automobilů, tak i autobusů a pracovní techniky. U tohoto systému řízení je mnohem složitější dodržení Ackermannovy podmínky.



Obr. 8 – Natáčení kol obou náprav (6)



3.1.4. Otočný kloubový rám

Otočný rám vytvoří podobný efekt jako v případě zatáčení kol obou náprav. Je tedy výhodnější z hlediska velikosti poloměru otáčení, než-li je ovládání kol jedné nápravy. Nevýhodou jsou velké zástavbové požadavky a složitost provedení, proto je otočný kloubový rám využíván pouze u těžké pracovní techniky.



Obr. 9 – Ovládání vozidla za pomoci kloubového rámu (6)

3.1.5. Nezávislý pohon/brzdění kol

V tomto případě nedochází k natočení kol či vozu, ale tok výkonu (brzdící/hnaný) je přesměrován v případě změny směru z jedné strany na druhou. Určitou analogii lze sledovat na principu funkce ESP, kdy pro zamezení smyku vozidla je přibrzděno příslušné kolo a tím je vytvořen opačný moment vůči těžišti vozidla, než je moment působící na vozidlo v důsledku působení bočních sil. Užití u vojenské techniky, pásových vozidel a pracovních strojů.



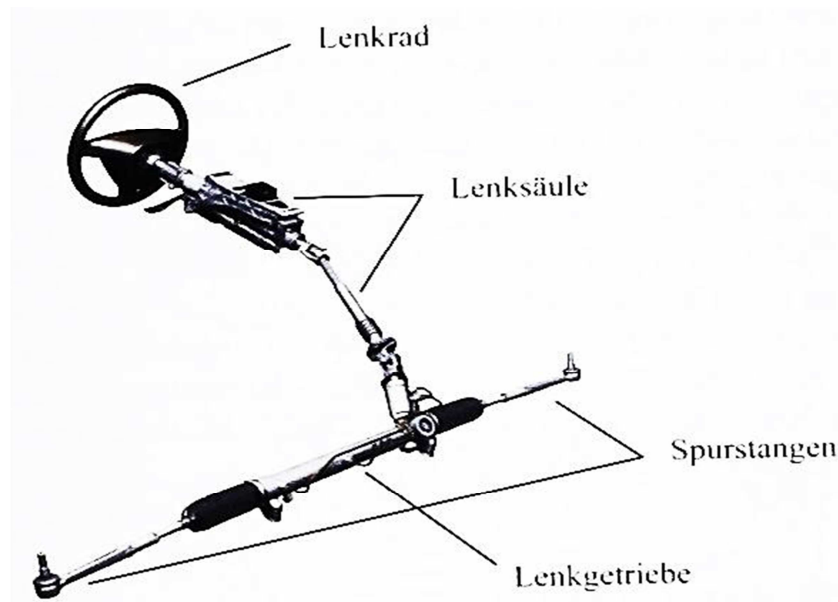
Obr. 10 – Ovládání vozu za pomoci pohonu/brzdění jednotlivých kol (6)



3.2. Pasivní

Jedná se o konvenční systém, který nevstupuje do řízení aktivní změnou parametrů, jako jsou poloměr otáčení vozu, stáčivá rychlost nebo převodovým poměrem mezi volantem a natočením kol. Standardní provedení pracuje s pevnou mechanickou vazbou. Dále je možné tento systém doplnit posilovačem řízení, který je v dnešní době naprosto běžným prvkem základní výbavy vozidla. Jedná se o nejrozšířenější druh řízení osobních automobilů.

Na obrázku níže je vyobrazení řízení s pevnou mechanickou vazbou, kterou představuje řídicí tyč (Lenksäule) s dvojitým kardanovým kloubem, zajišťující konstantní převodový poměr mezi vstupní úhlovou rychlostí volantu (Lenkrad) ω_1 a výstupní ω_2 převodu řízení (Lenkgetriebe).



Obr. 11 - Konvenční směrové řízení vozidla Porsche 997 (1)

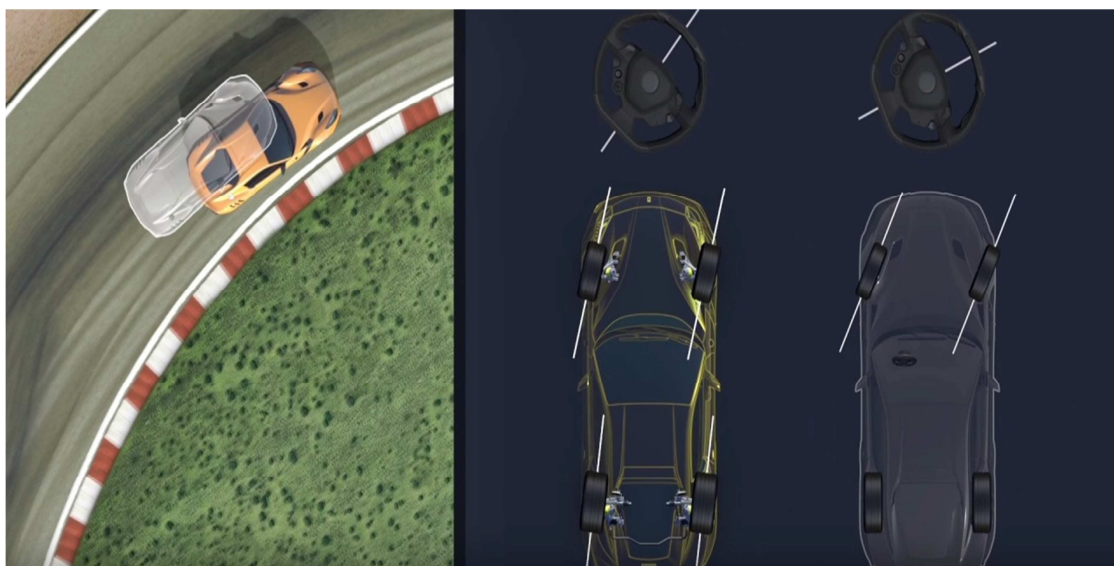
Lépe lze chápat rozdíl mezi aktivním a pasivním systémem řízení na níže uvedeném příkladu:

- **K pasivnímu řízení** patří zadní náprava vozidla, která může korigovat směr pomocí pružného uložení (silentbloky). V důsledku vzniku axiální síly dojde k přiřizování kol.
- 4WS se řadí mezi **aktivní systém** řízení u zadní nápravy. Dochází zde k přesně danému řízení kol řídicí jednotkou (ECU) v závislosti na vstupních parametrech směrové dynamiky vozu (rychlost, natočení předních kol).



3.3. Aktivní

Systém aktivního řízení dokáže pomocí řídicí jednotky vstupovat do systému směrového řízení prostřednictvím vlastního natáčení elektromotoru řízení, změnou převodového poměru, velikostí ovládací síly či řízením více než jedné nápravy. Takovýto systém může za obtížných podmínek výrazně pomoci z hlediska bezpečnosti a ve spojení s dalšími systémy vozidla dokáže udržet požadovaný směr jízdy a tím eliminovat únavu řidiče. V dnešní době využívají různé druhy aktivního směrového řízení, např. značky: BMW, AUDI, NISSAN (SBW) u vozidel vyšších tříd. U systémů 4WS s aktivním přiřizováním zadních kol je nespornou výhodou znatelné zlepšení příčné dynamiky vozidla (TVD) a dále možnost širšího nastavení pro různé jízdní situace (viz model Ferrari F12 – Berlinetta).



Obr. 12 - Srovnání řízení s přiřizováním zadních kol a bez – Ferrari F12 (7)

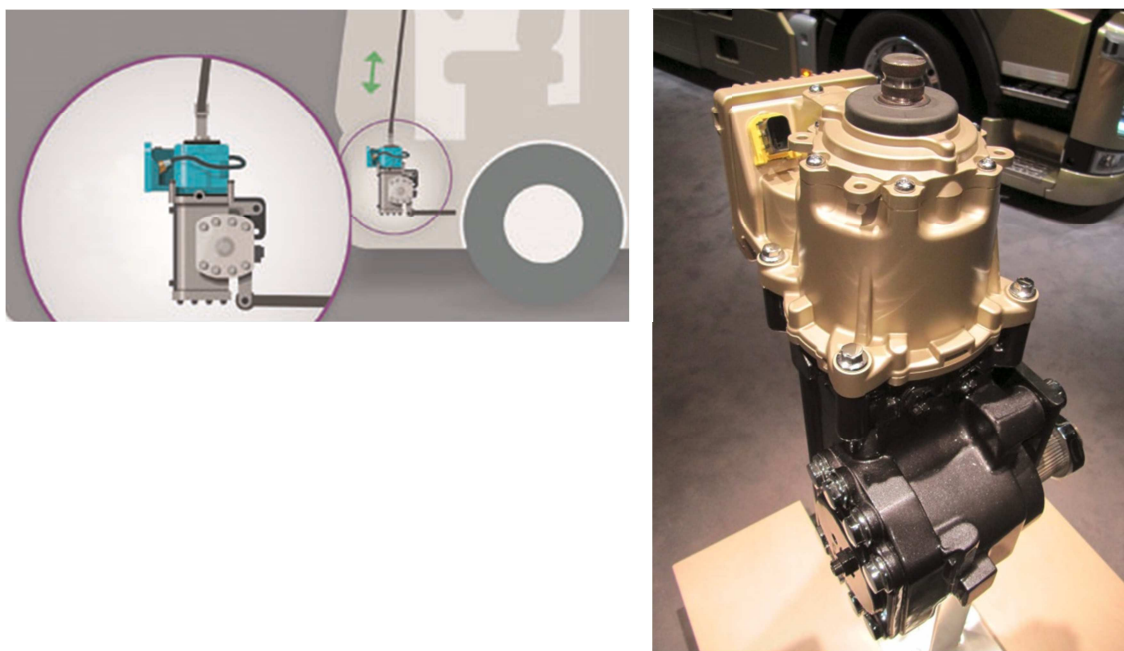
Dalším stupněm aktivního řízení je řízení s autopilotem, který je v dnešní době z legislativních důvodů klasifikován jako asistenční prvek výbavy vozu, který musí řidič neustále kontrolovat a v případě nutnosti zasáhnout. Tím odpovědnost za případané škody nese řidič.



3.3.1. Dynamické řízení u osobních a nákladních vozidel

System je založen na principu, kdy je zajištěn vedle vstupu hlavního řídicího signálu (volat) také vstup druhotného pomocného signálu (akční člen) do systému řízení, pomocí dodatečného připojení akčního členu, který je spojen s řídicí tyčí. Takovéto řešení stále splňuje zákonnou podmínku zachování pevné mechanické vazby. Cílem tohoto řešení je poskytnout řidiči větší komfort a bezpečnost.

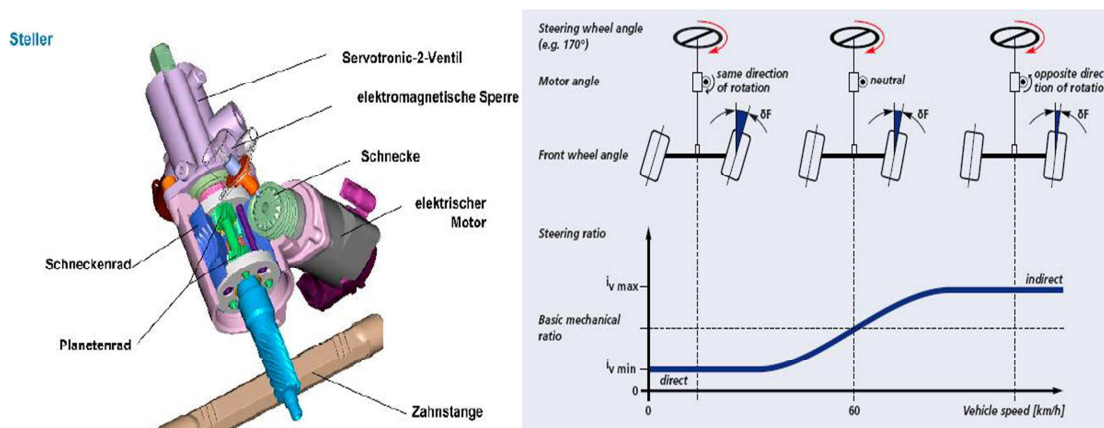
Řešení využívající dynamického řízení, využívá automobilka Volvo u nákladních vozidel pod názvem „Volvo Dynamic Steering“. System slouží jako dodatečný posilovač řízení a zároveň udržuje směrovou stabilitu vozidla. Je zde spojen běžný hydraulický posilovač řízení a elektronicky regulovaný elektrický motor napojeným na řídicí jednotku. Volvo má toto konstrukční provedení patentováno.



Obr. 13 – Ukázka převodky řízení Volvo Dynamics (8)

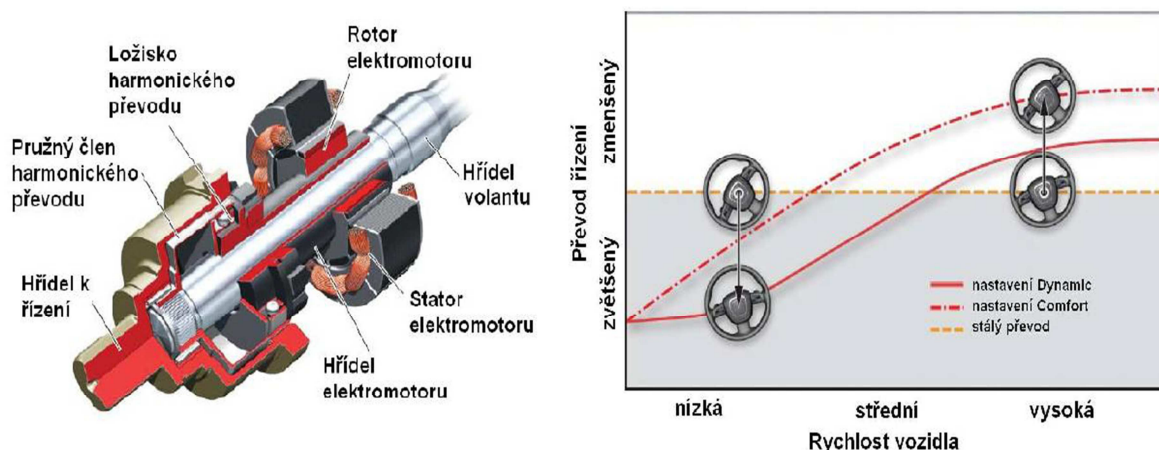


Dalším řešením využívaným automobilkami Audi a BMW jsou systémy pracující na principu změny převodového poměru v závislosti na jízdním režimu. BMW má přerušenu tyč řízení na 2 části, mezi které je vsazen planetový převod, který je v provedení diferenciálu s dvěma možnými vstupy (od volantu a krokového elektromotoru) a jedním výstupem k ozubenému hřebenu řízení.



Obr. 14 - Provedení automobilky BMW se vsazeným planetovým převodem (9)

Automobilka Audi využívá ke změně převodového poměru elektromotoru umístěného v ose řídicí tyče a pružného harmonického členu, který zajišťuje svoji deformací vzájemné pootočení hřídele volantu a hřídele k řízení. Sériové nasazení těchto systémů bylo možné díky zaručení funkce řízení i při poruše elektromotoru (např. samosvornost vstupu od elektromotoru).

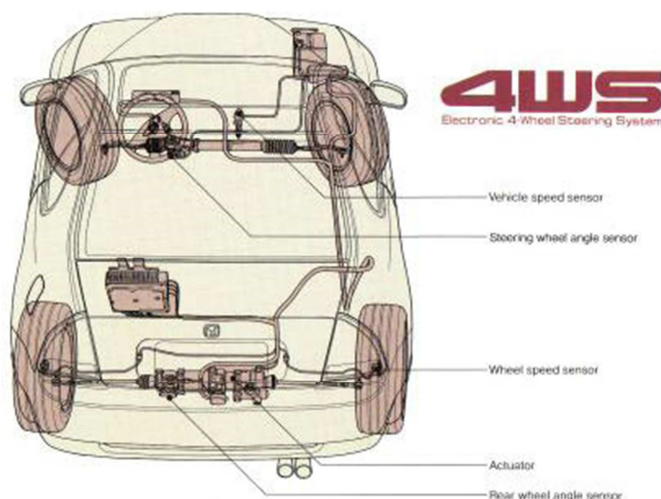


Obr. 15 - Provedení automobilky Audi se vsazeným harmonickým převodem (9)



3.3.2. Systém řízení všech kol - 4WS

Systém 4WS využívá dodatečného řízení kol zadní nápravy vozidla, která jsou svázána s primárním řízením předních kol. Hlavními parametry určujícími směr a velikost natočení zadních kol je rychlost vozidla a úhel natočení předních kol. Natačení zadních kol rozdělujeme dle směru natočení zadních kol vůči předním:



Obr. 16 – Toyota Celica s řízením 4WS (10)

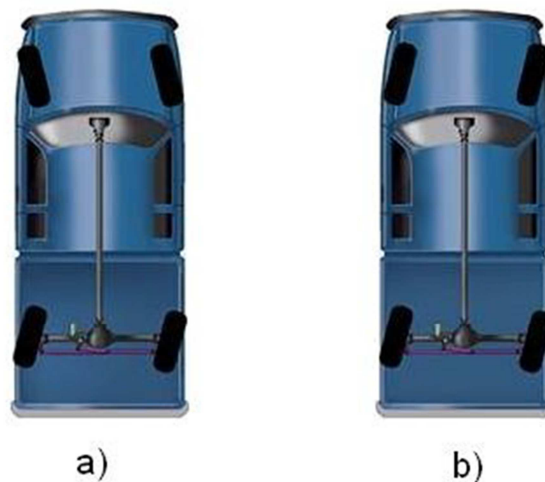
a) nesouhlasné

Zadní kola se natáčejí opačným směrem, než-li je tomu u kol předních a používá se při pohybu vozidla nízkými rychlostmi, jako je tomu při parkování a provádění manévru v městském provozu. Takovéto nastavení z principu Ackermannovy podmínky zaručuje menší poloměr otáčení. Dosáhneme stejného efektu jako u vozidla s menším rozvorem kol.

b) souhlasné

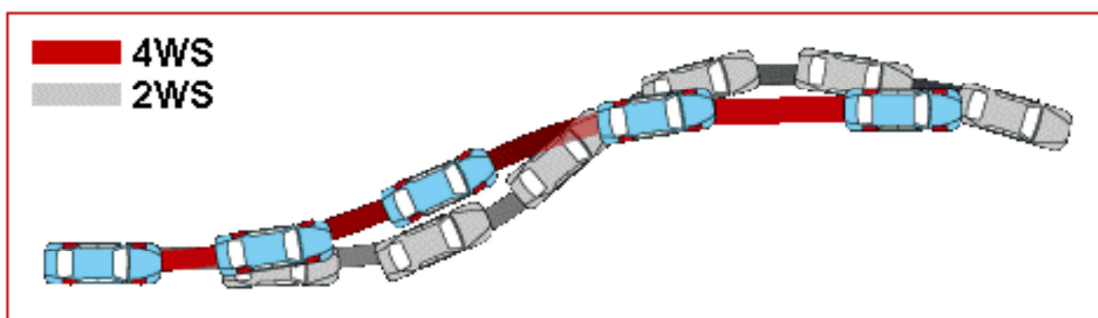
Zadní kola se natáčejí ve stejném směru jako kola přední, čehož se využívá pro zvýšení stability vozidla při vysokých rychlostech, např. úhybné manévry, průjezd zatáčkou. Zjednodušeně lze říci, že souhlasné natočení kol má stejný efekt, jako zvětšení rozvoru vozidla. V případě, že dosáhneme stejného natočení předních kol jako kol zadních, bude výsledný pól pohybu ležet dle Ackermannovy podmínky v nekonečnu (osy obou náprav jsou rovnoběžné). Takovýto stav se označuje také jako tzv. “krabí pohyb“ a vozidlo má v tomto případě nulovou stáčivou rychlost.





Obr. 17 - Řízení 4WS nesouhlasné a souhlasné (9)

Prvním sériově vyráběným automobilem vybaveným mechanickým natáčením zadních kol byla *Honda Prelude*, a to před více než 30 lety. Systém 4WS od té doby prošel obrovským vývojem. V dnešní době natáčení zadních kol By-Wire využívá Renault Laguna GT, NISSAN Infiniti G37, DELPHI QUADRASTEER, Renault TALISMAN Grandtour (4CONTROL) a NISSAN Infinity Q50. Přejít z řešení mechanicky natáčených zadních kol na systém By-Wire znamená lepší variabilitu nastavení systému a konstrukční zjednodušení (snížení váhy). Jak dokazuje níže uvedený obrázek systém 4WS může být velkým přínosem z hlediska bezpečnosti vozidla při provádění úhybných manévrů a průjezdu zatáčky.



Obr. 18 - Porovnání systému 4WS s 2WS (zdroj Mazda) (6)



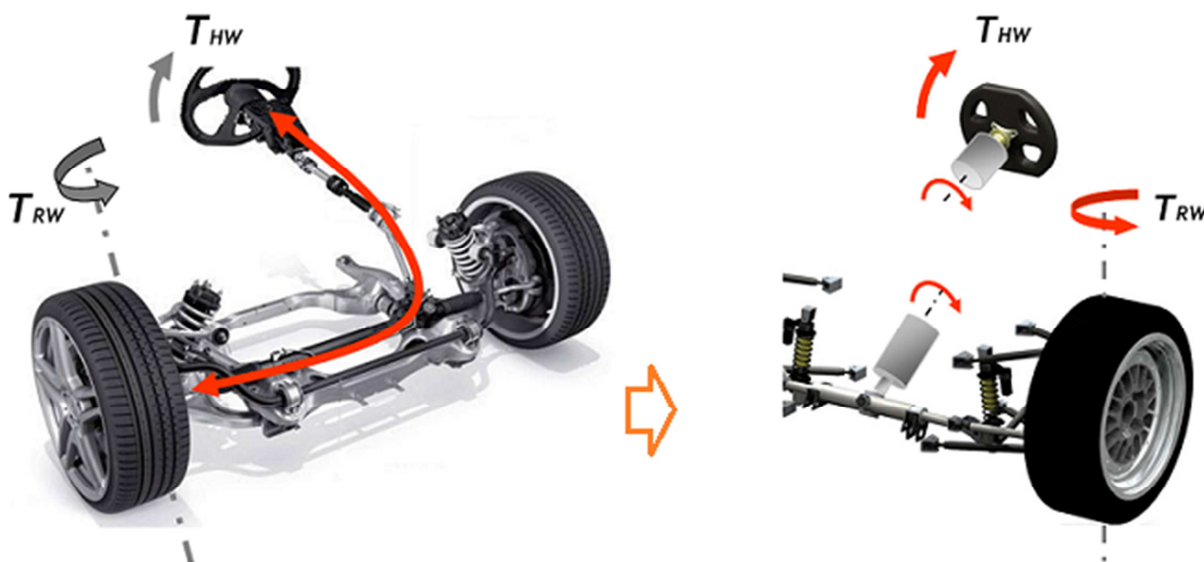
3.3.3. Systém SBW

Systém Steer-by-Wire nebo také z překladu „řízení po drátě“, je systém bez přímého přenosu sil mezi volantem a mechanismem řízení (bez pevné mechanické vazby). Takovýto systém může působit prvním dojmem ztráty přímého řízení vozu a jeho ovladatelnosti v krizových situacích, proto je u řízení SBW a při jeho konstrukci na prvním místě zaručení bezpečnosti systému a to i v případě nenadálé poruchy. Dále je tento systém podrobně popsán v následující kapitole.

4. SYSTÉM STEER-BY-WIRE

4.1. Definice systému SBW

Pod pojmem Steer-by-Wire, (dále také ‚SBW‘) se rozumí takový systém ve vozidlech, u kterého je řídicí povel předáván od senzoru (především volantu) za pomoci řídicího zařízení a to výlučně elektrickými nebo elektromechanickými členy, kterými je proveden řídicí příkaz. Skládá se z takových konstrukčních celků, které společně tvoří mechanickou vazbu mezi volantem a řízenými koly, tj. není použita pevná vazba mezi volantem a řídicí tyčí kola.



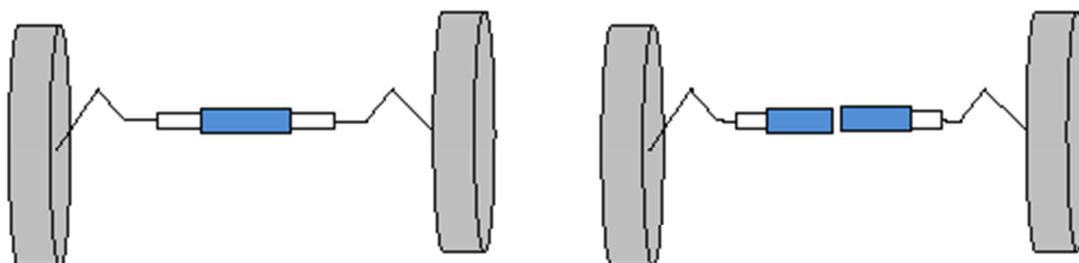
Obr. 19 - Konvenční systém řízení a systém SBW (11)



4.2. Konstrukční provedení směrového řízení

U dnešních konvenčních systémů řízení osobních automobilů, kde k natočení kol není třeba tak velkých sil, jako u těžkých pracovních strojů s hydraulickým řízením pohybujících se malou rychlostí, se uplatňuje mechanický převod s podporou vyvození síly (posilovačem). Z důvodu snižování emisí (spotřeby paliva) a nákladů na výrobu je tendence nahrazovat u osobních vozidel posilovač elektrohydraulický posilovačem elektromechanickým s lepší účinností a větším poměrem výkonu k celkové hmotnosti, dále umožňující samostatné řízení (využívané při parkování). Na konstrukci SBW lze aplikovat stejné rozdělení z hlediska druhů pohonů jako u zmiňovaných posilovačů řízení, ale s tím rozdílem, že systém SBW přebírá plnou funkci a odpovědnost za natočení kol s využitím výhradně elektrické energie.

Konstrukční provedení řídicího mechanismu, kdy má každé kolo zvláštní jednotku, zajišťuje nezávislého natočení jednotlivých kol. Takovéto řešení se s výhodou uplatní u systému řízení všech kol 4WS, kdy lze nastavit jednotlivá kola podle různých jízdních režimů a také Ackermannovy podmínky.



Obr. 20 - Provedení řízení kol společně a zvlášť - (6)

4.2.1. Druhy pohonů

Konstrukce systému SBW lze rozdělit z pohledu způsobu vyvození síly potřebné k natočení řídicích kol podle následujícího rozřazení:

a) elektro-mechanické

Zde se nabízí dvě varianty elektrických pohonů: *rotační elektromotor* s převodem nebo *lineární elektromotor*. Lineární elektromotor v sobě skrývá výhodu přímé transformace elektrické energie na posuvný pohyb, ale zároveň akční člen musí vyvinout značné síly, což bude mít za následek výrazné zvětšení rozměrů elektromotoru. Nehledě

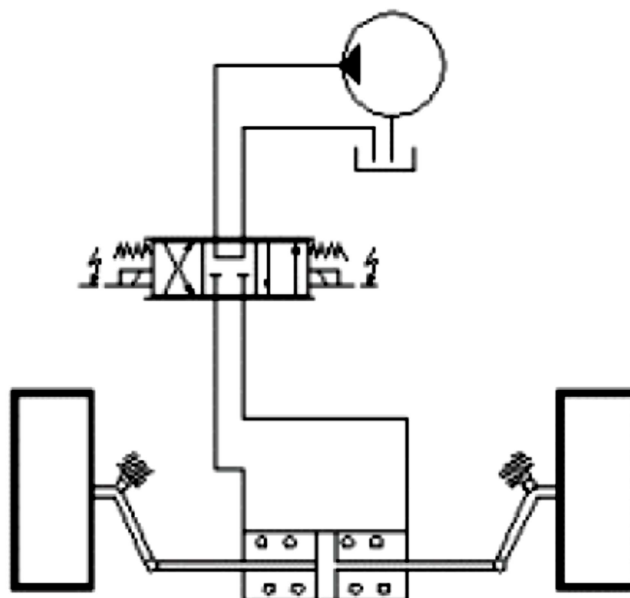


na zvětšení rozměrů, zde vystává fakt, že v případě i malého výpadku či poruchy je umožněno kolu naprosto volné natáčení, což by mělo fatální následky (nutné zajištění samosvornosti použitím brzdy). Přes výhodu přímé transformace energie není takovéto konstrukční řešení vhodné.

Pokud bychom uvažovali o rotačním elektromotoru, je třeba pomocný mechanismus, který by zajistil následný převod rotačního pohybu na pohyb posuvný. Takovéto řešení s rotačním elektromotorem skrývá menší nároky na výkon motoru, tím nižší cena a hmotnost a zároveň umožňuje přesnější polohování, což je vhodnější pro následnou aplikaci.

b) hydraulické

Elektricky poháněný hydrogenerátor generuje v systému tlak, který působením na pístnice jednotlivých kol vyvozuje sílu potřebnou k natočení. Tento systém je využíván z důvodu schopnosti vyvinout značnou sílu nezbytnou k natočení kola u těžkých pracovních strojů, které se pohybují vůči automobilům malými rychlostmi. Mezi jeho nevýhody patří vyšší výrobní cena oproti elektro-mechanickému provedení, dále je tu možné nebezpečí úniku kapaliny a zavzdušnění systému. Hydraulického okruhu využila dříve Mazda pro řešení systému 4WS.

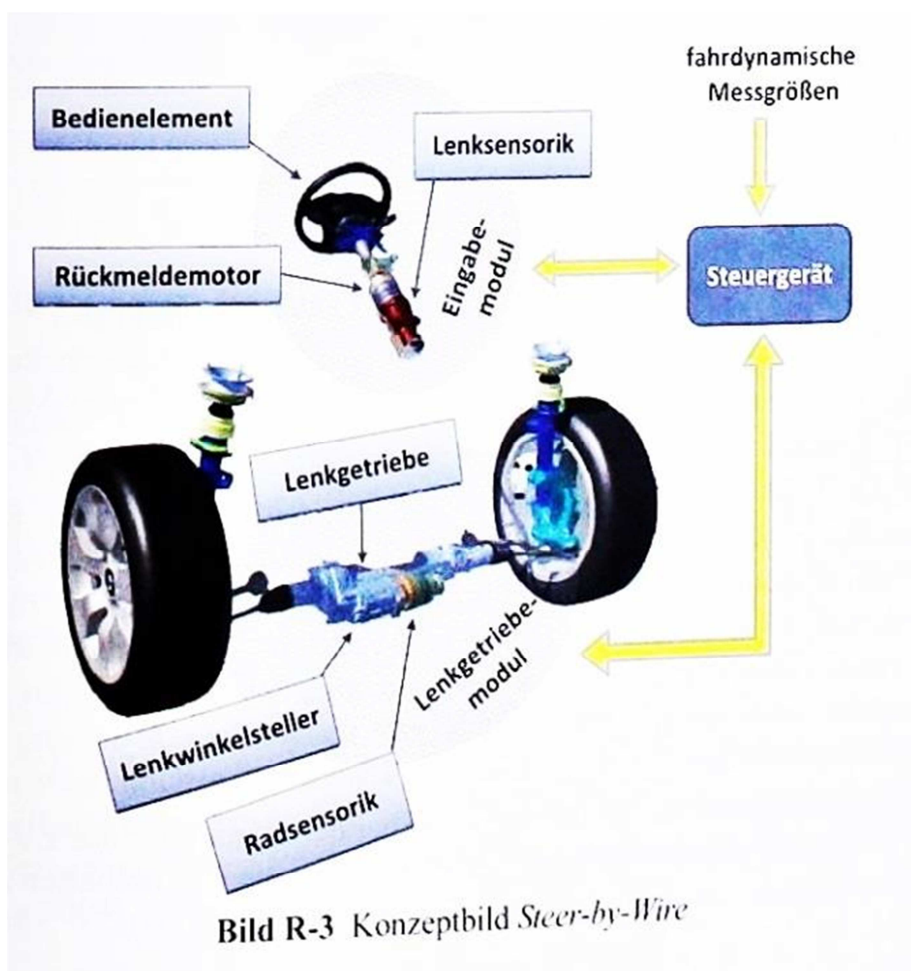


Obr. 21 - Schéma hydraulického obvodu řízení bez mechanické vazby - (12)



4.2.2. Hlavní prvky

Hlavní stavební prvky řízení SBW lze rozdělit do několika podstatných částí, které jako celek zprostředkovávají ovládání vozu. Mezi jednotlivými provedeními SBW je možná odlišná konstrukce mechanismu ovládání kol. U řízení typu 4WS s výhodou využijeme řídicí modul pro každé kolo zvlášť. Popis ovládacích prvků provedu všeobecně postupně směrem od vstupu (volantu) k výstupu (natočení kol).



Obr. 22 – Schéma uspořádání řízení SBW (1)

a) Vstupní člen

Ovládacím prvkem (Bedienelement) systému řízení je volant, stejně jako tomu je u konvenčního řízení, kdežto zde může být použit i jiný vstupní člen jako je tomu i u jiných dopravních prostředků než jsou osobní automobily (Joystick, volant s více ovládanými osami apod.).



b) Snímače vstupu a zpětná vazba

Za vstupním členem je umístěn snímač pohybu, v případě použití volantu snímač úhlového natočení. Jedná se o velmi důležitý prvek nahrazující z části tyč řízení, a jelikož by mohlo nastat v případě poruchy okamžitě vyřazení celého systému z činnosti je tento prvek zdvojen. Zpětná vazba zde znamená jak velká je ovládací síla a přenášení vibrací, což umožňuje řidiči lepší přehled o „dění“ kol na vozovce a jejím stavu.

c) Zpracování signálu

Signál ze snímače natočení se dále zpracovává v řídicí jednotce ECU (Steuergerät) a následně je předán ovládacímu členu – elektromotoru, který je připojen na převodku řízení a díky tomu je transformován otáčivý pohyb elektromotoru na posuvný pohyb řídicí tyče, a tím určuje úhlové vychýlení kol.

d) Mechanismus řízení

Je složený z několika mechanických vazeb sloužících k převodu otáčivého pohybu kol na pohyb přímočarý řídicí tyče. V případě, kdy je řízení uspořádáno dle Ackermanovy podmínky do lichoběžníku, je používána jednodílná tyč řízení. V případě modulu pro každé kolo zvlášť a řízení 4WS jsou jednotlivé moduly softwarově svázány právě Ackermanovou podmínkou. Mechanismus řízení vstupuje do simulace převodovým poměrem mezi natočením kol a volantu.

e) Snímače výstupních veličin a zpětná vazba

Jedná se o snímače, které zajišťují funkci zpětné vazby systému a zároveň slouží k diagnostice systému a predikci závad. Systém musí být schopen díky těmto čidlům vyhodnotit, zda je schopen další činnosti a společně s ECU vyvodit nouzový chod. Do této sekce lze zařadit např.: snímač skutečného natočení kol, měření síly potřebné k natočení kol, snímač bočního zrychlení vozidla (přetížení), tenzometry a snímače spojené s elektromotorem. Stěžejní činnost je snímání a vyhodnocování dat nezbytných pro zpětnou vazbu zaručující správnou funkci samotného řízení elektromotoru.



4.3. Systém SBW a elektromobil

Znovuoživení elektromobilů nastartovalo vývoj nových typů baterií s větší kapacitou a možností rychlejšího nabíjení a především přijatelnou cenou, která by měla nadále klesat. Přestože kapacity baterií se znatelně zvýšily, je stále množství měrné akumulované energie v přepočtu na 1kg váhy několikanásobně menší, než je uloženo v palivech z ropy, a to i se započtením účinností, se kterou oba typy pohonů pracují.

Předností spojení systému SBW a elektromobilu je využití stejného druhu energie, na kterém pohon vozu a jeho řízení pracuje. Systém může odebírat rovnou energii uloženou v akumulátorech a nevyžaduje posílení elektrického generátoru (alternátoru) ve vozidle se spalovacím motorem a nutná opatření v případě poruchy.

4.4. SBW a autonomní vozidlo

Vzhledem k rozvoji technologií zajišťujících případný autonomní provoz vozidla, lze do systému SBW přímo adaptovat funkci autopilota, který se stává součástí některých dnešních automobilů (např. Tesla model S – autopilot za dohledu řidiče, Google – software pro autonomní vůz) a to z důvodu zvýšení aktivní bezpečnosti a také úspory času, který je nutný k řízení vozidla. Systém autopilota je v poslední době velmi populární v USA, kde lidé stráví mnoho času při cestě do práce nebo na dlouhých vzdálenostech mezi městy. V souvislosti s tím vzniklo několik projektů, např. automobilka Volvo přišla s projektem „vláčku“ vozidel na dálnici, kdy se vozidla sami pohybují v těsných vzdálenostech za sebou a tím eliminují vznik stojících kolon a redukují spotřebu paliva (zmenšení aerodynamického odporu).



Obr. 23 - Koncept autonomního vozidla (13)



4.5. Bezpečnost a statistika dopravních nehod

Bezpečnost při návrhu systému řízení je zásadní, a proto musí být do konstrukce zahrnuty všechny možné varianty, které by mohly nastat při provozu tohoto systému. Rád bych zde uvedl i statistiku dopravních nehod v roce 2014, která může přiblížit nejčastější příčiny vzniku nehod a ukázat směr vývoje dalších technologií řízení vozidel.

Pořadí	příčina nehody řidičů motorových vozidel (leden - červen 2014)	počet nehod
1.	řidič se plně nevěnoval řízení vozidla	6747
2.	nedodržení bezpečné vzdálenosti za vozidlem	3217
3.	nesprávné otáčení nebo couvání	3159
4.	jiný druh nesprávného způsobu jízdy	3049
5.	nepřizpůsobení rychlosti stavu vozovky	2271
6.	nezvládnutí řízení vozidla	2047
7.	nepřizpůsobení rychlosti dopravně technickému stavu vozovky	2020
8.	nedání přednosti proti příkazu dopravní značkou Dej přednost	1724
9.	vyhýbání bez dostatečné boční vůle	1301
10.	jízda po nesprávné straně vozovky, vjetí do protisměru	1106

Obr. 24 – Statistika dopravních nehod za rok 2014 v ČR (14)

Jak už jsem zmínil, systém SBW nabízí možnost přímého napojení dalších systémů na vlastní řízení vozidla, a tím umožňuje implementaci tzv. autopilota či částečného autopilota, jako je tomu u letadel a tak dokáže zvýšit aktivní bezpečnost a komfort. Velmi zajímavým prvkem používaným u letadel je systém omezující pilota při nebezpečných manévrech, kdy řízení klade odpor proti pohybu, ale zároveň umožňuje tento manévr provést za vyvinutí větší síly.



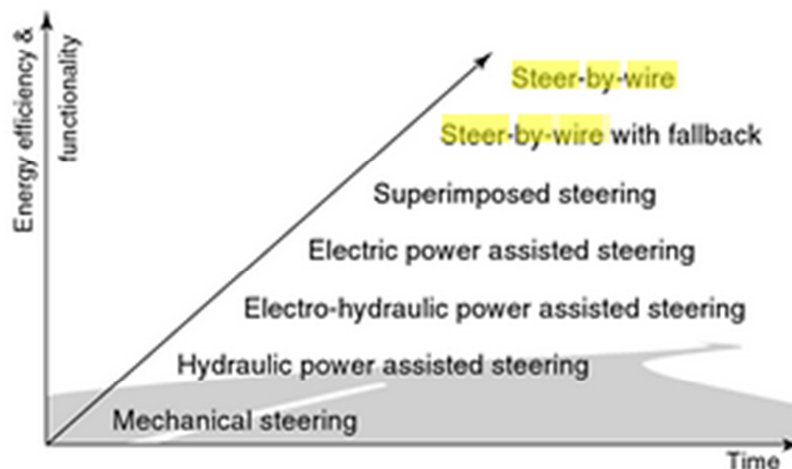
4.6. Rozbor systému SBW

Výhody:

- Řízení může být tzv. adaptivní a přizpůsobit se vnějším proměnlivým vlivům jako je boční vítr, nerovnosti vozovky, boční tuhost pneumatik a elastické uložení nápravy (obecně vlivům omezené tuhosti).
- Implementace na další systémy jako jsou: ESP, autopilot a udržování směru vozidla
- Nezávislé natočení kol přední a zadní nápravy bez mechanické vazby mezi sebou
- Zlepšení pasivní bezpečnosti díky vyloučení řídicí tyče
- Možnost „vymezení vůlí“ v řídicích segmentech po celou dobu životnosti automobilu a řízení – bez přenosu vůlí k volant
- Individuální nastavení řízení dle řidiče (zpětná vazba + převodový poměr)

Nevýhody:

- Zabezpečení systému pro případ poruchy elektromotoru, přerušení dodávky elektrické energie apod.
- Nutnost odborného zacházení se systémem a pravidelné kontroly
- Náchylnost systému na vnější elektromagnetické vlivy (rušení signálu) – zabezpečení systému proti těmto vlivům



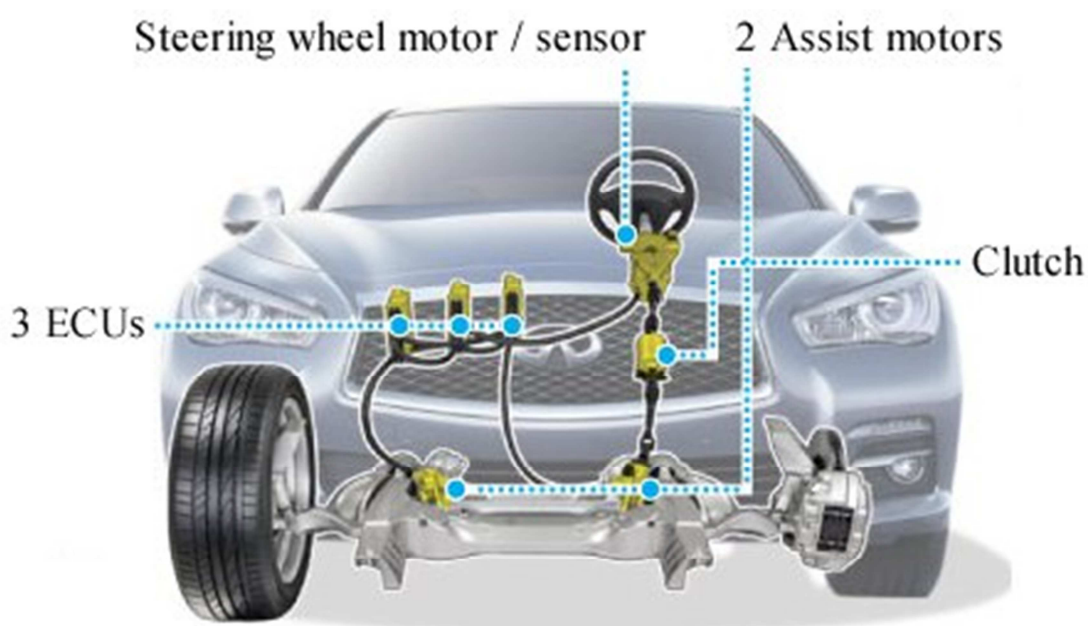
Obr. 25 - Přehled druhů řízení dle energetické náročnosti a funkčních možností



4.7. Současná řešení systému SBW

4.7.1. NISSAN Q50

Prvním sériově vyráběným automobilem s možností řízení typu SBW se stal NISSAN Q50, který byl představen v roce 2014. Systém SBW je zde doplněný konvenčním řízením s mechanickou vazbou, které se připojí v případě poruchy pomocí elektromagnetické spojky. Nehledě na toto záložní řešení je systém SBW zajištěn pomocí trojice řídicích jednotek (ECU).



Obr. 26 - Provedení SBW na vozidle Nissan Q50 (15)

Nissan označuje systém SBW ve vozech Q50 Infinity jako *DAS - elektronické řízení*. Umožňuje nově nastavovat: účinek posilovače, převod a strmost řízení, účinek zpětné vazby a další parametry. Automobilka vyřešila odstranění zpětné vazby mezi řidičem a vozovkou elektromotorem, který přenáší pohyby předních kol, ale zároveň eliminuje přímou odezvu od nerovností.



4.7.2. Citroen C5-Wire

V roce 2005 představil Citroen koncept automobilu kompletně ovládaného By-Wire, s tím přišel i nový koncept volantu, kterým lze ovládat mimo směr jízdy i elektrohydraulické brzdy a akceleraci vozu. Volant, jehož horní a spodní část věnce byly odstraněny, umožňuje ovládat zcela elektrické řízení s proměnným převodovým poměrem, který je při nízké rychlosti velmi přímý.



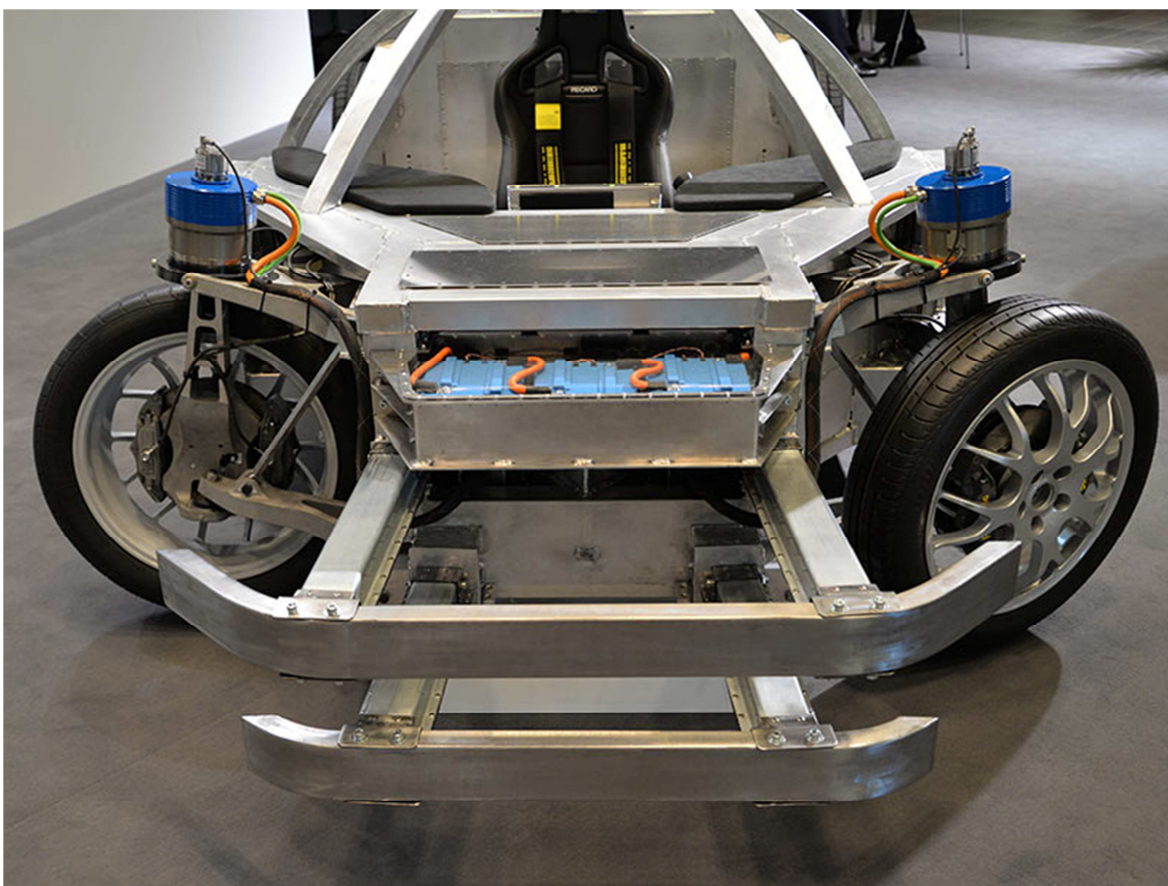
Obr. 27 – Koncept volantu s ovládáním brzd a akcelerace (16)

Řízení využívá variabilní převodový poměr mezi úhlem natočení volantu a kol automaticky ovládaný v závislosti na rychlosti vozu. Tato funkce usnadňuje parkovací manévry při velmi přímém převodovém poměru (1/3 otáčky volantu mezi koncovými polohami volantu, “rejdy“ proti obvyklým třem otáčkám) a zajišťuje výborné ovládání vozidla při vysoké rychlosti s velkou přesností řízení. (16)



4.7.3. SpeedE – projekt

Tento projekt byl založen Hans Hermann Voss-Foundation a je zaměřený na vývojový potenciál elektromobilu ve spojení s moderními technologiemi jako je Steer-by-Wire. Prototyp byl navržen se zcela unikátním skeletem, který byl od začátku vývoje dimenzován pro zástavbové potřeby elektromobilu a řízení SBW, což umožňuje vozidlu úctyhodné natočení předních kol až 90° a úsporu energie. Zajímavostí je zde umístění natáčecích jednotek v místě, kde bývá uchycen tlumič kola.



Obr. 28 – Projekt vozidla SpeedE (17)

Požadavky projektu SpeedE na systém SBW:

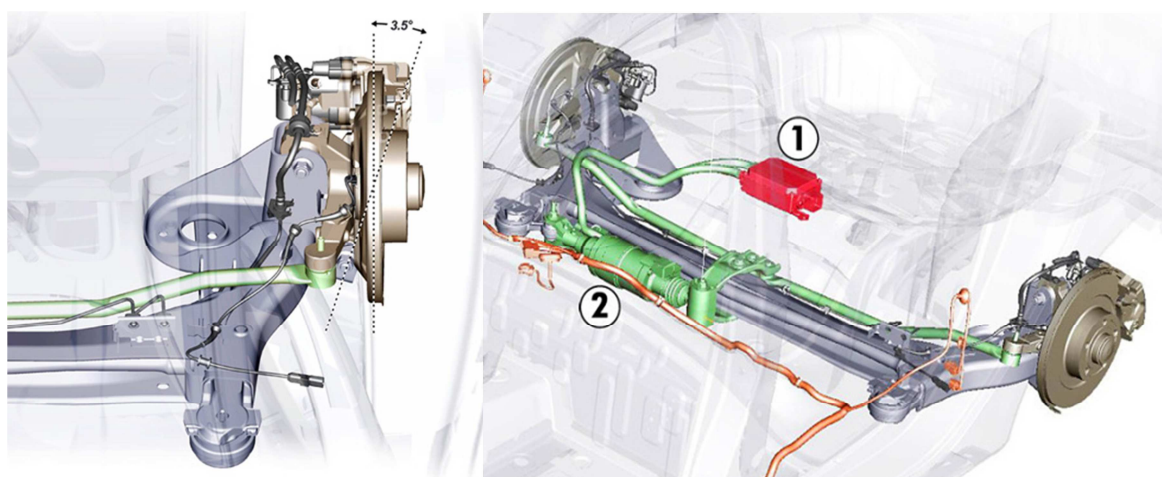
- zaručení bezpečnosti a v případě poruchy některé z komponent
- vyšetření energetických nároků systému
- zpětná vazba a předvídatelné chování



4.7.4. Renault Laguna 4WS (4Control)

Automobilka Honda přišla v roce 1985 jako první se systémem přiřizování zadních kol (4WS) na vozidle Honda Prelude. Po více než 20 letech automobilka Renault znovuoživila systém 4WS, který v roce 2008 představila ve vozidle Laguna GT pod jménem *Active Drive* (později *4Control*). Systém *4Control*, využívá jako vstupní hodnoty rychlost vozu a úhel natočení volantu. Natočení zadních kol zajišťuje elektromechanická jednotka, která pomocí mechanismu natáčí obě kola zároveň.

Systém využívá jak souhlasného natáčení zadních kol tak nesouhlasného (viz kap. 3.3.2). Do rychlosti $60 \text{ km}\cdot\text{hod}^{-1}$ se natáčí kola nesouhlasně, a tím zmenšují poloměr otáčení vozidla. Nad tuto rychlost se kola natáčí ve směru souhlasném a dohází k lepší stabilitě vozidla (viz kap. 6.4.2). Maximální natočení kol je možné o $3,5^\circ$ na každou stranu. U tohoto systému se uvádí reakční schopnost 10ms (systém vyhodnocuje každých 10ms správnost natočení kol). (5)



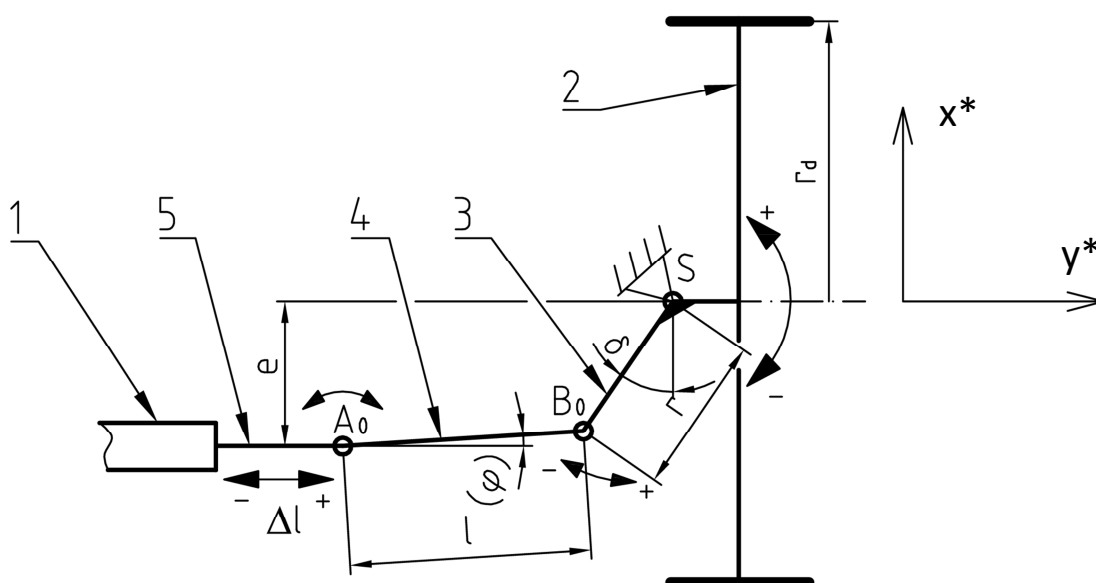
Obr. 29 – Řízení 4Control Renault Laguna GT (5)



5. VÝPOČTY A PODKLADY PRO SIMULACI

5.1. Kinematika řídicího mechanismu

Důležitým parametrem každého řídicího mechanismu je kinematická závislost jeho zdvihu na natočení kola ($f(\beta)=\Delta l$). Pro účel simulace je třeba znát závislost vysunutí řídicí tyče na úhlu pootočení kola. Dále je tato závislost nedílnou součástí řídicí jednotky systému řízení.



Obr. 30 - Skica mechanismu řízení ve výchozí poloze (kola v přímém směru)
1 - převodní část mechanismu, 2 - kolo vozidla, 3 - těhlice vozidla, 4 - tyčka řízení,
5 - posuvný člen mechanismu (hřeben řízení); A_0, B_0 – kloubové spoje; S – otočné
uložení kola a uchycení k rameni

Zvolil jsem výchozí polohu mechanismu s použitím lichoběžníkového mechanismu, kdy pohyb páky r a z toho vyplývající úhel β je zvolen kladný při zatažení vozu na pravou stranu. Mechanismus je v tomto kinematickém schématu uvažován jako dostatečně tuhý, stejně jako uložení kola s nápravou vůči karoserii. Na reálném modelu se vyskytují vůle díky pružnému uložení nápravy a ramen, dále dané konečnou tuhostí mechanismu a výskytem vůlí. Tyto vnější vlivy ovlivňují kinematickou závislost celého mechanismu a jejich matematické vyjádření a následná implementace na reálný mechanismus je nevhodná už jenom z důvodu prodloužení reakčních časů celého mechanismu z důvodu dodatečných snímačů a senzorů a početních úkonů. Nejvhodnější řešení z tohoto důvodu vidím ve snímání skutečného natočení kola, které je neustále porovnáváno s požadovaným natočením a pomocí regulátoru je kompenzována odchylka.

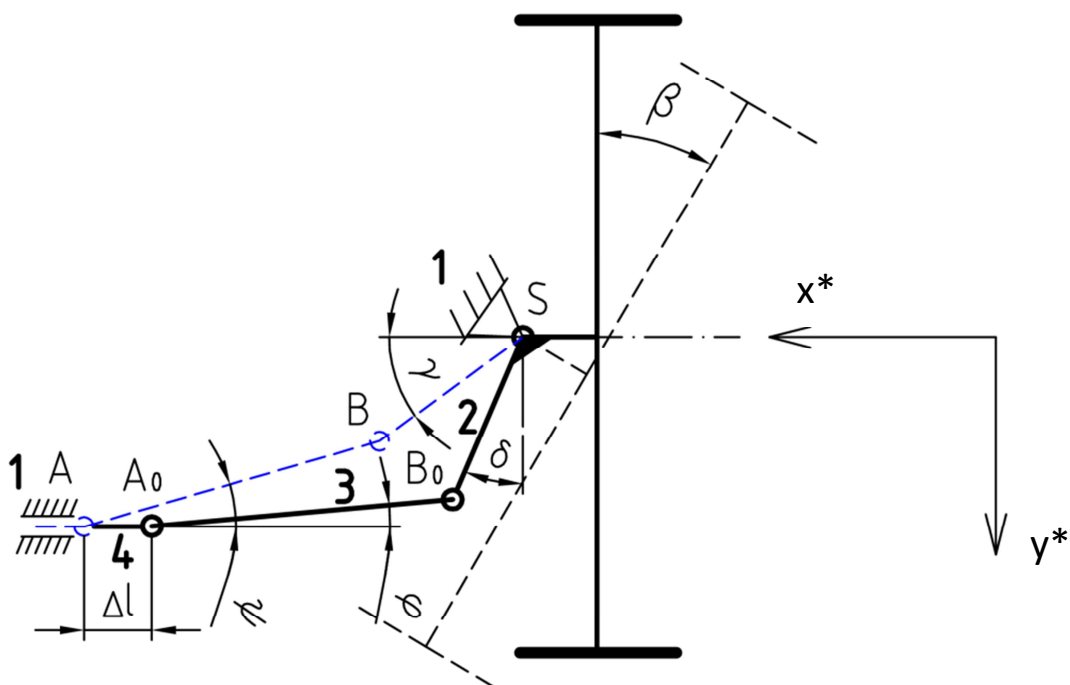


5.1.1. Řešení mechanismu trigonometrickou metodou

Je popsáno a spočítáno v **PŘÍLOZE 4**.

5.1.2. Řešení mechanismu vektorovou metodou

Vektorová metoda spočívá ve vytvoření uzavřeného obrazce z vektorů daného mechanismu a následných matematických úprav vedoucích k vyjádření požadovaných proměnných. Následující výpočet směřuje k vyvození následujících dvou závislostí: $\Delta l = f(\beta)$ a $\beta = f(\Delta l)$. Pozornost je třeba věnovat novému označení úhlu γ , který je značen od osy x^* nikoliv od původního natočení ramene těhlice, jako byl u předchozí metody úhel β . Dále je třeba dát pozor na lokální souřadný systém kola x^*, y^* .



Obr. 31 - Náskres mechanismu řízení pro vektorovou metodu

- počet stupňů volnosti

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 3 \cdot pev - 2 \cdot (r + pos + v) - 1 \cdot o \quad (1)$$

$$i = 3 \cdot (4 - 1) - 3 \cdot 0 - 2 \cdot (3 + 1 + 0) - 1 \cdot 0 = 1^\circ \text{ (1 nezávislá souřadnice)}$$

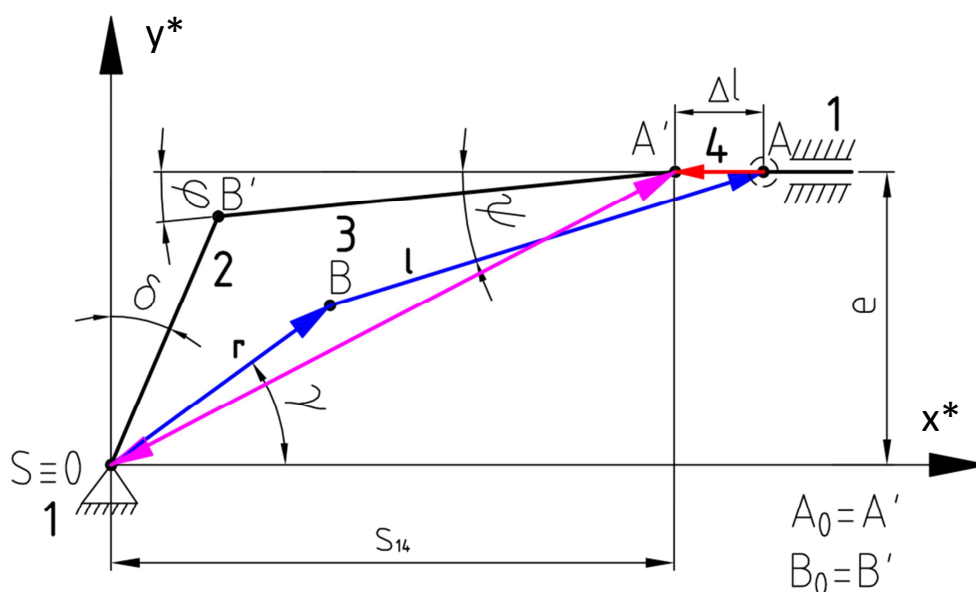
- počet nezávislých smyček

$$l = d + m - n + 1 = 3 + 1 - 4 + 1 = 1 \quad (2)$$

d – kinematické dvojice, m – počet předepsaných pohybů,
 n – počet těles, pev – pevná vazba, r – rotační, pos – posuvná,
 v – valivá, o – obecná



Při nákresu byl mechanismus otočen o 180° ve směru hodinových ručiček okolo bodu S s tou výhodou, že lze považovat tento bod jako bod pevný (bez uvažování deformací) vůči posuvu řídicí tyče. Souřadný systém byl zvolen s ohledem na konvenci jako lokální pro řízení, kdy osa x^* je vodorovná a zároveň totožná s osou posuvu řídicí tyče a osa y^* je rovnoběžná s osou pohybu vozidla. Mechanismus byl nakreslen v obecné poloze s nakloněnou tyčkou řízení o úhel φ . Pro lepší názornost při výpočtu **bylo zavedeno nové označení** $A_0 = A'$, $B_0 = B'$.



Obr. 32 - Zakreslení vektorového obrazce

$$\vec{r}_{0B} + \vec{r}_{BA} + \vec{r}_{AA'} + \vec{r}_{A'0} = \vec{0} \quad (3)$$

$$\vec{r}_{0B} + \vec{r}_{BA} + \vec{r}_{AA'} = \vec{r}_{0A'} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} r \cdot \cos(\gamma) \\ r \cdot \sin(\gamma) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l \cdot \cos(\psi) \\ l \cdot \sin(\psi) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\Delta l \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l \cdot \cos(\varphi) + r \cdot \sin(\delta) \\ l \cdot \sin(\varphi) + r \cdot \cos(\delta) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$x^*: r \cdot \cos(\gamma) + l \cdot \cos(\psi) - \Delta l = l \cdot \cos(\varphi) + r \cdot \sin(\delta) \quad (6)$$

$$y^*: r \cdot \sin(\gamma) + l \cdot \sin(\psi) - \Delta l = l \cdot \sin(\varphi) + r \cdot \cos(\delta) \quad (7)$$

Z obrázku je patrné že:

$$l \cdot \cos(\varphi) + r \cdot \sin(\delta) = s_{14} \quad (8)$$

$$l \cdot \sin(\varphi) + r \cdot \cos(\delta) = e \quad (9)$$

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \delta - \beta \text{ [rad]} \quad (10)$$

Dosažením (8) a (9) do rovnic (6) a (7):

$$x^*: r \cdot \cos(\gamma) + l \cdot \cos(\psi) - \Delta l = s_{14} \quad (11)$$

$$y^*: r \cdot \sin(\gamma) + l \cdot \sin(\psi) = e \quad (12)$$



Je nutné vyloučit neznámou ψ , tak že se obě rovnice upraví do vhodného tvaru a umocní se na druhou.

$$x^*: (\Delta l + s_{14}) - r \cdot \cos(\gamma) = l \cdot \cos(\psi) / ^2 \quad (13)$$

$$y^*: e - r \cdot \sin(\gamma) = l \cdot \sin(\psi) / ^2 \quad (14)$$

$$[(\Delta l + s_{14}) - r \cdot \cos(\gamma)]^2 + [e - r \cdot \sin(\gamma)]^2 = l^2 \quad (15)$$

$$[(\Delta l + s_{14}) - r \cdot \cos(\gamma)]^2 = l^2 - [e - r \cdot \sin(\gamma)]^2 /^{1/2} \quad (16)$$

$$(\Delta l + s_{14}) - r \cdot \cos(\gamma) = \sqrt{l^2 - [e - r \cdot \sin(\gamma)]^2} \quad (17)$$

$$\Delta l = r \cdot \cos(\gamma) + \sqrt{l^2 - [e - r \cdot \sin(\gamma)]^2} - s_{14} \quad (18)$$

Další výpočet se zabývá obrácenou závislostí: $\beta = f(\Delta l)$

Umocněné rovnice (11) a (12):

$$(\Delta l + s_{14})^2 - 2 \cdot (\Delta l + s_{14}) \cdot r \cdot \cos(\gamma) + r^2 \cdot \cos^2(\gamma) = l^2 \cdot \cos^2(\psi) \quad (19)$$

$$e^2 - 2 \cdot e \cdot r \cdot \sin(\gamma) + r^2 \sin^2(\gamma) = l^2 \cdot \sin^2(\psi) \quad (20)$$

Sečtením rovnic (19) a (20) dostaneme:

$$(\Delta l + s_{14})^2 - 2 \cdot (\Delta l + s_{14}) \cdot r \cdot \cos(\gamma) + e^2 - 2 \cdot e \cdot r \cdot \sin(\gamma) + r^2 = l^2 \quad (21)$$

$$-2 \cdot (\Delta l + s_{14}) \cdot r \cdot \cos(\gamma) - 2 \cdot e \cdot r \cdot \sin(\gamma) = l^2 - r^2 - e^2 - (\Delta l + s_{14})^2 / \cdot \frac{-1}{2 \cdot r} \quad (22)$$

$$(\Delta l + s_{14}) \cdot \cos(\gamma) + e \cdot \sin(\gamma) = \frac{r^2 + e^2 + (\Delta l + s_{14})^2 - l^2}{2 \cdot r} \quad (23)$$

substituce: $(\Delta l + s_{14}) = A \cdot \sin(\kappa)$, $e = -A \cdot \cos(\kappa)$

$$A = \sqrt{(\Delta l + s_{14})^2 + e^2}, \kappa = \arctg\left(-\frac{(\Delta l + s_{14})}{e}\right) \quad (24), (25)$$

$$A \cdot \sin(\kappa) \cdot \cos(\gamma) - A \cdot \sin(\gamma) \cdot \cos(\kappa) = \frac{r^2 + e^2 + (\Delta l + s_{14})^2 - l^2}{2 \cdot r} \quad (26)$$

$$\sin(\kappa - \gamma) = \frac{r^2 + e^2 + (\Delta l + s_{14})^2 - l^2}{2 \cdot r \cdot A} \quad (27)$$

$$(\kappa - \gamma) = \arcsin\left(\frac{r^2 + e^2 + (\Delta l + s_{14})^2 - l^2}{2 \cdot r \cdot A}\right)$$

$$\gamma = \kappa - \arcsin\left(\frac{r^2 + e^2 + (\Delta l + s_{14})^2 - l^2}{2 \cdot r \cdot A}\right)$$



Výsledky:

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(-\frac{(\Delta l + s_{14})}{e}\right) - \arcsin\left(\frac{r^2 + e^2 + (\Delta l + s_{14})^2 - l^2}{2 \cdot r \cdot \sqrt{(\Delta l + s_{14})^2 - e^2}}\right) \quad (28)$$

$$\Delta l = r \cdot \cos(\gamma) + \sqrt{l^2 - [e - r \cdot \sin(\gamma)]^2} - s_{14} \quad (29)$$

5.1.3. Rychlost a zrychlení výsuvné tyče řízení

Pro vyjádření rychlosti a zrychlení bude lepší použít rovnici č. (29) posuvu řídicí tyče z řešení vektorovou metodou. Pokud bychom chtěli místo úhlu γ dosazovat úhel natočení kol β , lze využít rovnice (10).

- Výpočet rychlosti výsuvné tyče $v_s(t)$:

$$\Delta l = x^*(t) = r \cdot \cos(\gamma) + \sqrt{l^2 - [e - r \cdot \sin(\gamma)]^2} - s_{14} \quad (30)$$

$$s_{14} = l \cdot \cos(\varphi) + r \cdot \sin(\delta) = \text{konst.} \Rightarrow \frac{s_{14}}{dt} = 0 \quad (31)$$

$$\frac{\Delta l}{dt} = \dot{\Delta l} = (r \cdot \cos(\gamma))' + (\sqrt{l^2 - (e - r \cdot \sin(\gamma))^2})' \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \dot{\Delta l} = v_s(t) = & -\dot{\gamma} \cdot r \cdot \sin(\gamma) + \frac{1}{2} \cdot (l^2 - (e - r \cdot \sin(\gamma))^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot (-2) \cdot \\ & \cdot (e - r \cdot \sin(\gamma)) \cdot (-r \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos(\gamma)) \end{aligned} \quad (33)$$

$$v_s(t) = (l^2 - (e - r \cdot \sin(\gamma))^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot (e - r \cdot \sin(\gamma)) \cdot (r \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos(\gamma)) - \dot{\gamma} \cdot r \cdot \sin(\gamma) \quad (34)$$

$$v_s(t) = \frac{(e - r \cdot \sin(\gamma)) \cdot (r \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos(\gamma))}{(l^2 - (e - r \cdot \sin(\gamma))^2)^{\frac{1}{2}}} - \dot{\gamma} \cdot r \cdot \sin(\gamma) \quad (35)$$

- Výpočet zrychlení výsuvné tyče $a_s(t)$:

Zrychlení lze spočítat další derivací rychlosti výsuvné tyče $v_s(t)$, ale jednodušší způsob výpočtu je v tomto případě s využitím nepřímé derivace $x^*(\beta)$.

$$a_s(t) = \frac{dv_s}{dt} = \frac{dx^*}{dt^2} \cdot \frac{d\gamma}{d\gamma} = \frac{dx^*}{d\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt^2} = \frac{dx^*}{d\gamma} \cdot \ddot{\gamma} \quad (36)$$

$$\ddot{\gamma} = -\ddot{\beta} \quad (\text{druhá derivace rovnice č.10}) \quad (37)$$

Úhel natočení kola β je známý z převodu úhlového natočení volantu na natočení kol a vlastního natočení volantu $\alpha(t)$.



$$a_s(t) = -\frac{dx^*}{d\gamma} \cdot \ddot{\beta} \quad (38)$$

$$x^*(\gamma) = r \cdot \cos(\gamma) + \sqrt{l^2 - [e - r \cdot \sin(\gamma)]^2} \quad (39)$$

$$\frac{dx^*(\gamma)}{d\gamma} = -r \cdot \sin(\gamma) + \frac{1}{2} \cdot (l^2 - (e - r \cdot \sin(\gamma))^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot (-2) \cdot (e - r \cdot \sin(\gamma)) \cdot (-r \cdot \cos(\gamma)) \quad (40)$$

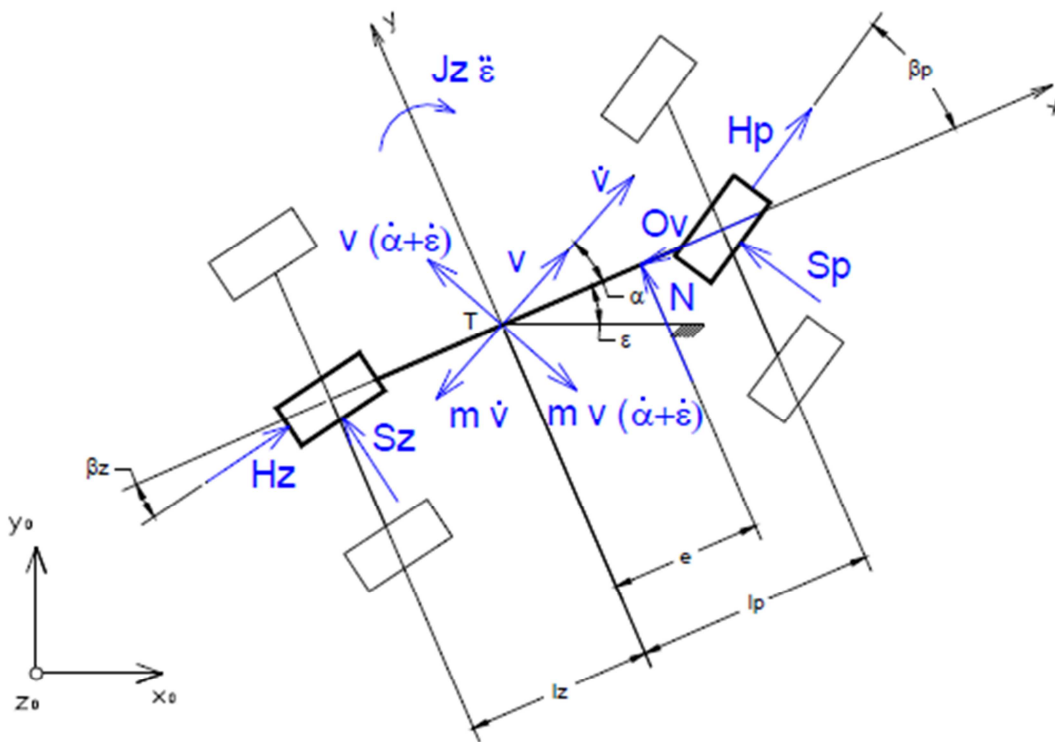
$$\frac{dx^*(\gamma)}{d\gamma} = r \cdot (l^2 - (e - r \cdot \sin(\gamma))^2)^{-\frac{1}{2}} (e - r \cdot \sin(\gamma)) \cdot \cos(\gamma) - r \cdot \sin(\gamma) \quad (41)$$

$$a_s(t) = \left[r \cdot (l^2 - (e - r \cdot \sin(\gamma))^2)^{-\frac{1}{2}} (e - r \cdot \sin(\gamma)) \cdot \cos(\gamma) - r \cdot \sin(\gamma) \right] \cdot \ddot{\beta} \quad (42)$$

Správnost výsledků derivací uvedených v rovnicích (33) a (41) byla zkontrolována pomocí funkce diff() v programu Matlab.

5.2. Směrová dynamika vozidla

Pro výpočet směrových úchylek jednotlivých náprav a z toho vyplývající zatížení byl použitý zjednodušený jednostopý model vozidla dle (18). Výhodou je jednodušší výpočet, který zároveň poskytuje dostatečně přesné výsledky umožňující následnou simulaci pohonu a algoritmů řízení.



Obr. 33 - Zakreslení silového působení – jednostopý model (6)



5.2.1. Jednostopý model vozidla

úhel směrové úchylky kola (pro malé úhly - do 3°):

$$\alpha_P = -\alpha - \frac{l_P}{v} \dot{\varepsilon} + \beta_P \quad (43)$$

$$\alpha_Z = -\alpha + \frac{l_Z}{v} \dot{\varepsilon} + \beta_Z \quad (44)$$

boční síly na kola:

$$S_P = C_{\alpha P} \cdot \alpha_P \quad (45)$$

$$S_Z = C_{\alpha Z} \cdot \alpha_Z \quad (46)$$

směrová tuhost přední nápravy:

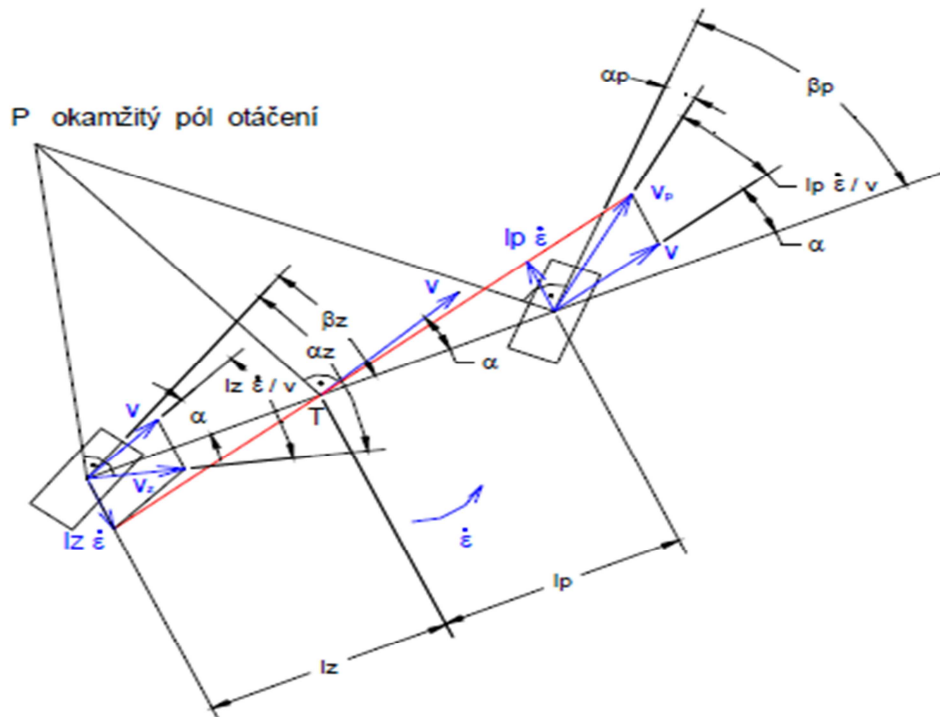
$$C'_{\alpha P} = \frac{C_{\alpha P}}{1 + \frac{C_{\alpha P}(n_K + n_S)}{C_{\ddot{\tau}}}} \quad (47)$$

úhel směrové úchylky vozidla:

$$\dot{\alpha} = -\left(1 + \frac{C'_{\alpha P} l_P - C_{\alpha Z} l_Z}{mv^2}\right) \dot{\varepsilon} - \frac{C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z}}{mv} \alpha + \frac{C_{\alpha Z}}{mv} \beta_Z + \frac{k_N}{m} w_y + \frac{C'_{\alpha P}}{mv} \beta_P \quad (48)$$

stáčivá rychlost vozidla:

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{C'_{\alpha P} l_Z^2 + C_{\alpha Z} l_Z^2}{J_Z v} \dot{\varepsilon} - \frac{C'_{\alpha P} l_P + C_{\alpha Z} l_Z}{J_Z} \alpha - \frac{C_{\alpha Z} l_Z}{J_Z} \beta_Z + \frac{k_N v}{J_Z} w_y + \frac{C'_{\alpha P} l_P}{J_Z} \beta_P \quad (49)$$



Obr. 34 - Schéma směrové úchylky a stáčivé rychlosti – jednostopé vozidlo (6)



5.2.2. Dráha vozidla a boční zrychlení

$$x_0 = \int_0^t v \cdot \cos(\alpha + \varepsilon) dt \quad (50)$$

$$y_0 = \int_0^t v \cdot \sin(\alpha + \varepsilon) dt \quad (51)$$

$$\dot{y} = v(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon}) \quad (52)$$

5.2.3. Kompenzace směrové úchyly (natáčení zadních kol)

Kompenzace úhlu směrové úchyly těžiště vozidla vychází z předpokladu jeho nulové hodnoty a s tím související nulové první derivace ($\alpha = \dot{\alpha} = 0$). Pro ustálený pohyb vozidla platí, že stáčivá rychlost je konstantní ($\dot{\varepsilon} = konst. \Rightarrow \ddot{\varepsilon} = 0$). V rámci zjednodušení neuvažujeme boční vítr ($w_y = 0$). Po dosazení těchto podmínek do rovnic (48) a (49) lze odvodit vztah:

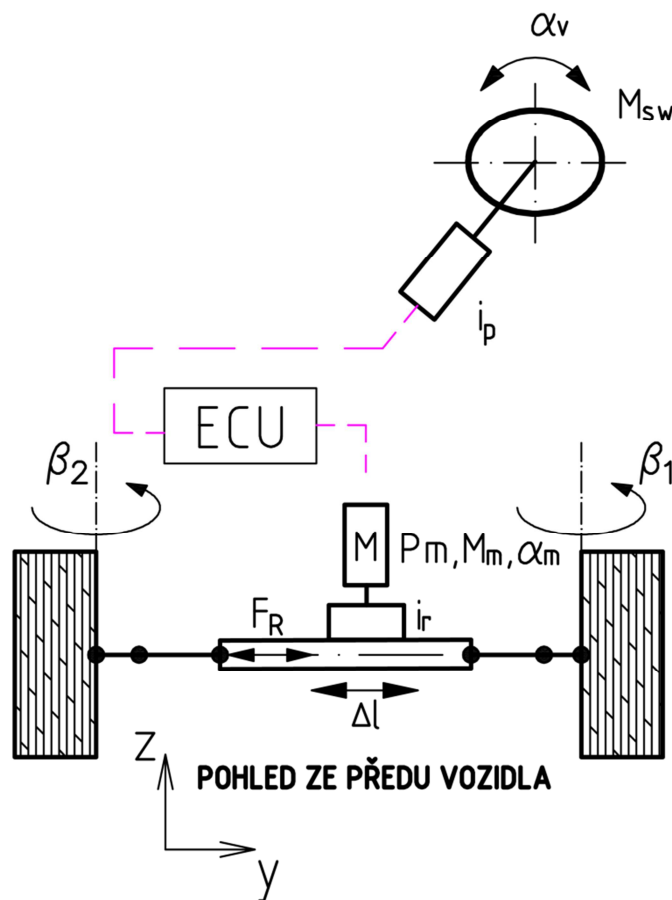
$$\beta_Z = \frac{mv}{c_{\alpha Z}} + \frac{c'_{\alpha P} l_P - c_{\alpha Z} l_Z}{c_{\alpha Z} v} \dot{\varepsilon} - \frac{c'_{\alpha P}}{c_{\alpha Z}} \beta_P \quad (53)$$



6. SIMULACE

Pro matematicko-fyzikální model vozidla, jakožto celku sloužícího pro simulaci pohybů řídicího mechanismu v různých jízdních situacích jsem použil program MATLAB s využitím modelové nástavby Simulink. Výhodou tohoto programu je jednoduchá implementace schémat a podsystémů tvořící simulační celek.

6.1. Schéma řízení SBW



Obr. 35 - Schéma řízení pomocí SBW (M – elektromotor)

Vstupní veličiny:

V případě řízení vozu řidičem (nejedná se o autonomní vozidlo ani vozidlo s autopilotem) jsou vstupní parametry pro simulaci:

α_v – úhel natočení volantu [°];

i – celkový převod od volantu ke kolům [-]

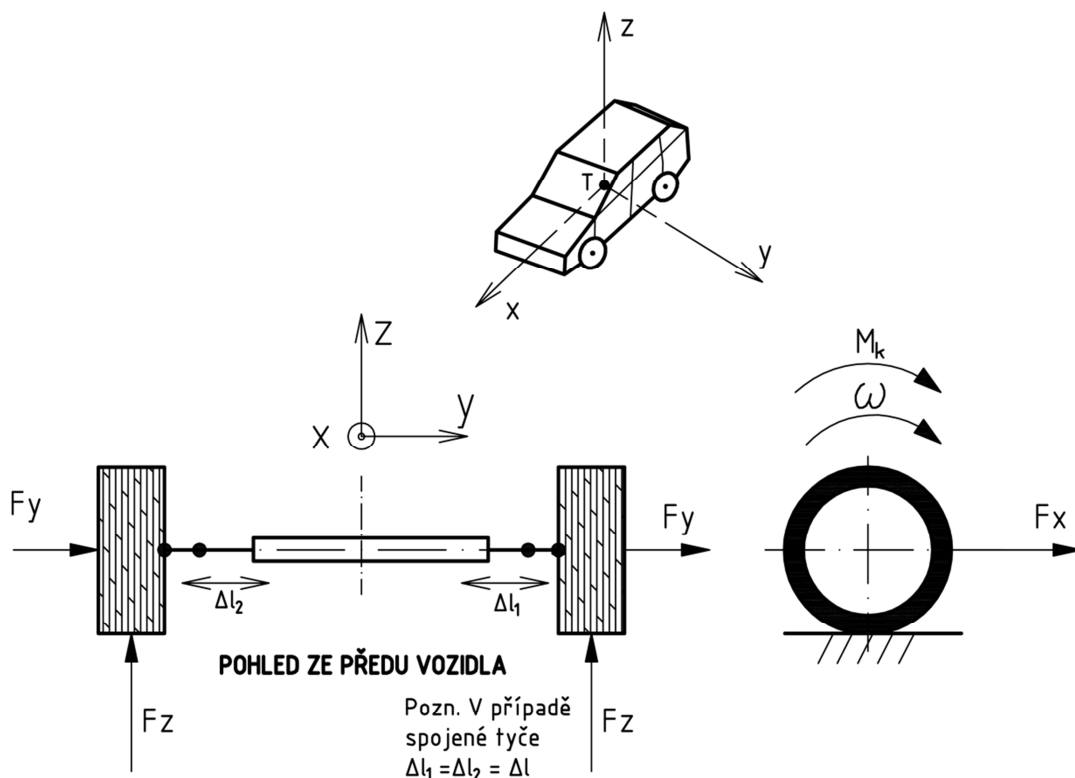
$$\mathbf{i} = \mathbf{i}_p \cdot \mathbf{i}_r \quad [-] \quad (54)$$

Pozn. Celkový převodový poměr značí kolikrát je větší úhel natočení volantu α_v vůči střednímu natočení kol β_p . Potom lze napsat: $\mathbf{i} = \alpha_v / \beta_p$ (55)



6.2. Simulační model vozidla

Zatížení vozu bylo rozděleno podle konvence do tří os s celkem 6° volnosti, umožňující vozidlu pohyb ve všech osách a také rotaci kolem každé osy. Nejprve byl vytvořen model vozidla zabývající se dynamikou v podélném směru LVD (Longitudinal vehicle dynamics) poskytující zatížení jednotlivých náprav ve směru osy Z a hnací síly od motoru vozidla ve směru X. Tyto síly je možné dále využít z pohledu adheze, kterou řeší tzv. *Kammova kružnice*.



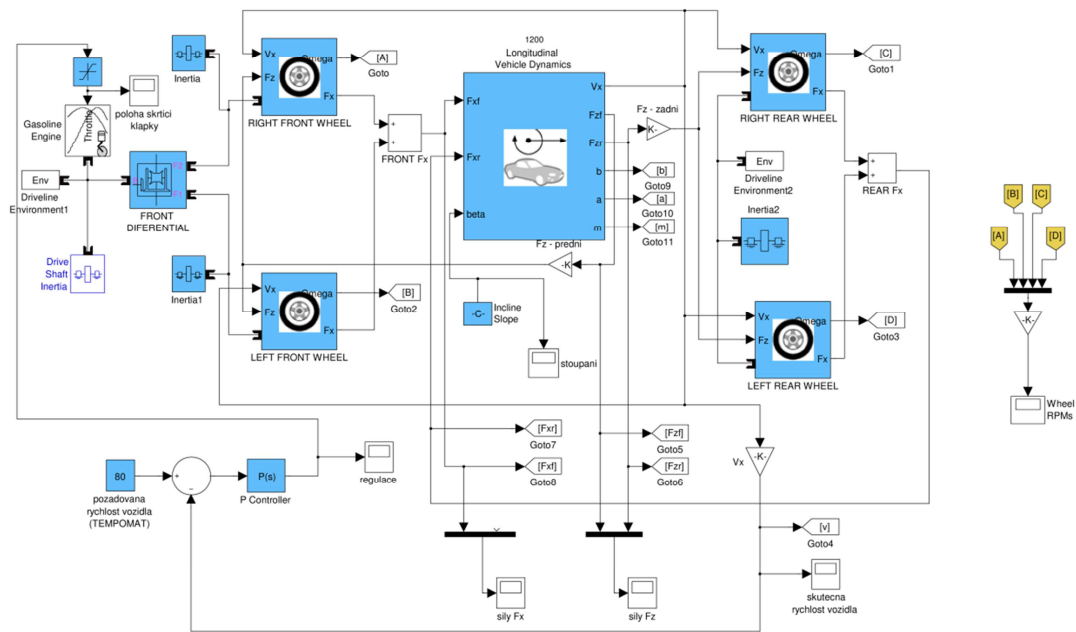
Obr. 36 – Zatížení a konvence souřadného systému vozidla

Stěžejní část simulace vozidla z pohledu zatížení řídicího mechanismu se zabývá dynamikou vozidla v příčném směru na směr pohybu vozidla. Jak již bylo zmíněno, pro simulaci byl využit zjednodušený jednostopý model vozidla, jehož matematický popis umožňuje relativně přesné výsledky s minimálními nároky na výpočetní čas. Důležitým výstupem je zatížení řídicího členu (hřebenu řízení), posuv řídicí tyče a jeho derivace a také výkonové parametry elektromotoru.



6.3. Simulace vozidla v podélném směru (LVD)

Simulací v podélném směru je myšlen pohyb vozidla pouze ve směru osy x s vyšetřením sil ležících v rovině XZ . Pro sestavení simulačního schématu jsou použity systémové bloky z knihovny Simulink - Simscape: podélná dynamika vozidla LVD (Longitudinal vehicle dynamics), model pneumatiky (Tire), diferenciálu (Diferential) a spalovacího benzinového motoru (Gasoline engine).



Obr. 37 – Simulační schéma vozidla (podélný směr pohybu)

Vstupní veličiny:

$$v = 70 \text{ [km.hod}^{-1}\text{]}; v_0 = 50 \text{ [km.hod}^{-1}\text{]}$$

$$m = 1366 \text{ [kg]}$$

$$l_p = 1,2 \text{ [m]}, l_z = 1,4 \text{ [m]}, h = 0,5 \text{ [m]}$$

$$S_x = 1,5 \text{ [m}^2\text{]}, c_x = 0,33 \text{ [-]}$$

$$\text{výkon motoru: } 77 \text{ [kW]} \text{ při } 5700 \text{ [l.min}^{-1}\text{]}$$

$$J_{rfw} = 0.20 \text{ [kg.m}^2\text{]} - \text{všechny rotační hmoty od pravého kola k diferenciálu}$$

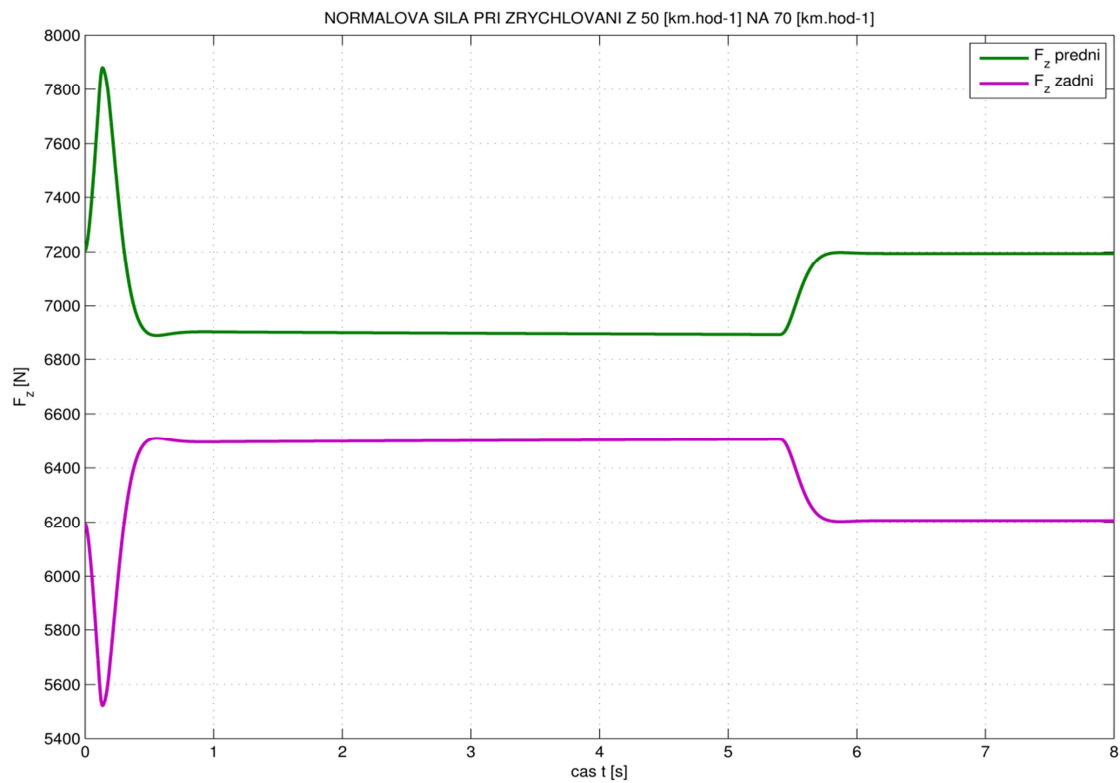
$$J_{lfw} = 0.18 \text{ [kg.m}^2\text{]} - \text{všechny rotační hmoty od levého kola k diferenciálu}$$

$$J_{rw} = 0.14 \text{ [kg.m}^2\text{]} - \text{všechny rotační hmoty zadní nápravy}$$

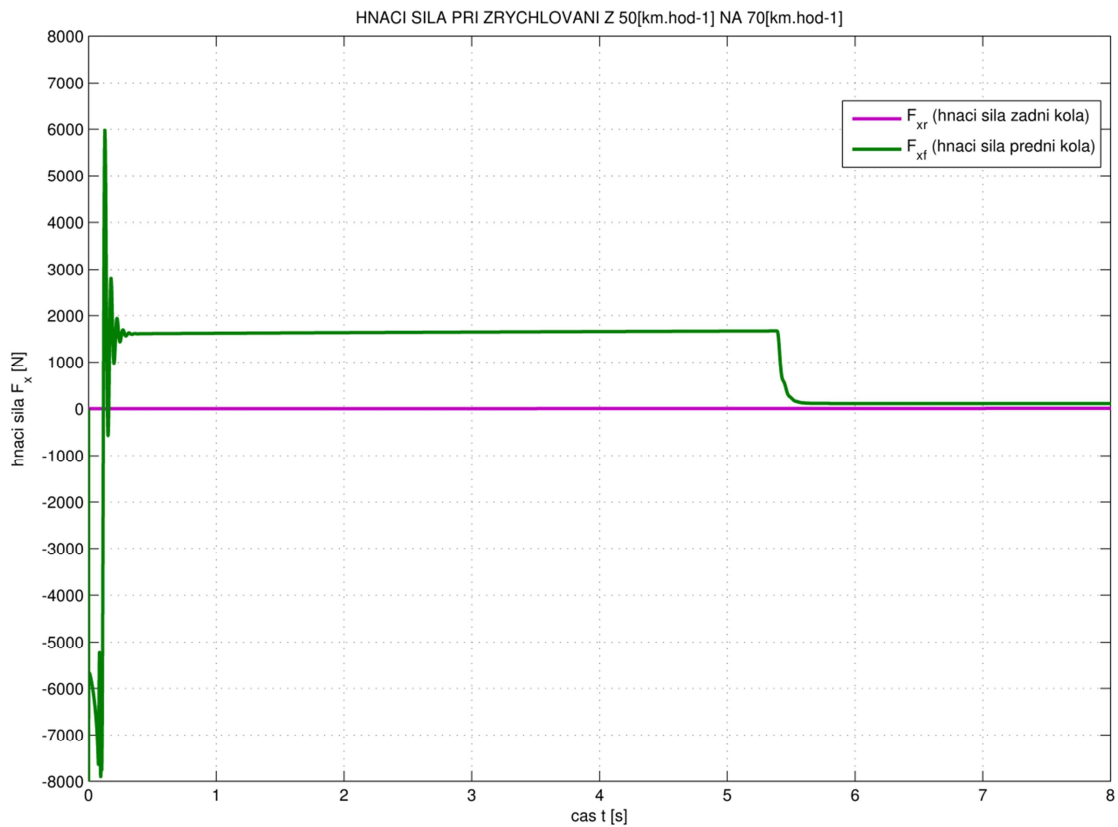
$$\theta = 0 \text{ (jízda po rovině)}$$

Simulace byla provedena v časovém úseku 0 – 8s, za využití řešiče soustavy diferenciálních rovnic *ode23t* (mod. stiff/Trapezoidal). Tento řešič byl nastaven s variabilním krokem (Variable-step) a absolutní a relativní přesností $1e-9$. Simulace je při těchto parametrech provedena téměř okamžitě.





Obr. 38 - Síly F_z při zrychlování z 50[km.hod⁻¹] na 70[km.hod⁻¹]

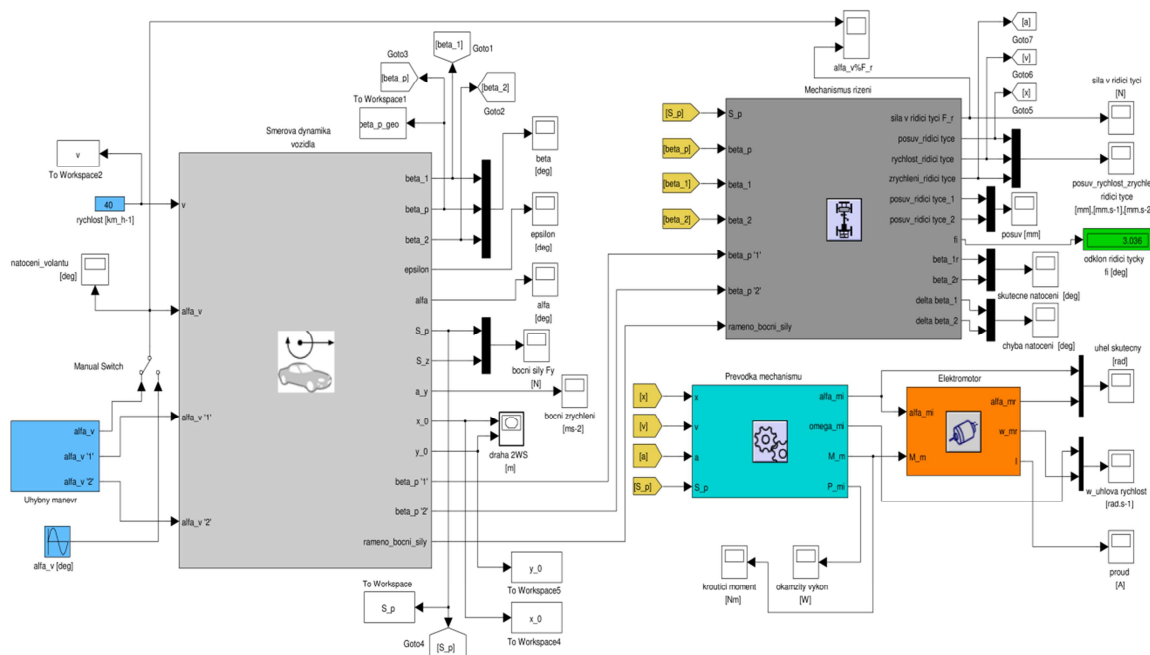


Obr. 39 - Síly hnací F_x při zrychlování z 50[km.hod⁻¹] na 70[km.hod⁻¹]



6.4. Simulace vozidla v příčném směru (TVD)

Tato simulace se zabývá rozborem dynamiky vozidla v příčném směru (transvers vehicle dynamics). Simulace je složena z několika podsystémů z důvodu lepší přehlednosti a rozřazení výpočtů, na levé straně je umístěný podsystém, který představuje směrovou dynamiku vozidla a na straně druhé je mechanismus řízení zpracovávající data z bloku směrové dynamiky a určuje přímé namáhání mechanismu a hnacího elektromotoru.



Obr. 40 - Schéma simulace v příčném směru v programu Matlab Simulink

Simulace byla provedena se vstupními daty charakterizujícími tzv. Losí test. Tento test je známý jako prudký úhybný manévr před nečekanou překážkou. Metodika měření spočívá v testování velikosti nájezdové rychlosti, kdy vozidlo nesrazí žádný z kuželů, tato rychlost se pohybuje v průměru mezi 70-75 [km.hod-1].

Zvolené hodnoty bloku Mechanismu řízení:

- $r = 147$ [mm]
- $l = 340$ [mm]
- $\delta = 15$ [°]
- $e = 160$ [mm]

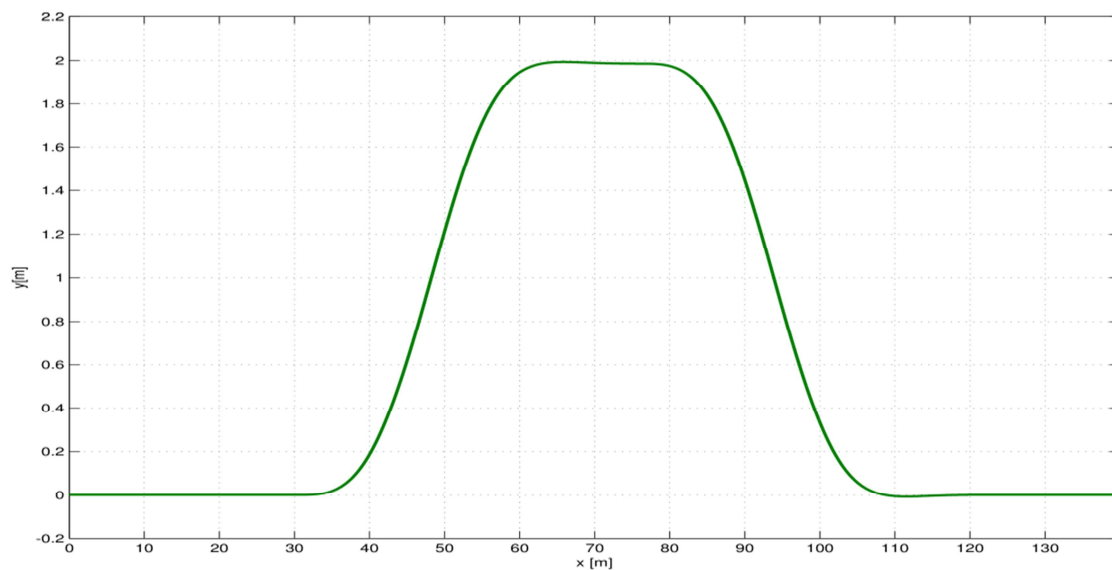


Zvolené hodnoty bloku Směrové dynamiky vozu:

- $m = 1200$ [kg]
- $A_v = 90$ [°], $f_v = 4$ [rad.s⁻¹]
- $v = konst. = 70$ [km.hod⁻¹]
- $i = 20$ [-]
- $C_{ap} = 50000$, $C_{az} = 60000$ [N.rad⁻¹]
- $C_{ar} = 10000$ [N.rad⁻¹]
- $b_0 = 1,5$ [m], $l_p = 1,2$ [m], $l_z = 1,4$ [m]
- $n_k = 0,02$ [m], $n_s = 0,05$ [m]

Zvolené hodnoty bloku Převodky mechanismu:

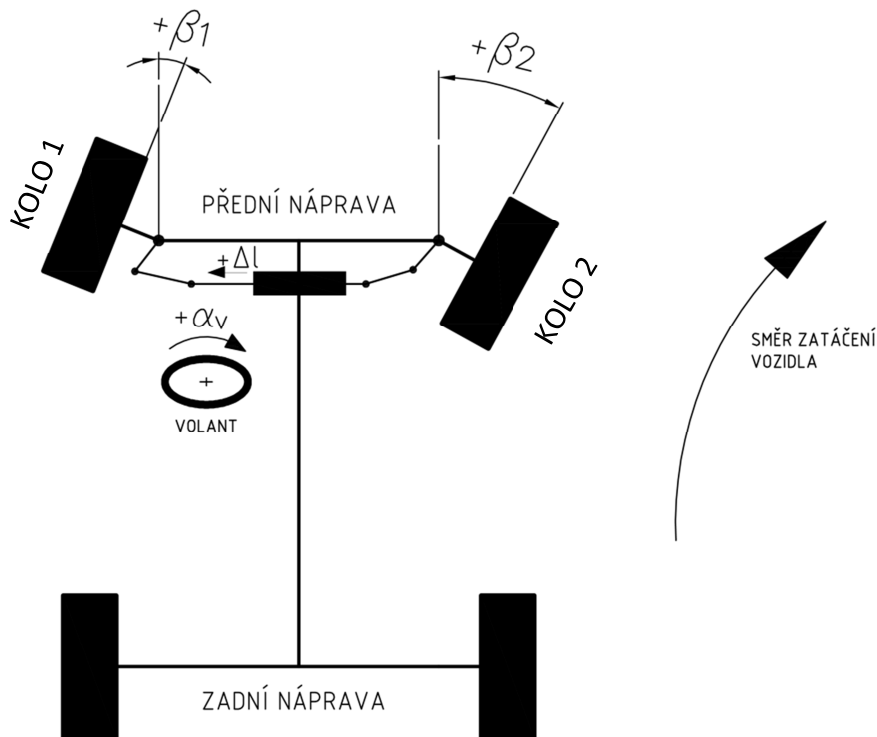
- $p = 5$ [mm.ot⁻¹]
- $i_r = 25$ [-]
- $\eta_r = 0,85$ [-]
- $L = 800$ [mm]
- $M_t = 0,8$ [Nm]
- $\mu = 0,0135$ [-]
- $d_0 = 21$ [mm]
- $J_r = 1,5 \cdot 10^{-4}$ [kg.m²]



Obr. 41 - Dráha vozidla v souřadnicích x , y [m]



Důležitým krokem bylo zavedení konvence, což umožnilo kontrolu simulace a obecnou představu, jakým směrem se vozidlo pohybuje. Tímto mohla být zaručena možnost dalšího porovnání s měřením v praxi. Pro lepší přehlednost byla vytvořena skica konvence směru zavedených kladných výchylek kol β_1 a β_2 natočení volantu α_v a posuvu řídicí tyče Δl na obr. níže.

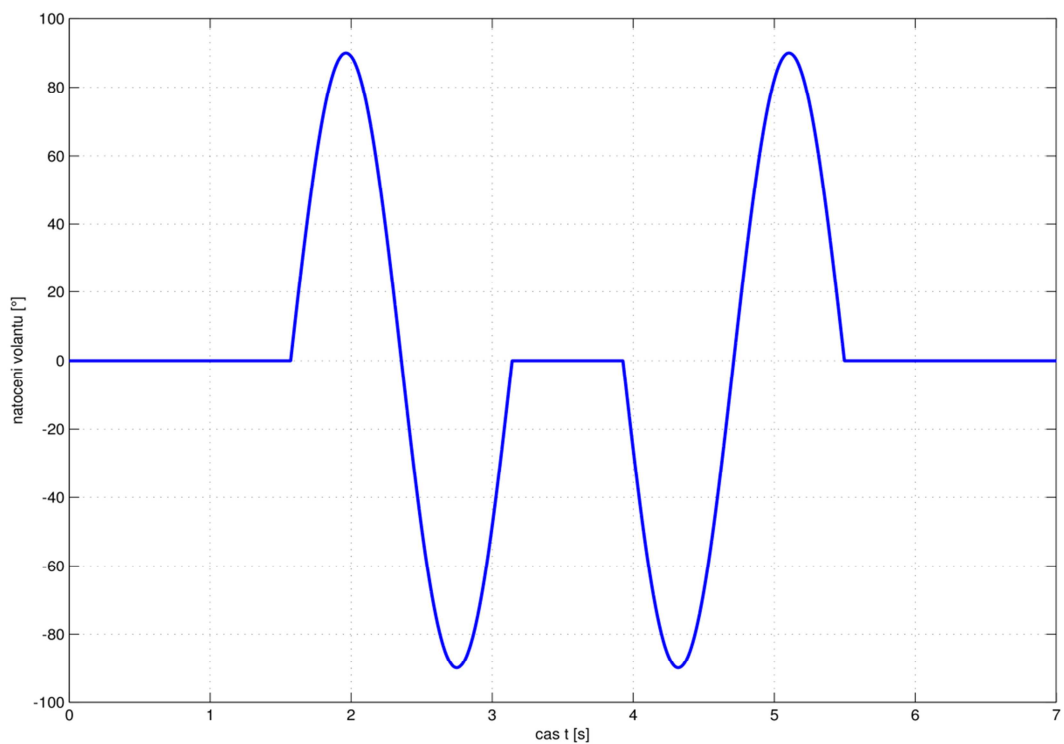


Obr. 42 – Vyznačení kladných výchylek kol a volantu při průjezdu pravotočivou zatáčkou

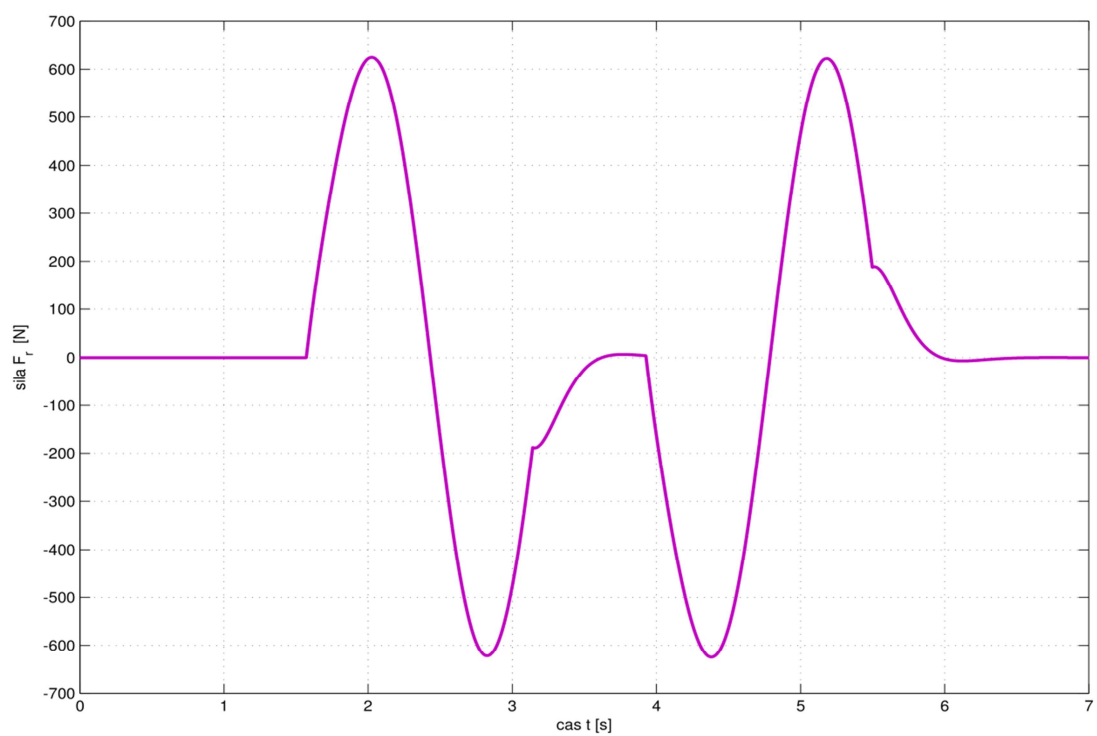
Simulace byla provedena v časovém úseku 0 – 7s, za využití řešiče soustavy diferenciální rovnic ode45 (Dorman-Prince). Tento řešič byl nastaven s variabilním krokem (Variable-step) a absolutní a relativní přesností 1e-9. Doba trvání simulace při takto nastavených parametrech by neměla překročit 15min.

Výstupem simulace je poměrně velké množství dat od samotné dynamiky vozu až po elektromechanickou jednotku řízení SBW. Z tohoto důvodu zde byla uvedena pouze základní data charakterizující dynamiku vozu k danému natočení volantu. Další data, která poskytuje simulace TVD jsou uvedena v PŘÍLOZE 2 a PŘÍLOZE 5.



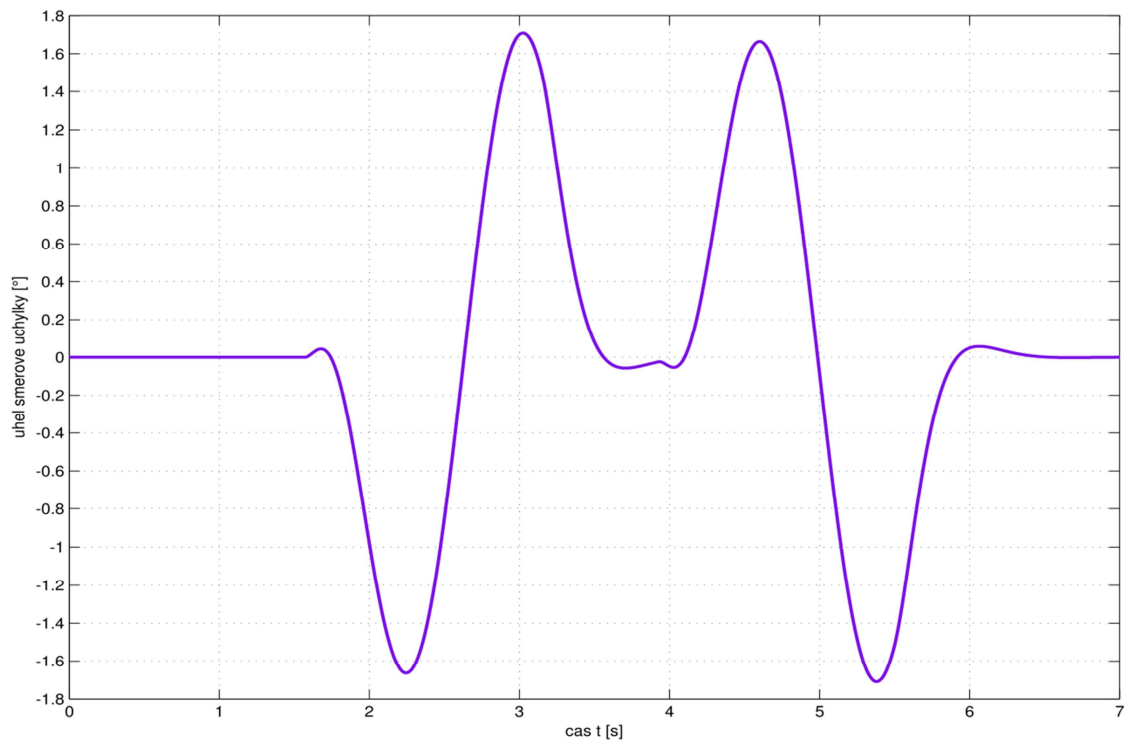


Obr. 43 - Průběh natočení volantu [°] – úhybný manévr

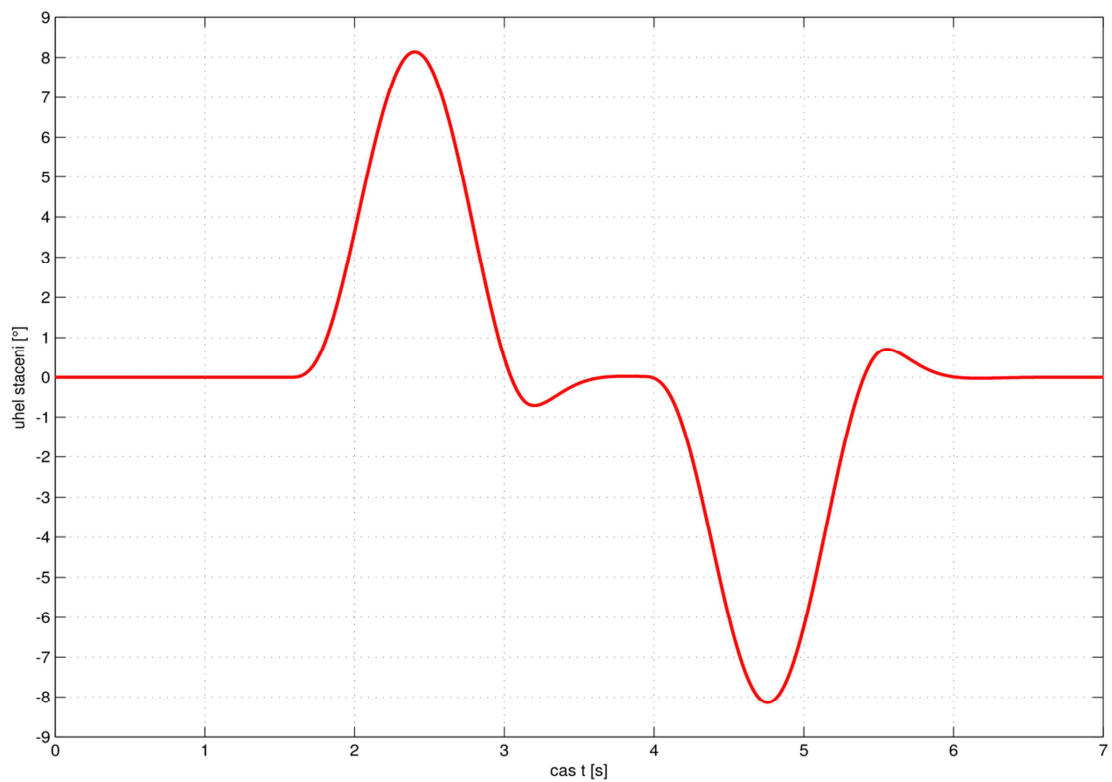


Obr. 44 - Síla [N] v ose řídící tyče v závislosti na čase [s]





Obr. 45 - Průběh úhlu směrové úchylky vozidla



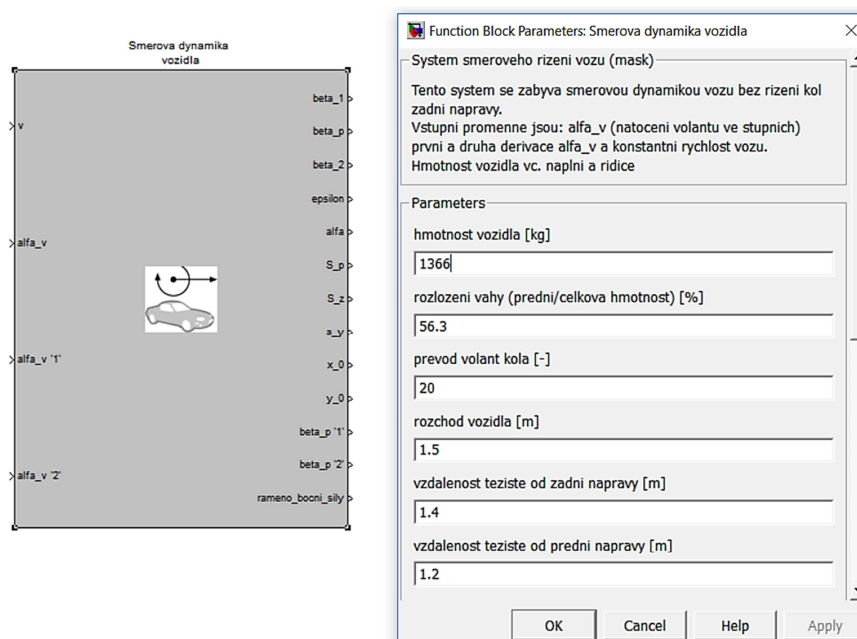
Obr. 46 - Průběh úhlu stáčení vozidla



6.4.1. Popis podsystémů

Jak již jsem zmínil simulace je rozdělena z důvodu přehlednosti do několika podsystémů, z nichž každý je zaměřen na určitou část vozidla či obor fyziky (kinematika, dynamika). Rád bych tyto podsystémy v následující části krátce popsal.

Směrová dynamika vozu se skládá z výpočtu ideálního natočení jednotlivých kol dle Ackermannovy podmínky a zjednodušeného popisu dynamiky vozidla pomocí jednostopého modelu vozidla.



Obr. 47 - Blok směrové dynamiky

v – rychlost vozidla (<i>konst.</i>)	$[\text{km. hod}^{-1}]$
$alfa_v$ – funkce natočení volantu	$\alpha_v [^\circ]$
$alfa_v \ '1'$ – první derivace natočení volantu	$\dot{\alpha}_v [\text{rad.s}^{-1}]$
$alfa_v \ '2'$ – druhá derivace natočení volantu	$\ddot{\alpha}_v [\text{rad.s}^{-1}]$
$beta_1$ – natočení levého kola	$\beta_1 [^\circ]$
$beta_p$ – natočení kola u jednostopého vozidla	$\beta_p [^\circ]$
$beta_2$ – natočení pravého kola	$\beta_2 [^\circ]$
$epsilon$ – úhel stáčení	$\varepsilon [^\circ]$
$alfa$ – úhel směrové úchyly vozidla	$\alpha [^\circ]$
S_p – boční síla na přední kolo	$S_p [^\circ]$
S_z – boční síla na zadní kolo	$S_z [^\circ]$
a_y – boční zrychlení	$\ddot{y} [\text{m.s}^{-2}]$



x_0, y_0 – poloha vozidla v absolutních souřadnicích

x_0, y_0 [m]

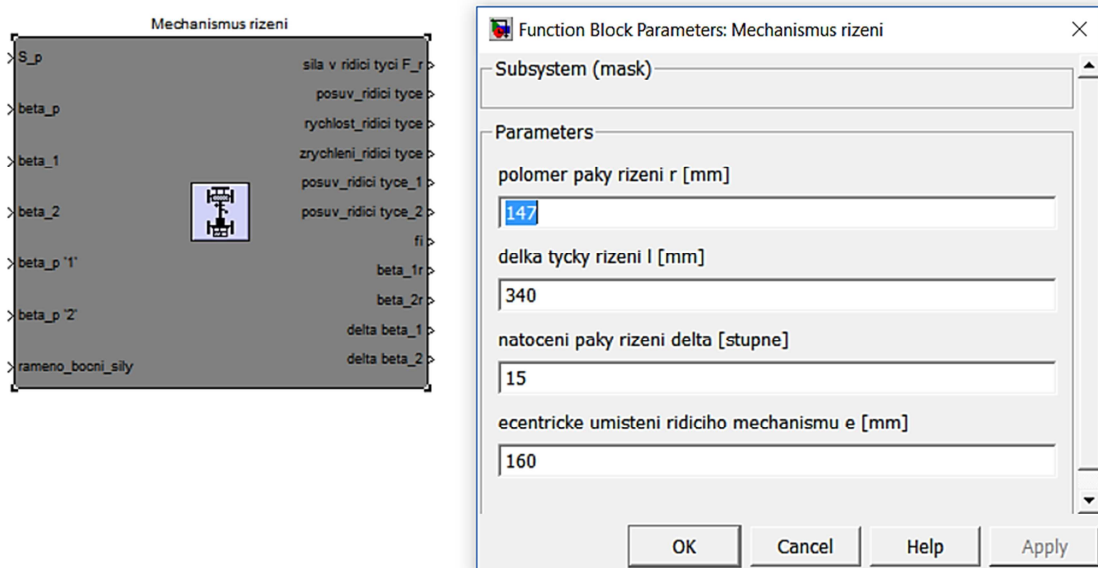
β_p – první derivace β_p

$\dot{\beta}_p$ [rad.s⁻¹]

β_p – druhá derivace β_p

$\ddot{\beta}_p$ [rad.s⁻¹]

Mechanismus řízení je ucelený blok zabývající se kinematikou mechanismu řízení a výpočtem síly F_r pomocí rovnice momentové rovnováhy na kole. Vstupní veličiny jsou čerpány z předchozího bloku směrové dynamiky vozidla. *Posuv řídicí tyče* vychází z úhlu natočení kola u jednostopého modelu β_p dle rovnic (29) a (10). Následný přepočít reálného natočení kol β_{1r} a β_{2r} se řídí rovnicí (28). Zmíněné rovnice jsou uvedeny na str. 40 a 42.



Obr. 48 - Subsystem Mechanismus řízení

Při zadávání geometrie mechanismu jsou rozměry r , l , δ , e vyznačeny na obr. 30 v kapitole 5.1 Kinematika řídicího mechanismu.

f_i – úhel odklonu řídicí tyčky v počáteční poloze

φ [°]

β_{1r} – skutečný úhel natočení kola 1

β_{1r} [°]

β_{2r} – skutečný úhel natočení kola 2

β_{2r} [°]

$\Delta\beta_1$ – rozdíl mezi skutečným a ideálním natočením kola 1

$\Delta\beta_1$ [°]

$\Delta\beta_2$ – rozdíl mezi skutečným a ideálním natočením kola 2

$\Delta\beta_2$ [°]

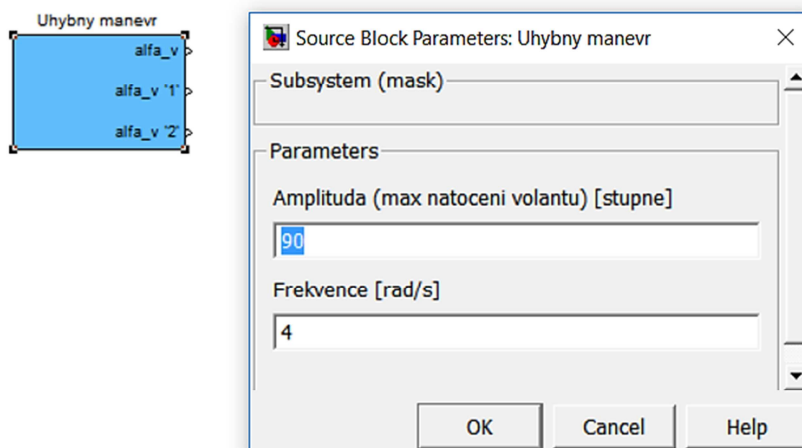
$$\Delta\beta_1 = \beta_1 - \beta_{1r} \quad (54)$$

$$\Delta\beta_2 = \beta_2 - \beta_{2r} \quad (55)$$

Pozn. Pojem kolo 1 a kolo 2 je znázorněn na obr. 42.



Úhybný manévr je podsystém generující vstupní signál pro blok *Směrové dynamiky vozidla*. Je zde možné nastavit amplitudu úhlové výchylky a frekvenci otáčení volantu.



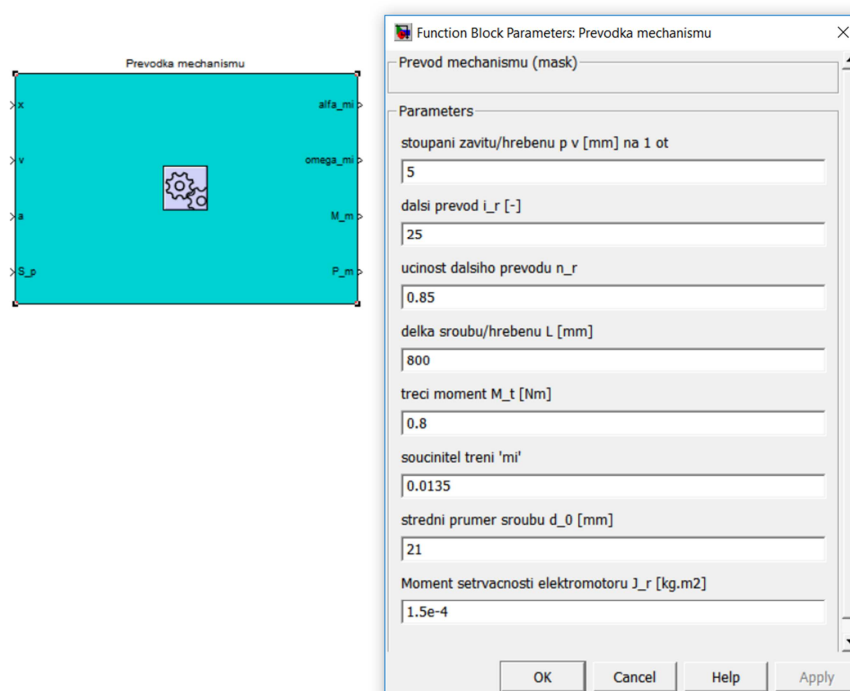
Obr. 49 - Subsystém Úhybný manévr vozidla

$alfa_v$ – funkce natočení volantu	α_v [°]
$alfa_v \ '1'$ – první derivace natočení volantu	$\dot{\alpha}_v$ [rad.s ⁻¹]
$alfa_v \ '2'$ – druhá derivace natočení volantu	$\ddot{\alpha}_v$ [rad.s ⁻¹]

Převodka mechanismu se zabývá přenosem mezi elektromotorem a řídicí tyčí, kdy je využitý jednoduchý model převodu za pomoci pohybového šroubu (planetový šroub), který byl předmětem konceptu, uvedeném v kapitole 7.2. Je však možné použít i jiné převody, např. klasický hřebenový, kdy stoupání závitu bude znázorňovat posun hřebenu v mm na 1 otáčku pastorku.

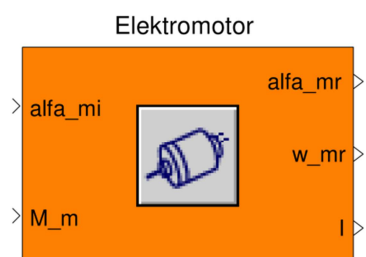
x – posuv	[mm]
v – rychlost	[mm.s ⁻¹]
a – zrychlení řídicí tyče	[mm.s ⁻²]
S_p – osová síla řídicí tyče	S_p [N]
$alfa_mi$ – požadovaná poloha elektromotoru	α_{mi} [°]
$omega_mi$ – úhlová rychlost elektromotoru	ω_{mi} [rad.s ⁻¹]
M_m – točivý moment elektromotoru	M_m [Nm]
P_m – výkon elektromotoru	P_m [W]





Obr. 50 - Subsystém Převodka mechanismu

Elektromotor je složen z proudové, rychlostní a polohové smyčky, zajišťující sledování žádané polohy, kterou určuje předchozí blok “Převodka mechanismu”. Výstupní data ze simulace popisující sledování žádané polohy jsou uvedena v PŘÍLOZE 2.



Obr. 51 – Subsystém Elektromotor

$alfa_mr$ – skutečná poloha elektromotoru

α_{mr} [°]

w_mr – skutečná úhlová rychlost elektromotoru

ω_{mr} [rad.s⁻¹]

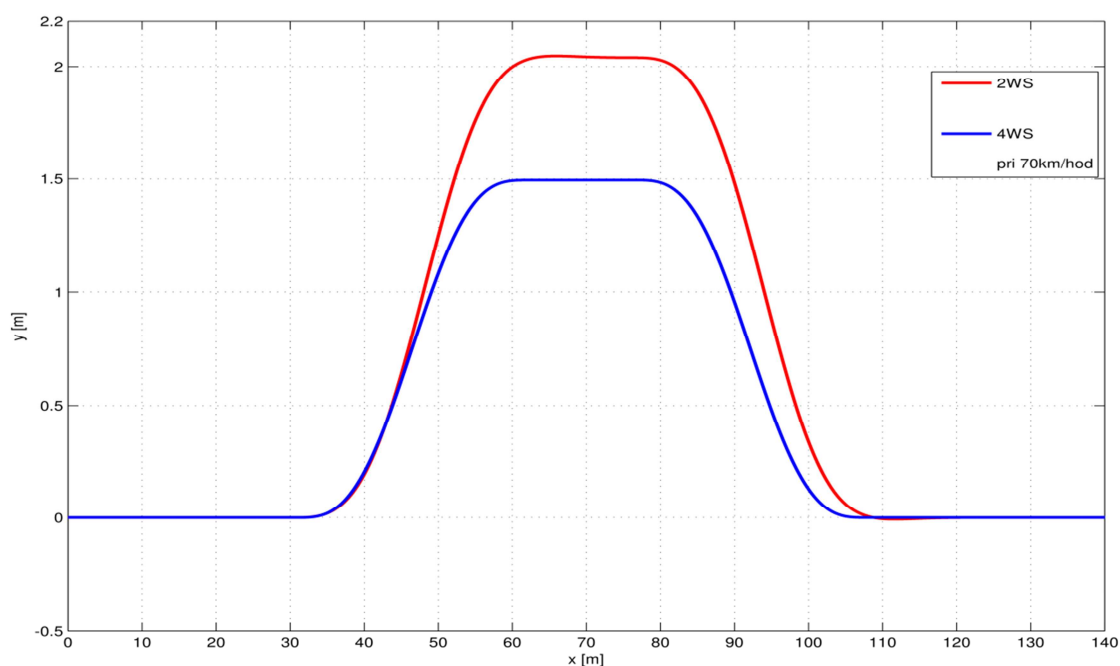
I – proud elektromotoru

[A]



6.4.2. Aktivní systém 4WS a jeho srovnání se systémem 2WS

Dále bylo navázáno na stávající algoritmy řízení, které byly doplněny o aktivní systém řízení všech kol (4WS). Zde došlo ke změně oproti dřívějšímu provedení přiřizování zadních kol, kdy se natočení zadních kol řešilo daným převodem mezi natočením předních a zadních kol v závislosti na rychlosti a úhlu natočení volantu, a tím je doplněný **algoritmus aktivního řízení zadních kol s kompenzací směrové úchylny α** dle rovnice (53). Zvolené hodnoty jsou uvedeny na str. 50-51.



Obr. 52 - Srovnání řízení 4WS proti 2WS – vstup natočení volantu

Pro výše uvedený graf platí stejné hodnoty vstupních veličin, popsanych níže:

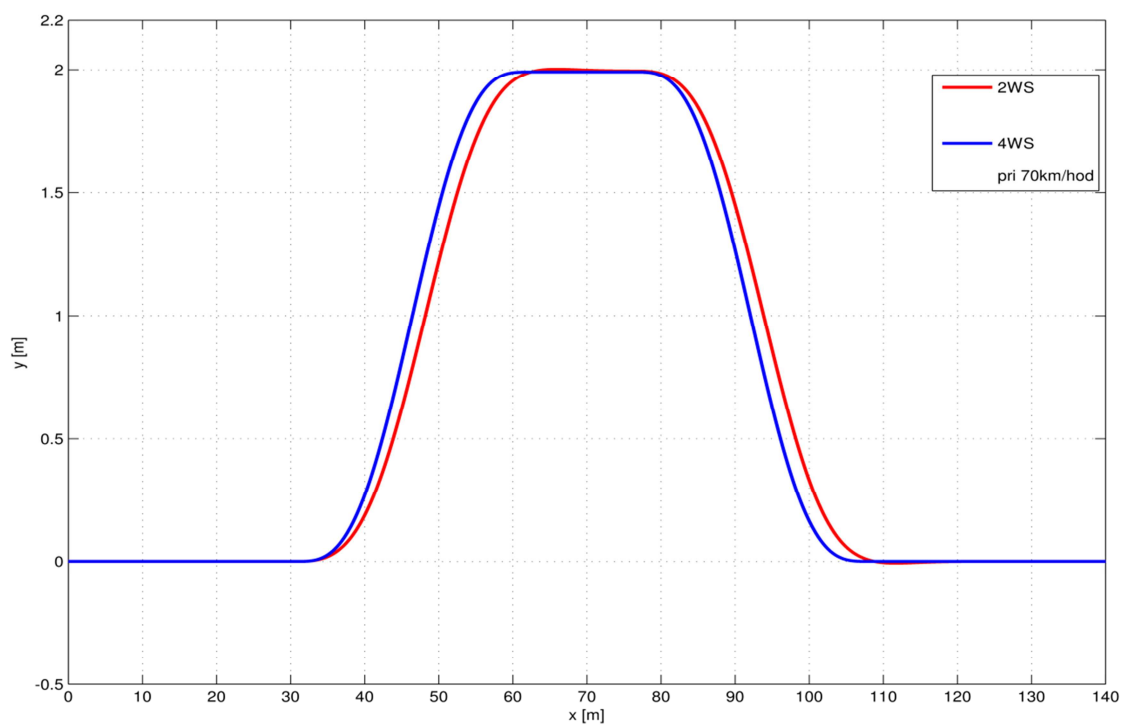
- rychlost vozidla: $v = 70 [km.hod^{-1}]$
- amplituda natočení volantu: $A_{\alpha v} = 90 [^\circ]$
- frekvence: $f = 4 [rad.s^{-1}]$

Z grafu na obr. 52 vyplývá, že při stejném natočení volantu u obou systémů projede vozidlo s aktivním řízením 4WS dráhu s menším vybočením, než je tomu u řízení 2WS.

Dále byla simulace nastavena tak, aby oba systémy museli provést stejný úhybný manévř na souřadnici $y = 2 [m]$ (obr. 53).

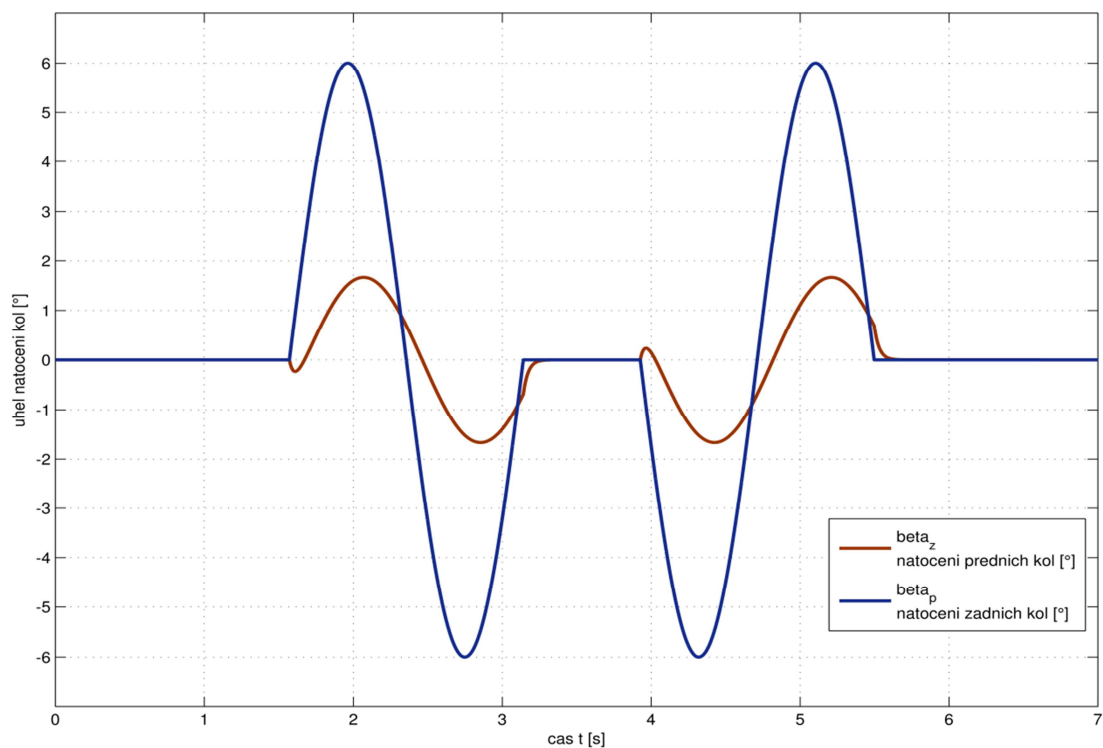
- 2WS: amplituda natočení volantu: $A_{\alpha v} = 88 [^\circ]$
- 4WS: amplituda natočení volantu: $A_{\alpha v} = 120 [^\circ]$





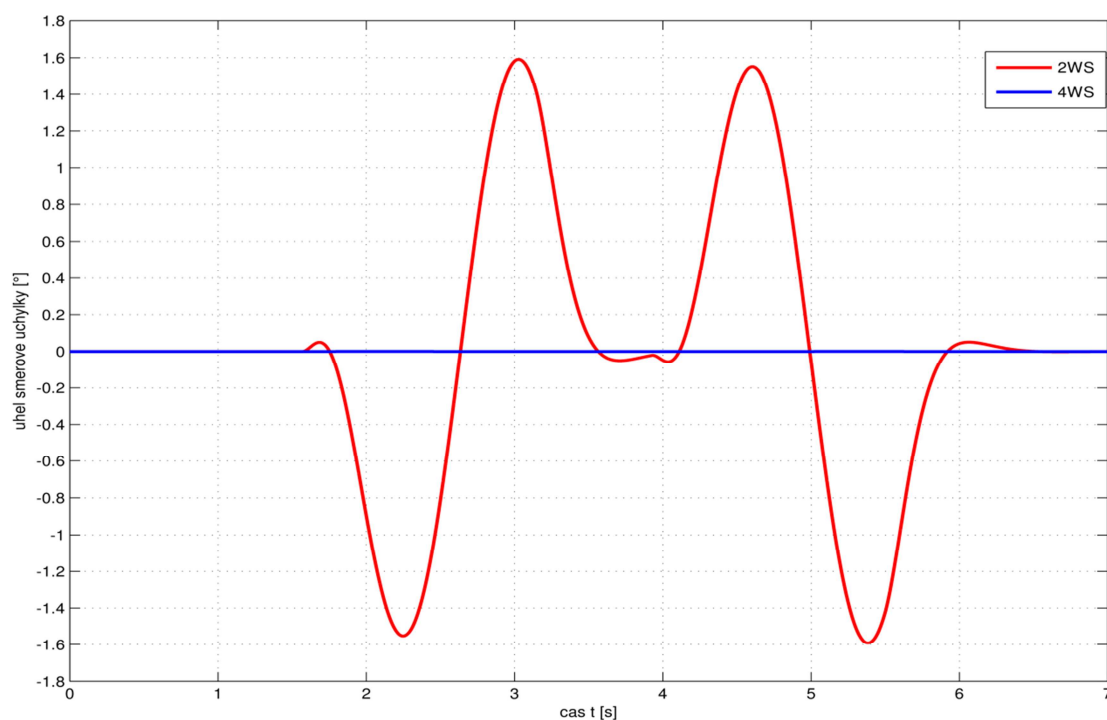
Obr. 53 – Srovnání obou systémů při stejném výhybu vozidla v ose y 2m

Z výše uvedeného grafu je možné dobře vidět zásah aktivního směrového řízení vlivem kompenzace směrové úchytky, kdy nedochází k překmitům a zpožděním při zatáčení.



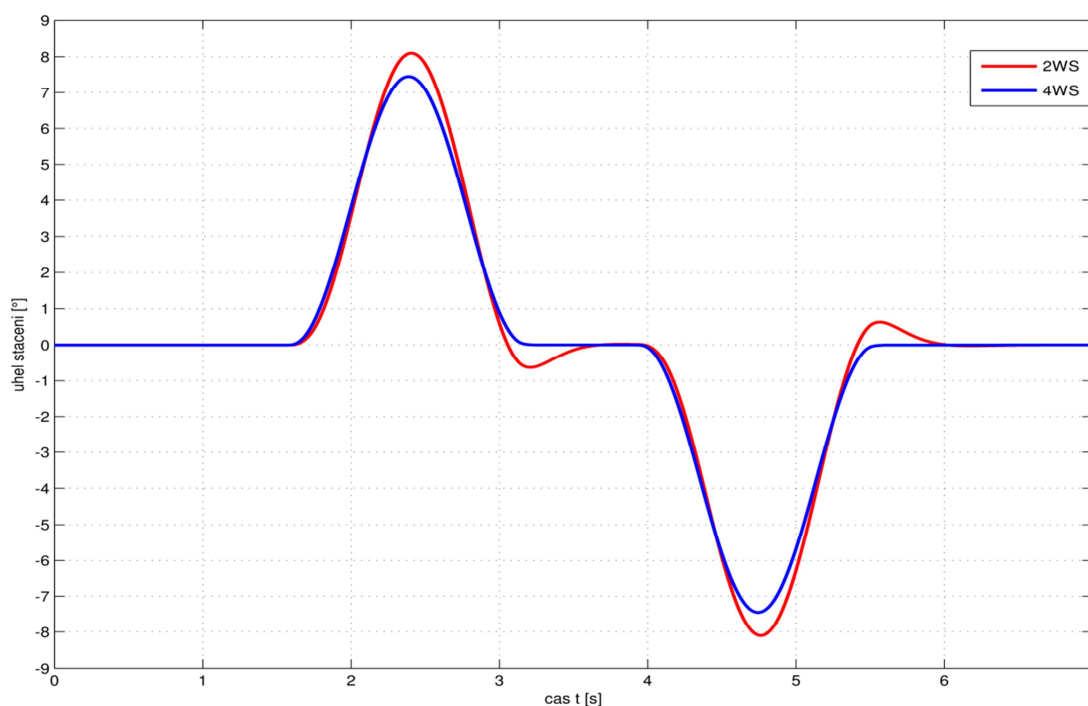
Obr. 54- Natočení zadních a předních kol u systému 4WS





Obr. 55 – Porovnání úhlu směrové úchylky α vozidla mezi 4WS a 2WS (stejná dráha)

Na výše uvedeném grafu lze vidět správnou funkci kompenzace směrové úchylky těžiště vozidla u systému 4WS. Směrová úchylka u systému 4WS však není v celém průběhu rovna 0, ale nabývá maximální hodnoty $2 \cdot 10^{-16} [^\circ]$, jenž je způsobena nastavenou konečnou přesností simulace (v případě porovnání ji není možné vidět).



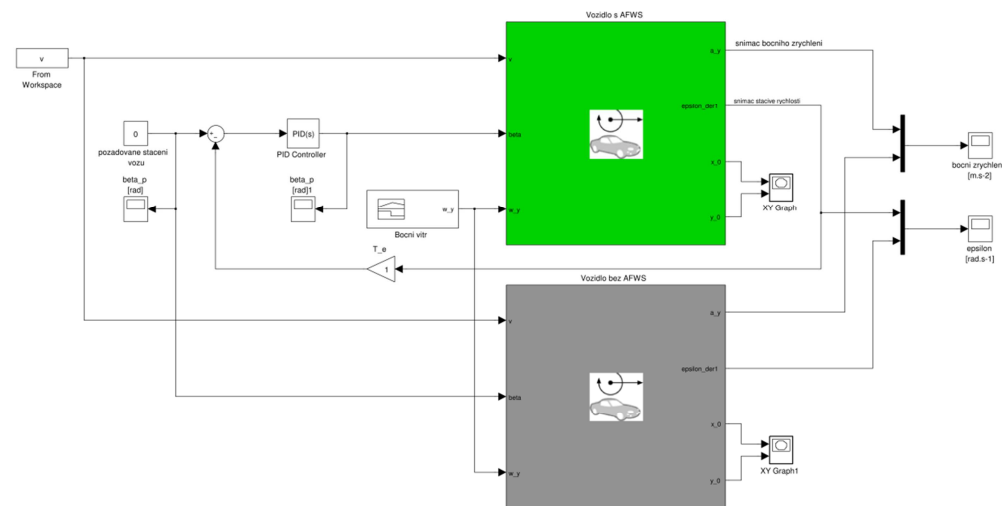
Obr. 56 - Porovnání úhlu stáčení ϵ vozidla mezi 4WS a 2WS (stejná dráha)



6.4.3. Aktivní algoritmus řízení AFWS

V případě regulace dráhy vozidla řidičem, dále označované jako řízení subjektivní, vychází simulace z úhlu natočení volantu, který je směrodatný pro řídicí jednotku a lze měnit pouze převodový poměr (případ aktivního řízení) a popřípadě přiřizováním zadních kol zlepšovat manévrovatelnost vozidla (4WS). V **PŘÍLOZE 3** jsou uvedena schéma subjektivního řízení (řidičem) a řízení autonomního vozu.

Simulační schéma algoritmu pro aktivní řízení je koncipován jako regulační systém stáčivé rychlosti se zpětnou vazbou dle *Disertační práce* (19). Takovýto algoritmus zasahuje v době, kdy do systému vstupují vnější rušivé vlivy (např.: boční vítr, stav vozovky apod.).



Obr. 57 – Simulační schéma AFWS

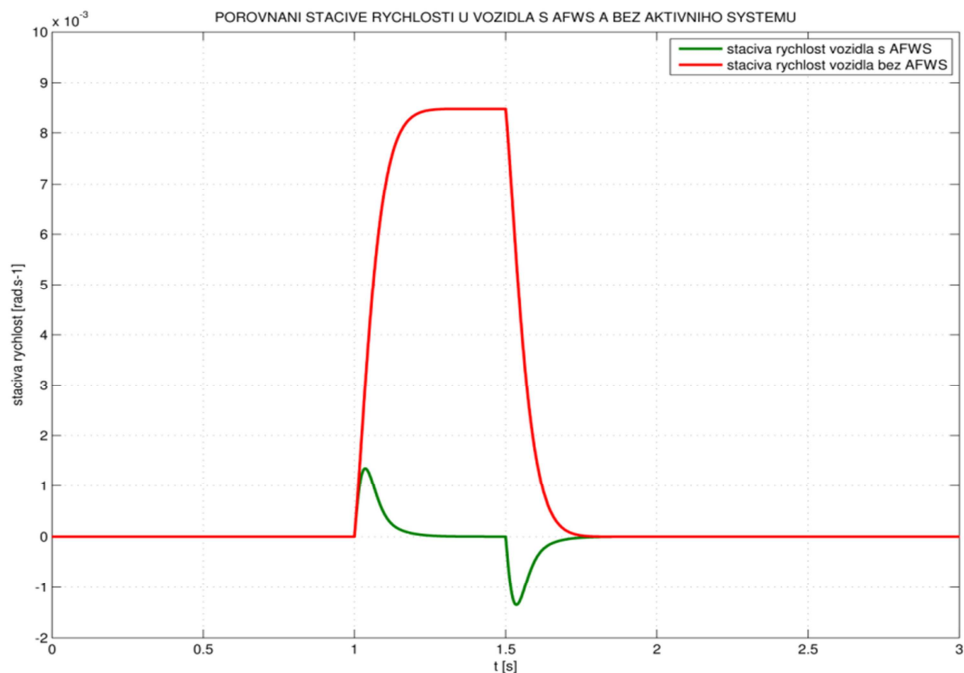
Algoritmus dostává vstupní data díky snímači stáčivé rychlosti, který je od společnosti Bosch (viz obr. 58). Jedná se o kombinovaný snímač s možností snímat i příčné a podélné zrychlení vozidla. Poskytuje snímání stáčivé rychlosti s přesností $\pm 3^\circ \cdot s^{-1}$. Tento snímač slouží také pro řídicí jednotku ESP.



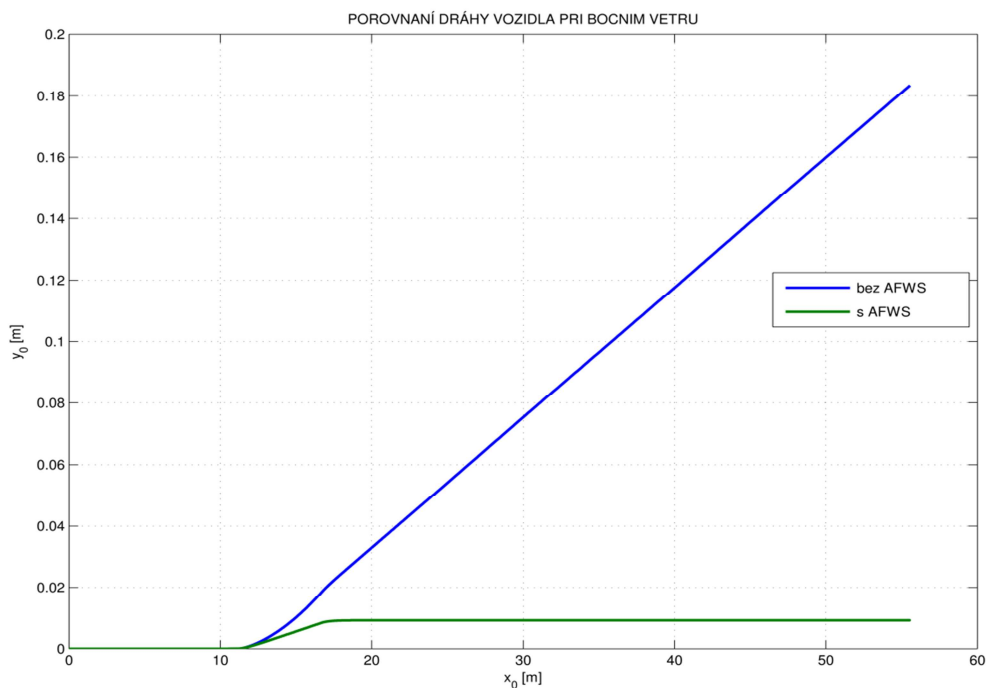
Obr. 58 - Snímač stáčivé rychlosti od firmy Bosch (20)



Simulace byla provedena s účinkem bočního větru, který představuje jednotkový skok v čase $t = 1 - 1,5$ s konstantní velikostí $20 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$. Provedení tohoto testu aktivního systému je téměř totožné s hodnocením směrové stability vozidla dle normy ISO 12021. Při této zkoušce vozidlo projíždí daným úsekem s bočním větrem bez zásahu řidiče do řízení vozidla.

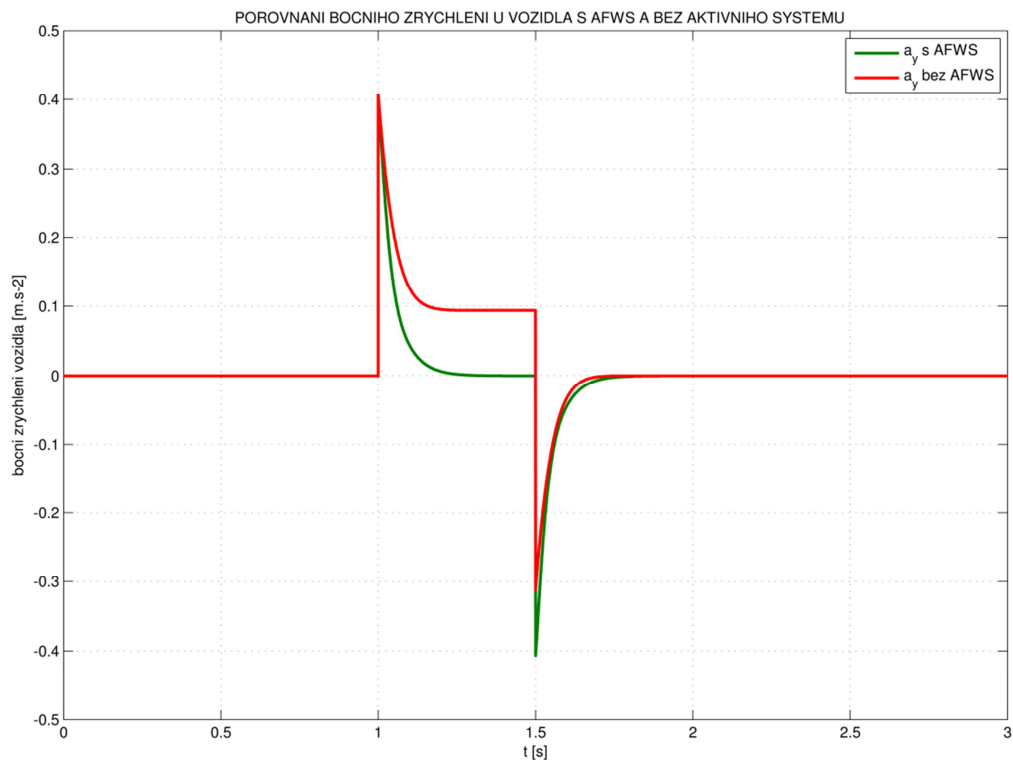


Obr. 59 - Porovnání úhlu stáčení vozidla



Obr. 60 - Porovnání úhlu dráhy vozidla





Obr. 61 - Porovnání bočního zrychlení vozidla

Systém AFWS ukázal, že ho lze s výhodou použít u řízení SBW, kdy by mohl výrazně eliminovat vnější rušivé vlivy při přímé jízdě, jako je působení bočního větru. V těchto situacích by řidič dokázal reagovat podstatně pomaleji nežli tento elektronický systém (reakční doba řidiče dle (21) se pohybuje v rozmezí 0,4 – 1,5s). Regulační obvod dokáže s reakční dobou přibližně 0,05s dosáhnout požadované hodnoty žádaného natočení předních kol.



7. KONSTRUKCE

7.1. Shrnutí sil působících na řídicí mechanismus

7.1.1. Síly působící na kolo při stojícím vozidle

První případ je otáčení kol při stojícím vozidle, kdy převládají síly adhezní mezi kolem a vozovkou (dochází ke smýkání kola). Obecně vzniká takzvaný vratný moment, který je závislý na hmotnosti vozidla, dezénu a materiálu pneumatik, stavu a typu vozovky a v poslední řadě na teplotě.

Vztah pro vratný moment dle *Doc. Ing. Čestmíra Šalamouna, CSc.*:

$$M_v = \frac{1}{4} \cdot \mu \cdot F_Z \cdot (1,5 \cdot d_p + 0,5 \cdot b_p) \text{ [Nm]} \quad (56)$$

$$d_p = \frac{F_Z}{p_{pneu} \cdot b_p} \quad (57)$$

$$b_p = 0,8 \cdot B \quad (58)$$

μ – součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou [–]

F_Z – zatížení pneumatiky [N]

d_p – maximální délka styku pneumatiky s vozovkou [m]

b_p – maximální šířka styku pneumatiky s vozovkou [m]

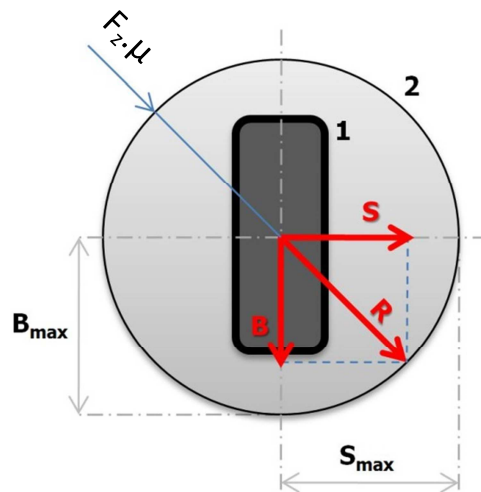
p_{pneu} – tlak nahuštění pneumatiky [Pa]

B – šířka pneumatiky [m]

7.1.2. Síly působící na kolo pohybujícího se vozidla

Na vozidlo pohybující se po křivce působí v důsledku dostředivého zrychlení a_d boční síla F_y , kterou musí přenést pneumatiky na vozovku a zároveň musí řízení zaručit dostatečnou tuhost. Zatěžující síly, a tím i zatížení samotného pohonu řízení popisuje simulace na vozidla pohybující se konstantní rychlostí po dráze dané vstupním signálem úhlového natočení volantu v **kapitole 6.4 Simulace vozidla v příčném směru (TVD)**. Zároveň síly mohou růst do takové meze, jakou dovolí adheze pneumatik (*Kammova kružnice*). Ve skutečnosti se však nejedná o kružnici, ale v důsledku rozdílných velikostí adheze pneumatiky v příčném a podélném směru vznikne elipsa.





Obr. 62 – Kammova kružnice (22)

B_{max} = samostatná maximální brzdňá/hnací síla $-F_x/+F_x$ [N]

S_{max} = samostatné maximální boční síla na kolo F_y [N]

R = výslednice brzdňé/hnací (B) a boční síly (S) [N]

Pozn. Pokud je $F_z \cdot \mu < R$ nedochází k prokluzu kola.

7.2. KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ

Data, které poskytla simulace dále podložená reálnými hodnotami z *diplomové práce Ing. Krejbricha* (23) mi umožnila velice dobrý pohled na to, jak je celý mechanismus zatěžován, a to v různých jízdních situacích i s různými podmínkami. Proto jsem mohl lépe předvídat na co si dát pozor při dalším návrhu konceptů. Dovolil jsem si zde uvést z výše zmíněné diplomové práce závislost síly na huštění pneumatik na dlažbě (tato práce obsahuje závislosti na asfaltu a betonu).

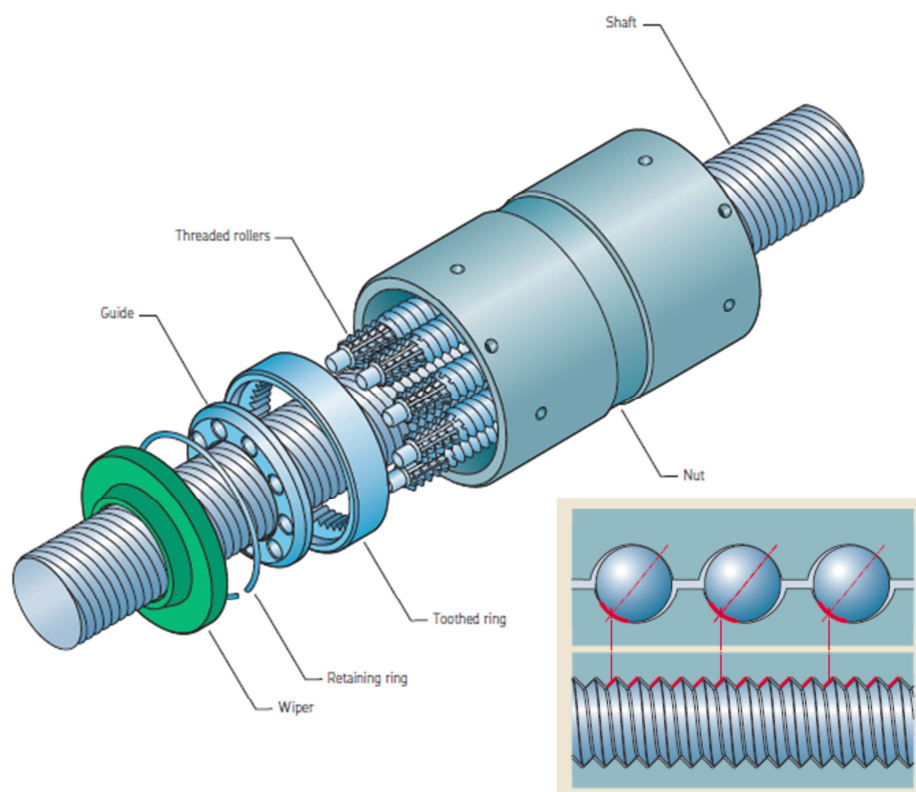
V případě čistého řízení SBW je jedním z požadavků na mechanismus převodu otáčivého pohybu elektromotoru na posuvný pohyb řídicí tyče jeho samosvornost nebo použití elektronické brzdy. Pokud bychom měli uvažovat, že motor musí vykonat zdvih řídicí tyče a zároveň neustále udržovat požadovanou polohu s velkými silovými nároky na motor, znamená z jedné strany zvýšenou energetickou náročnost a zároveň by byl z hlediska bezpečnosti při náhlém rázu nevyhovující (vyšší nároky na regulaci, možná ztráta kroku u krokového motoru, přetížení apod.). Neexistuje však převod, který by vykazoval vysokou účinnost a zároveň byl samosvorný. Je tedy nutné volit určitý kompromis, tak aby převod měl co možná nejvyšší účinnost, ale nebylo pro motor náročné udržet požadovanou polohu i v případě skokových změn zatížení.



Následující koncepty jsou založeny na úvaze jednoduchého a účinného převodu otáčivého pohybu na pohyb přímočarý. Poslední koncept rozebírá i možnost řídit každé kolo zvlášť nezávisle na ostatních kolech.

A. Koncept s planetovým šroubem

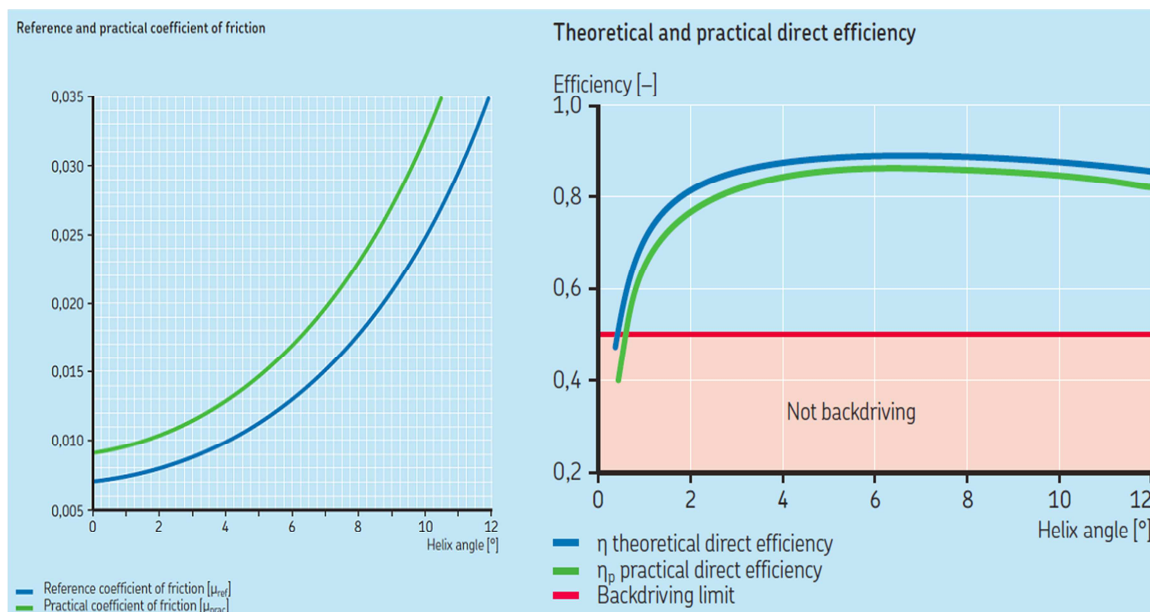
První úvahou bylo umístit motory podélně s mechanismem řízení tak, aby zabírali co nejméně místa a bylo tedy možné implementovat i záložní systém s druhým elektromotorem bez zásahů do ostatní konstrukce vozu. Jistou výhodou planetového šroubu je malé tření oproti pohybovému šroubu s trapézovým závitem a zároveň vysoká dynamická únosnost na rozdíl od kuličkového šroubu. Nevýhodou planetového šroubu stejně jako u šroubu kuličkového je díky malému tření velmi obtížně docílená samosvornost převodu, tudíž je zde potřeba použít brzdu nebo další převod, který by zaručil samosvornost.



Obr. 63 – Planetový šroub (24)

Pro zvolený koncept a následnou vizualizaci byl použitý výše vyobrazený planetový šroub s označením **SRC 21x5**, který má střední průměr závitu $d_0 = 21 \text{ mm}$ se stoupáním závitu $p = 5 \text{ mm}$. Zvolený šroub lze opatřit komponenty pro stírání maziva (Wiper).





Obr. 64 - Vpravo účinnost planetového šroubu, vlevo koeficient tření (24)

úhel stoupání šroubovice (helix angle):

$$\alpha_s = \operatorname{atan}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_0}\right) = \operatorname{atan}\left(\frac{5}{\pi \cdot 21}\right) = 4,334 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (59)$$

Důležitým parametrem šroubového přenosu pohybu je jeho účinnost η , která je uvedena společností SKF v závislosti na úhlu stoupání šroubovice α_s (uvedena výše na obr. 64). Úhel stoupání šroubovice zvoleného šroubu je $4,3^\circ$ z čehož vyplývá přibližně **účinnost přenosu $\eta = 0,85$ [-]**.

podmínka samosvornosti: $\mu > \tan(\lambda)$

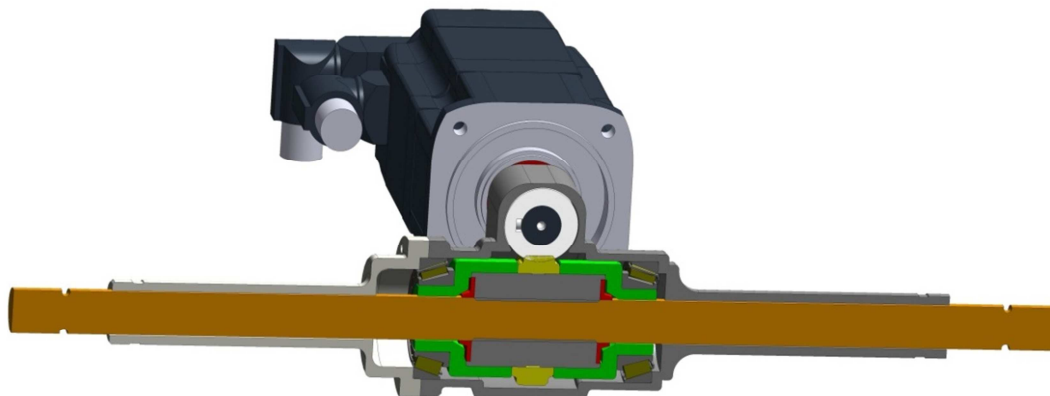
$\mu = 0,0135 < \tan(\lambda) = 0,076 \Rightarrow$ šroubový převod **není samosvorný**

Jak již jsem zmiňoval je u planetového šroubu v důsledku odvalování jednotlivých pohybových komponent docíleno malého koeficientu tření a tudíž takový převod nesplňuje podmínku samosvornosti. Tento převod byl tedy doplněn o další šnekový převod.

Koncept s využitím planetového šroubu byl zpracován jako projekt ve formě 3D modelu s využitím studentské verze programu Creo Parametric 2.0. Byly zpracovány 2 varianty s různým umístěním elektromotoru vyhovující pro různé koncepty aut.



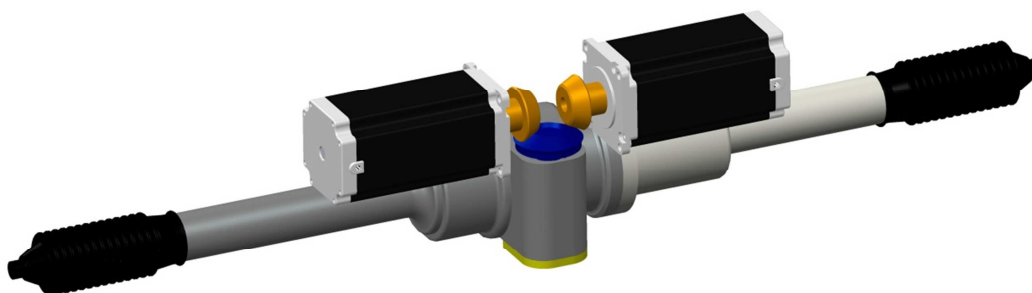
První varianta konceptu s planetovým převodem byla zpracována pouze s jedním motorem umístěným v kolmé rovině k mechanismu řízení, takovým způsobem, jak je umístěna otočná tyč řízení s kardanovým kloubem.



Obr. 65 - Koncept s elektromotorem umístěným napříč

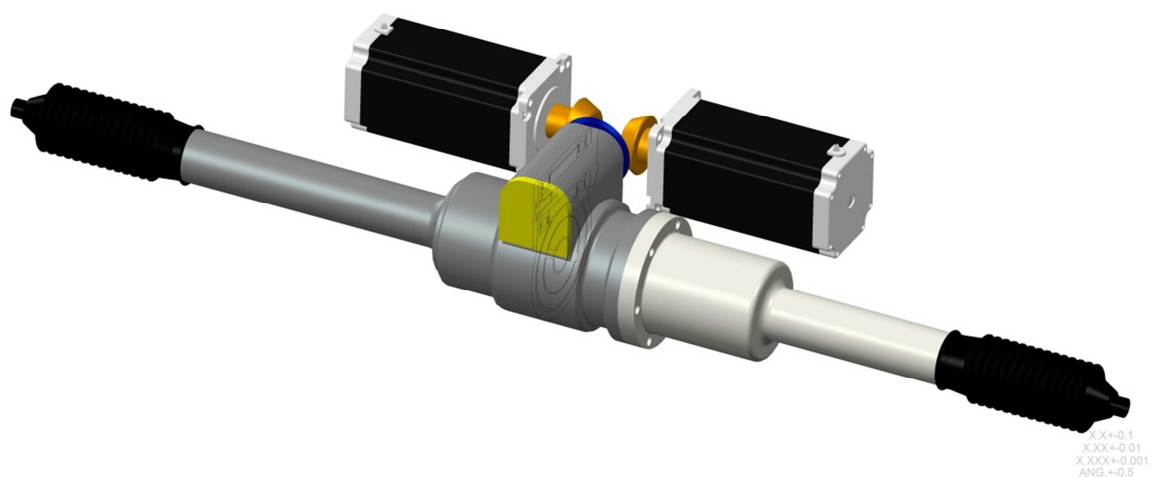
Druhý záložní elektromotor je možné umístit podélně s posuvnou tyčí řízení, kdy bude poháněn náboj (zelený dílec) matice planetového šroubu, který by byl pevně spojen se šnekovým kolem (žlutý dílec).

Druhá varianta konceptu s planetovým šroubem uvažuje s co nejmenší zástavbovou řídicího mechanismu a zároveň umožňuje umístit dva menší elektromotory na společný převod. Důležité je použít kuželová kola se šikmými zuby, aby zde nevznikla vůle v převodu.

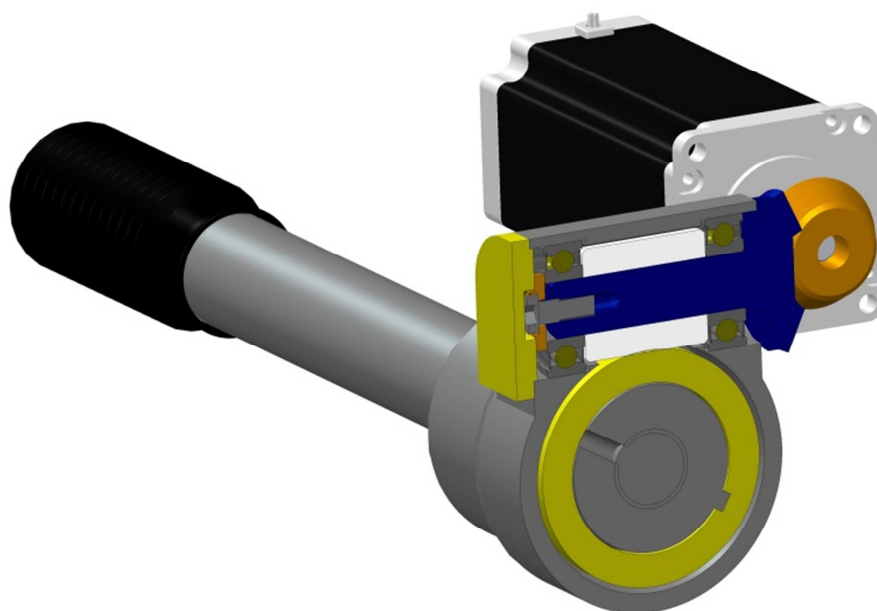


Obr. 66 – Koncept s dvojicí podélných elektromotorů





Obr. 67 - Koncept s dvojicí podélných elektromotorů

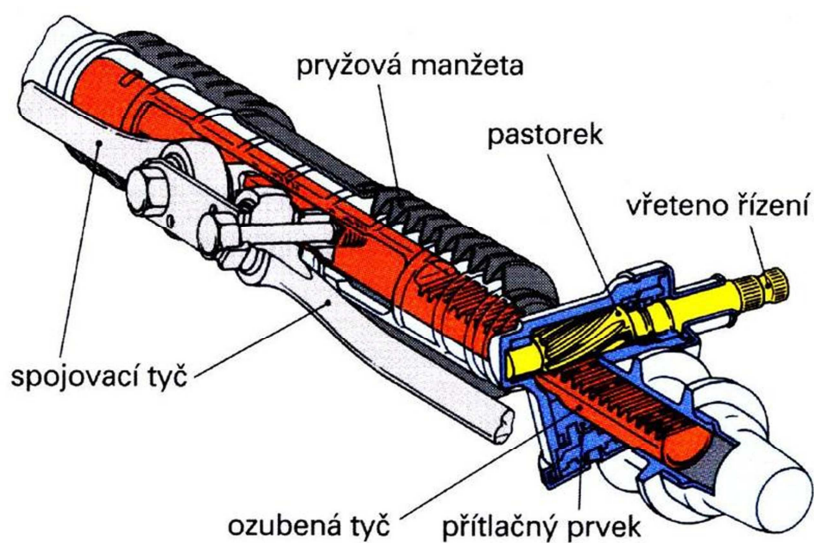


Obr. 68 – Řez konceptem s dvojicí elektromotorů

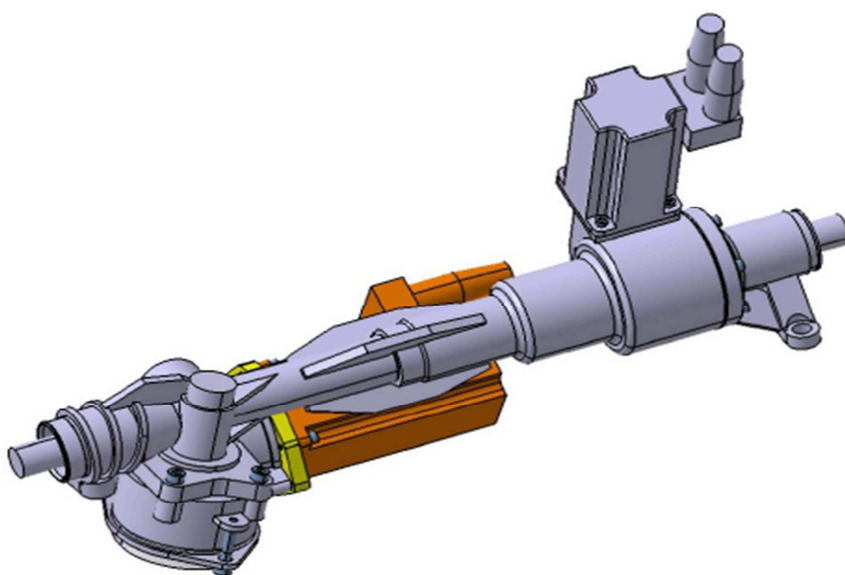


B. Provedení s klasickým mechanismem řízení (hřeben)

Jedná se o odzkoušenou a v praxi prověřenou konstrukci mechanismu řízení, kdy napojení kardanového hřídele od volantu ke vřetenu řízení nedovoluje pro systém řízení použít elektromotor umístěný paralelně k ozubené tyči bez použití dodatečného převodu (šnekového či kuželového). Velikou výhodou ozubeného hřebenu je jeho vysoká účinnost a dobře zvládnutá technologie sériové výroby. Diplomová práce (25) se zabývala aplikací řízení SBW a zároveň systému variabilní sbíhavosti na sériově vyráběném řízení viz obr. 70.



Obr. 69 - Hřebenové řízení (26)



Obr. 70 – Koncept SBW na upraveném řízení z Diplomové práce (25)

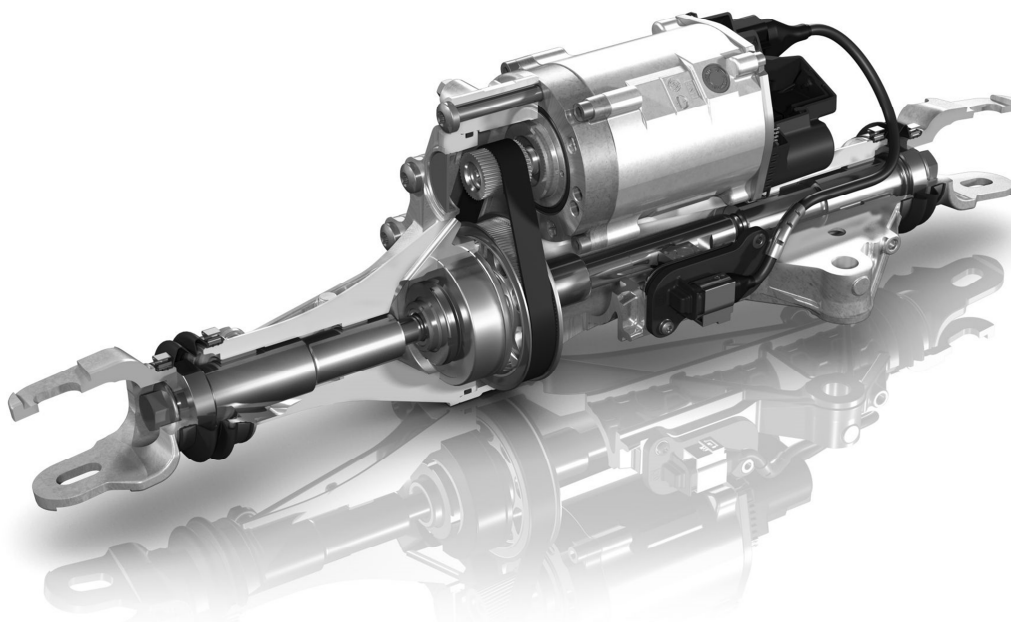


C. Provedení s jednotlivými moduly řízení kol/náprav

Koncept se zabývá řízením jednotlivých kol zvlášť a nahrazuje lichoběžníkový mechanismus tak, že zaručí přesné natočení jednotlivých kol právě podle Ackermanovy podmínky v závislosti na okolních podmínkách. Jízdní podmínky však vnáší do řízení určité chyby dané reálnými fyzikálními modely, které mají danou tuhost a vůle. Takovýto koncept je tedy vhodný realizovat na mechanismu řízení se zpětnou vazbou.

Největší výhodou tohoto konceptu je využití na vozidlech s řízením 4WS, kde lze určit pro každou jízdní simulaci dané natočení jednotlivých kol přední a zadní nápravy vůči sobě.

Nevýhodou u tohoto konceptu sledávám v případě poruchy jednoho modulu, kdy by bylo nutné zabezpečit, aby se kolo nemohlo volně natáčet pod působením vnějších sil a způsobit nehodu vozu.



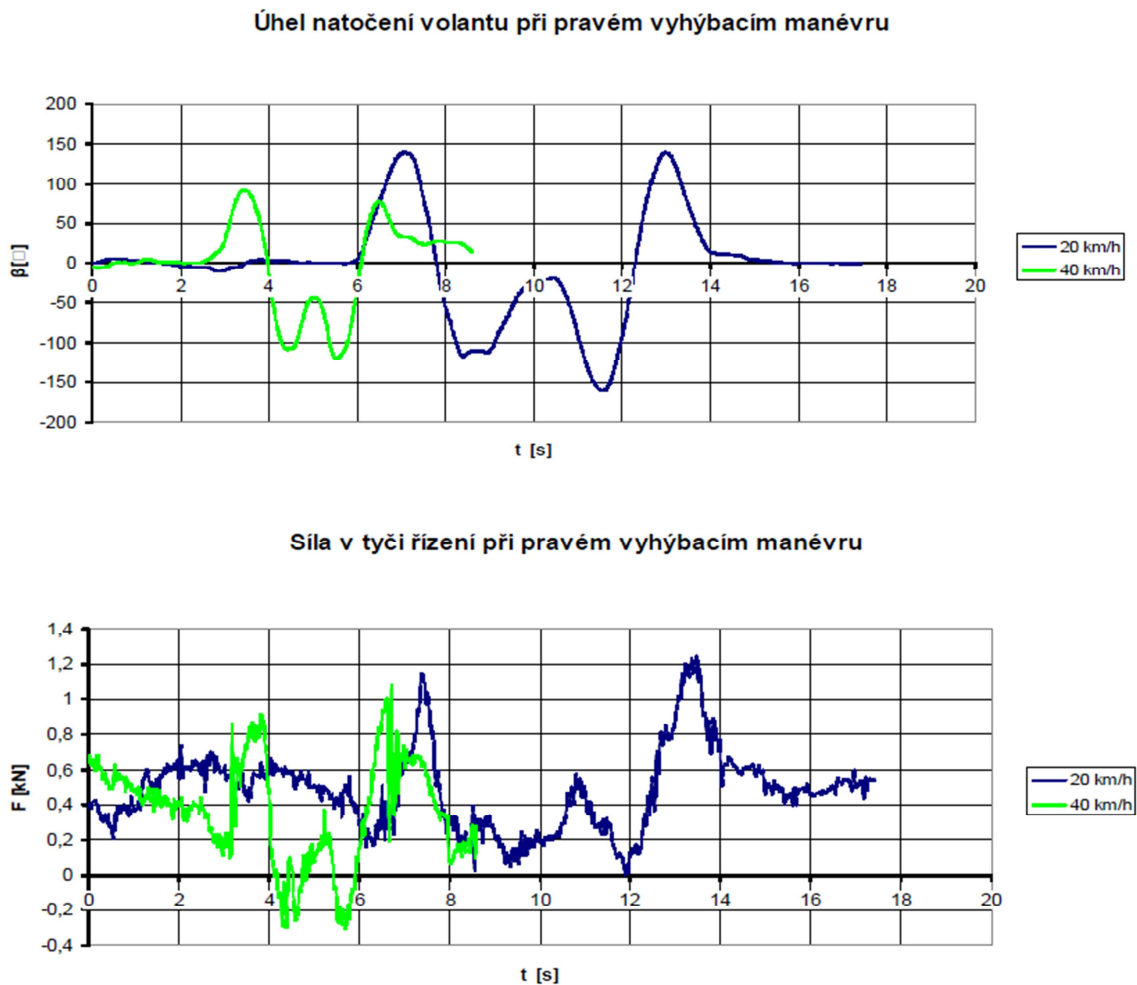
Obr. 71 – Modul řízení zadní nápravy firmy ZF (27)



8. VÝSLEDKY

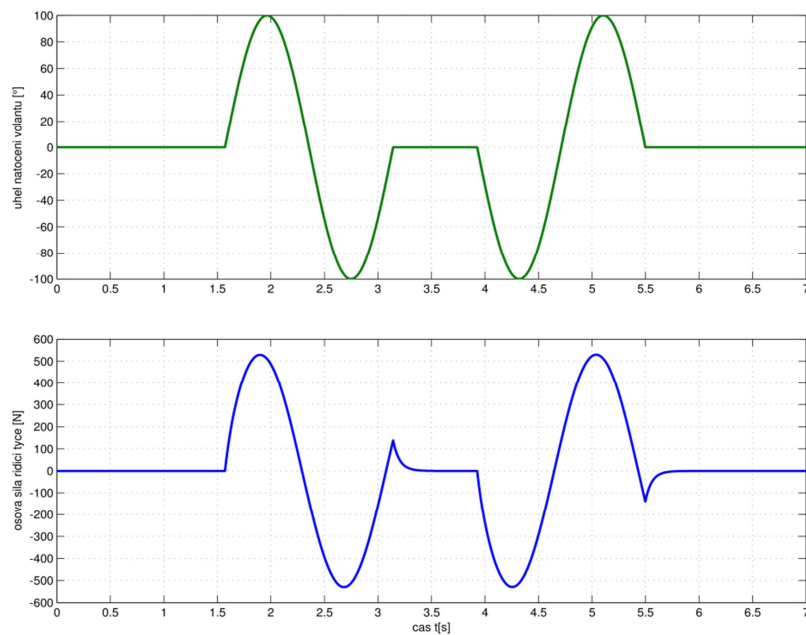
Výstupní hodnoty simulace z programu Matlab mohly být následně porovnány s výsledky z reálného měření, díky *Diplomové práci* (23) zabývající se měřením osově síly v tyči řízení. Dále je zde uveden stručný výčet dat z této práce:

Metodika spočívala v nalepení tenzometrů na tyčku řízení umístěnou na pravé straně a měření úhlu natočení volantu. Měření bylo prováděno na automobilu Škoda Roomster s pneumatikami 195/55 R15 s nahuštěním 240kPa a při teplotě 27°C. Konvence je zde zavedena stejně jako v případě simulace, kdy hodnoty +F znamenají tahové namáhání řídicí tyče.

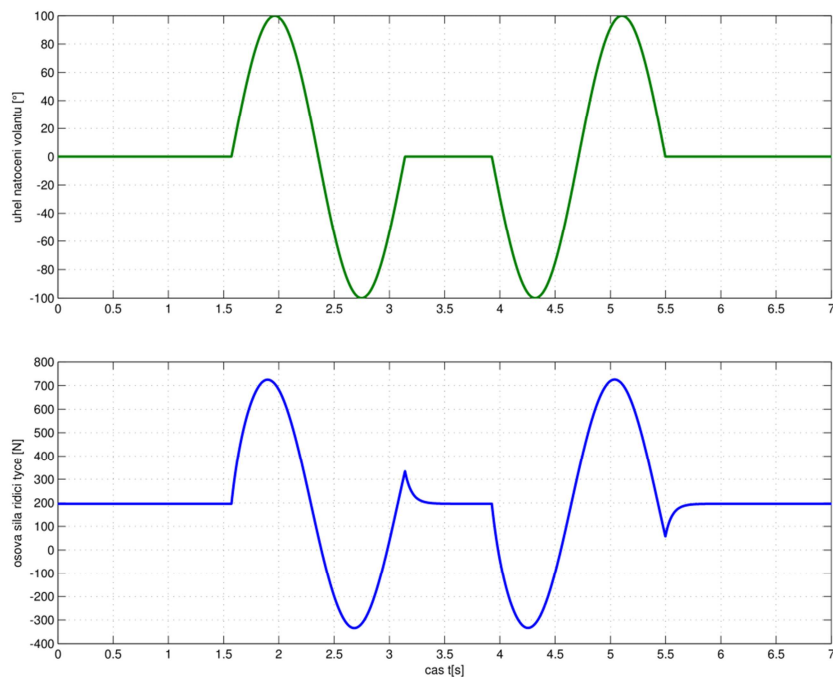


Obr. 72 - Reálně naměřená data – průběh natočení volantu a osově síly řídicí tyčky (23)





Obr. 73 - Výstup ze simulace (bez uvažování vlivu geometrie)



Obr. 74 - Výstup ze simulace (s uvažováním vlivu geometrie)

Graf na obr. 73 vykazuje symetrické hodnoty amplitudy síly (bez konstantní složky síly), jelikož ale na reálný model vozidla působí na řízení síly od geometrie, byla dále zpracována **implementace zjednodušeného vlivu geometrie** na boční sílu kola znázorněná výše na obr. 74. V **PŘÍLOZE 1** je zpracováno názorné porovnání grafu obr. 72 a obr. 74 sloučených do jednoho.



9. ZÁVĚR

V první části práce byla vypracována rešerše zabývající se historií směrového řízení a následnou aplikací systémů By-Wire. Rád bych zde poznamenal, že je dobře patrný vývojový posun v letecké technice vůči automobilové. Je to dáno z jedné strany bezpečnostními předpisy a z druhé válečnými konflikty minulého století, které daly impuls v oblasti vývoje armádního letectví. Dnes není ničím výjimečným letoun, který kontroluje nebo samostatně řídí trajektorii letadla.

Hlavním úkolem bylo vytvoření simulačního modelu vozidla v prostředí programu *Matlab Simulink* a s tím spjaté navržení algoritmů aktivního směrového řízení. Tyto úkony mají dále směřovat k využití výsledků pro Laboratoř pohonných jednotek TUL. Dalším navazujícím úkolem byl konstrukční návrh řešení řízení SBW, tak aby byla zajištěna bezpečnost a vhodné umístění elektromotorů z hlediska zástavby. Zde jsem se rozhodl jít cestou návrhu řešení s využitím planetového šroubu, který vyniká vysokou únosností při malých rozměrech a hmotnosti (uveden v kapitole 7.2).

Výsledkem práce je kompletní simulační schéma systému SBW zahrnující model vozidla a jeho řízení s elektromechanickou jednotkou. Následně bylo mým cílem výstupní hodnoty simulace dále verifikovat a porovnat s reálnými hodnotami. Aby mohlo být provedeno porovnání s reálnými hodnotami, bylo zapotřebí skutečného měření, kterým se zabývala *Diplomová práce* (23). To znamenalo zadat vstupní data odpovídající vozu Škoda Roomster 1.6 MPI. Zde však nebyly dohledány všechny údaje, jako je celkový převodový poměr mezi koly a volantem i a dále skutečné nastavení geometrie na měřeném voze. V souvislosti s provedenou verifikací byl implementován do simulace zjednodušený vliv nastavení geometrie na sílu v tyči řízení, čímž bylo dosaženo velmi dobrých výsledků v porovnání s reálným měřením, které lze vidět v PŘÍLOZE 1.

V oblasti aktivních systémů směrového řízení byly vytvořeny dva rozdílné algoritmy. Algoritmus zabývající se natáčením zadních kol (4WS), který poskytuje díky výraznému zmenšení směrové úchyly vozidla zlepšenou dynamiku a odezvu vozidla. Vozidlo se tak stává „ochotnějším“ plnit řidičovi příkazy. Druhý algoritmus aktivního natáčení předních kol (AFWS) udržuje požadovaný směr při nulovém natočení volantu a působení vnějších rušivých vlivů. Tento systém dokáže zasáhnout s velmi krátkou reakční dobou v porovnání s průměrnou dobou reakce řidiče, např. při silném bočním poryvu větru.



Možnosti zlepšení dále vidím v oblasti simulace, kde lze s využitím dvoustopého modelu vozidla dosáhnout lepší přesnosti simulace avšak za cenu delšího výpočetního času a více potřebných vstupních hodnot. Zásadní výhodu však vidím v možnosti nahlédnout na každé kolo zvlášť. Dále by bylo velikým krokem zvládnout algoritmus s hlavním vstupním parametrem křivky dráhy vozidla. V případě konstrukčních návrhů je přínosné zkoumat vhodné druhy mechanismů řízení z hlediska náročnosti na výrobu, funkčních nedostatků, spolehlivosti apod.

Závěrem bych chtěl říct, že bylo mým cílem zpracovat pro budoucí čtenáře kompletní přehled o systému SBW tak, aby bylo možné navázat dalším experimentálním měřením nebo detailním konstrukčním návrhem, který bude směřovat k funkčnímu a bezpečnému řešení řízení SBW.



10. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. **Peter Pfeffer, Manfred Harrer (Hrsg.).** *Lenkungshandbuch.* místo neznámé : Viewer + Turner.
2. *nasa.gov.* [Online] 11. 8 2016.
<http://www.dfrc.nasa.gov/Gallery/Photo/Pilots/HTML/ECN-3091.html>.
3. Wikipedia.org. [Online] / <https://cs.wikipedia.org/wiki/Fly-by-wire//>.
4. well-didnt-work-saabs-weird-joystick-controlled-car-wasnt-super-idea. *Wired.* [Online] [Citace: 20. 9 2016.] <https://www.wired.com/2015/01/well-didnt-work-saabs-weird-joystick-controlled-car-wasnt-super-idea/>.
5. **Ing. Jan Sajdl, Ph.D.** *Autolexicon.* [Online] [Citace: 15. 6 2016.]
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/ackermannova-podminka/>,
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/active-drive/>.
6. *Směrové řízení vozidla.* **Ing. Pavel Brabec, Ph.D a Ing. Robert Voženílek, Ph.D.** místo neznámé : Technická univerzita v Liberci.
7. *www.autoevolution.com.* [Online] 2016. [Citace: 23. 8 2016.]
<http://www.autoevolution.com/news/ferrari-rear-axle-steering-explained-in-f12tdf-vs-f12berlinetta-comparison-video-100997.html>.
8. *Automobilrevue.cz.* [Online] http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/technika/volvo-trucks-dynamicke-rizeni_42108.html .
9. **Ing. Pavel Brabec, Ph.D a Ing. Robert Voženílek, Ph.D.** Aktivní bezpečnost inteligentních vozidel. [Online] 31. 5 2012.
http://intech2.tul.cz/dokumenty/vystupy_z_projektu/02~TUL%20-%20KI%C3%AD%C4%8Dov%C3%A1%20aktivita%20/In-TECH%20_%20AktivniSystemy.pdf.
10. *Motorstown.com.* [Online] http://www.motorstown.com/37451-toyota-celica-4ws.html#gal_37451_toyota-celica-4ws-01.jpg.
11. **arслан, selçuk.** YTU, Mechatronics Engineering. *yildiz.* [Online] 26. 4 2016.
<http://www.yildiz.edu.tr/~msarслан/sf.html>.
12. *STEER-BY WIRE SIMULATION MODEL.* **Ing. Pavel Brabec Phd., doc. Ing. Miroslav Malý Phd., Ing. Robert Voženílek Phd.** Liberec : Technical University of Liberec.
13. *Handi.tech.* [Online] 7. 9 2016. <http://handi.tech/mercedes-benz-vision-van-concept-robot-drone-specs-price-release-date/>.



14. Autorevue.cz. [Online] <http://www.autorevue.cz/policejni-statistika-rychlost-neni-nejcastejsi-pricinou-nehody>.
15. Autozine.org. [Online] http://www.autozine.org/technical_school/traction/Steering_3.html.
16. Auto.cz. [Online] (<http://www.auto.cz/by-wire-v-citronu-c5-15627>)..
17. ika.rwth-aachen.de. [Online] rwth-aachen. <https://www.ika.rwth-aachen.de/en/research/projects/e-mobility/1863-speede.html>.
18. **Ing. František Vlk, DrSc.** *Dynamika motorových vozidel 1.vydání*. Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
19. **Zapletal, Ing. František.** *Disertační práce - Zvyšování aktivní bezpečnosti využitím systémů 4WS a AFWS*. Brno : VUT Brno, 1997.
20. Motorinfo.cz. [Online] 15. 3 2010. <http://www.motorinfo.cz/snimac-pro-presne-mereni-rychlosti-staceni-a-akcelerace.html>.
21. **Ing. Jan Sajdl, Ph.D.** Autolexicon.net. [Online] <http://www.autolexicon.net/cs/articles/reakcni-doba-ridice/>.
22. —. Autolexicon.net. [Online] <http://www.autolexicon.net/cs/articles/kammova-kruznice-prilnavosti/>.
23. **Krejbič, Pavel.** *Diplomová práce - Analýza zatížení řídicího ústrojí*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2009.
24. SKF.com. [Online] <http://www.skf.com/cz/products/linear-motion/ball-and-roller-screws/roller-screws/planetary-roller-screws/index.html>.
25. **Jelínek, Vít.** *Diplomová práce - Elektromechanická jednotka směrového řízení vozidla*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, Květen 2010.
26. **Stejskalík, Ing. Jaromír.** *Učební text Střední odborné školy automobilní, mechanizace a podnikání, Krnov. [. 2014.*
27. automobil-produktion.de. [Online] <https://www.automobil-produktion.de/technik-produktion/prototyp-kombiniert-technik-know-how-von-zf-und-trw-211.html>.
28. **Crolla, David.** *Encyclopedia of Automotive Engineering*. místo neznámé : Wiley, 2015. 978-0-470-97402-5.
29. Mathworks.com. [Online] Mathworks. <https://www.mathworks.com/help/matlab/>.
30. **VLK, František.** *Podvozky motorových vozidel*. místo neznámé : 3. přeprac. vyd. Brno.

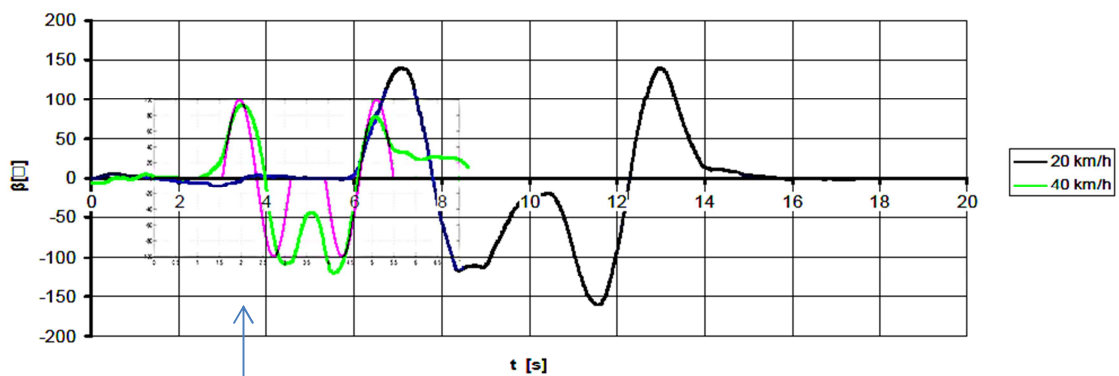


11. PŘÍLOHY

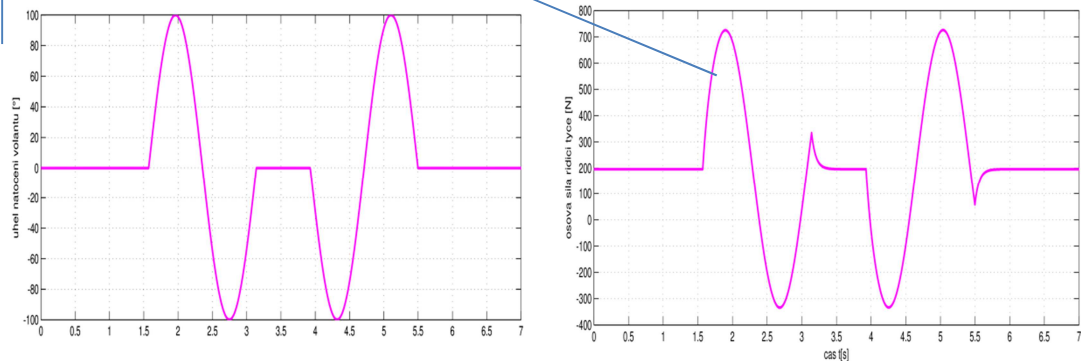
PŘÍLOHA 1

Přímé porovnání simulace s reálnými daty z měření. Na obrázku níže je vidět poměrně dobrá shoda simulace s naměřeným průběhem síly v tyči řízení na vozu Škoda Roomster 1.6 MPI. Simulace byla provedena s uvažováním vlivu geometrie na boční sílu kola (sbíhavosti a odklonu kola).

Úhel natočení volantu při pravém vyhýbacím manévru



Síla v tyči řízení při pravém vyhýbacím manévru

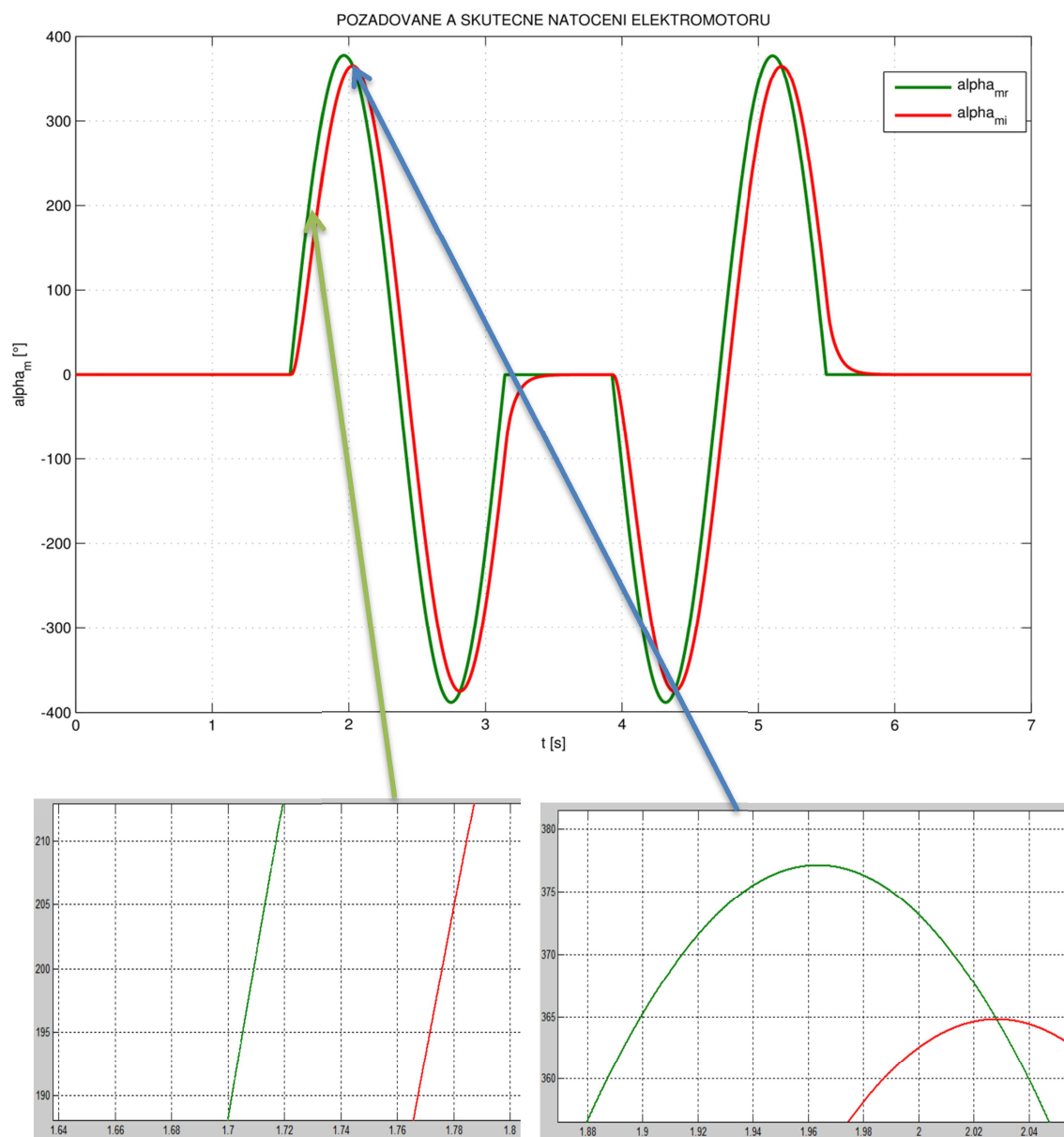


Obr. P1a – Porovnání dat z reálného a simulačního modelu



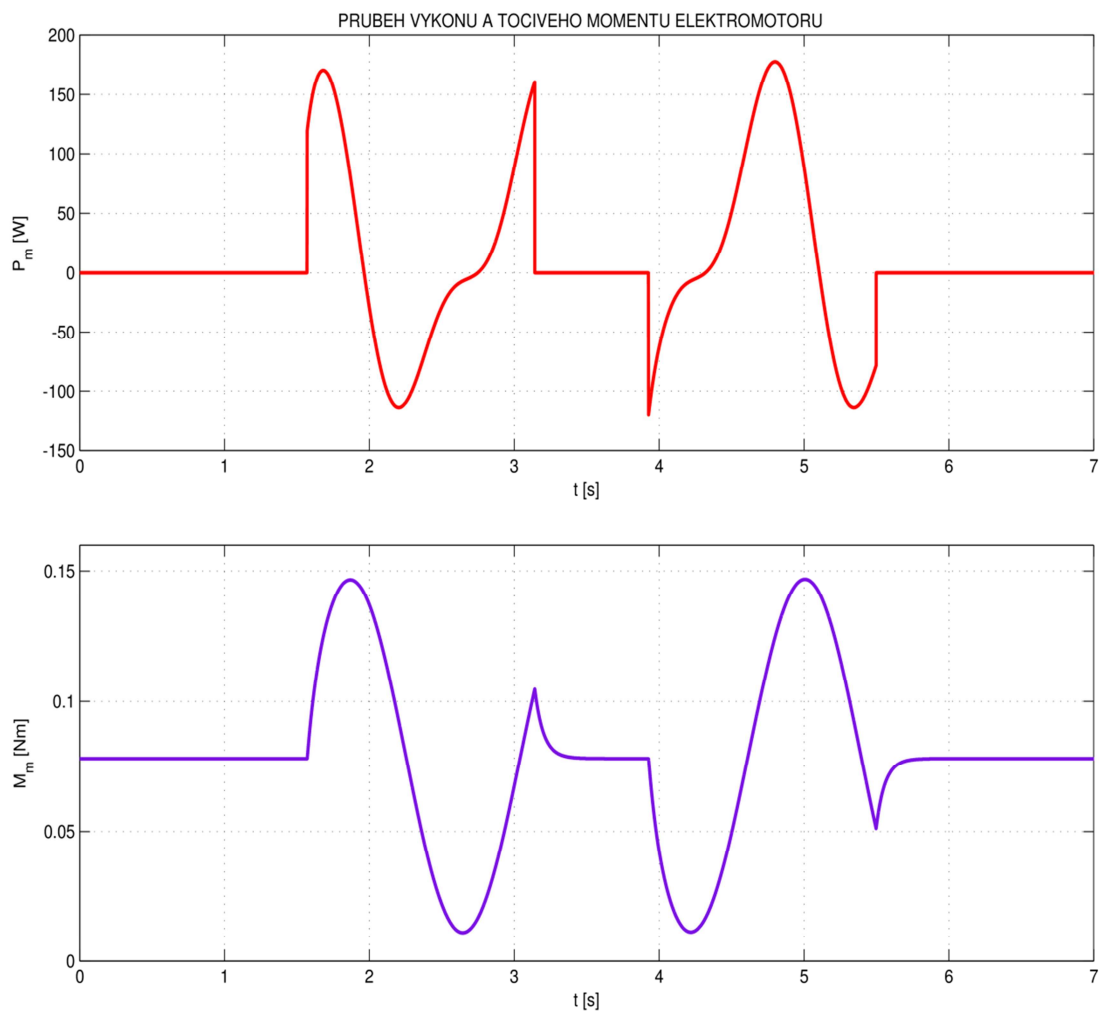
PŘÍLOHA 2

Parametry elektromotoru a porovnání vstupních a výstupních veličin. Požadované natočení elektromotoru označeno α_{mi} (α_{mi}) a natočení skutečné označeno α_{mr} (α_{mr}).



Obr. P2a – Porovnání požadovaného a reálného natočení elektromotoru

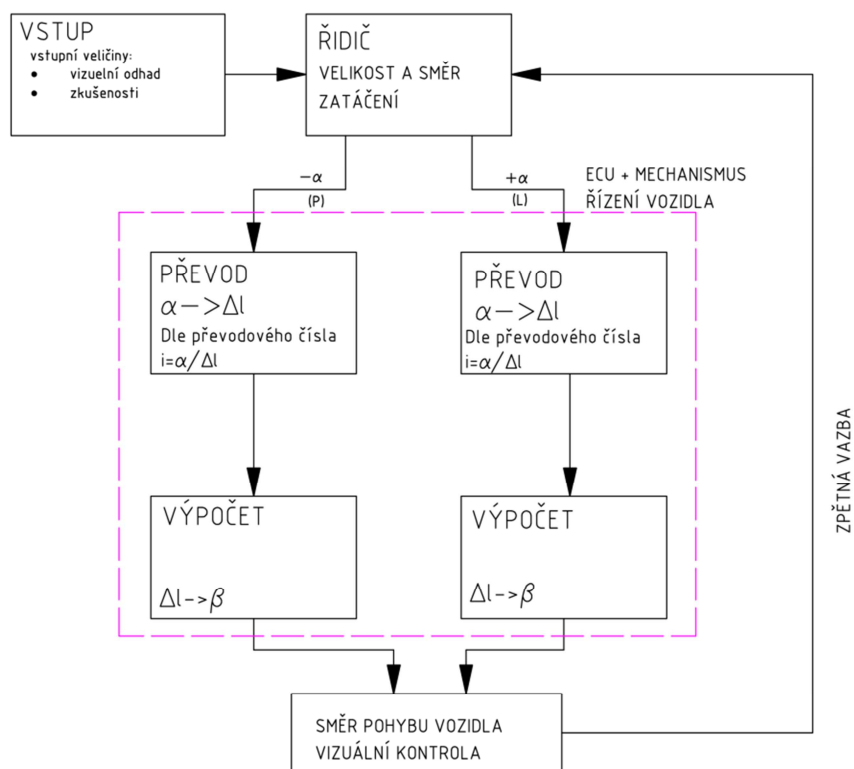




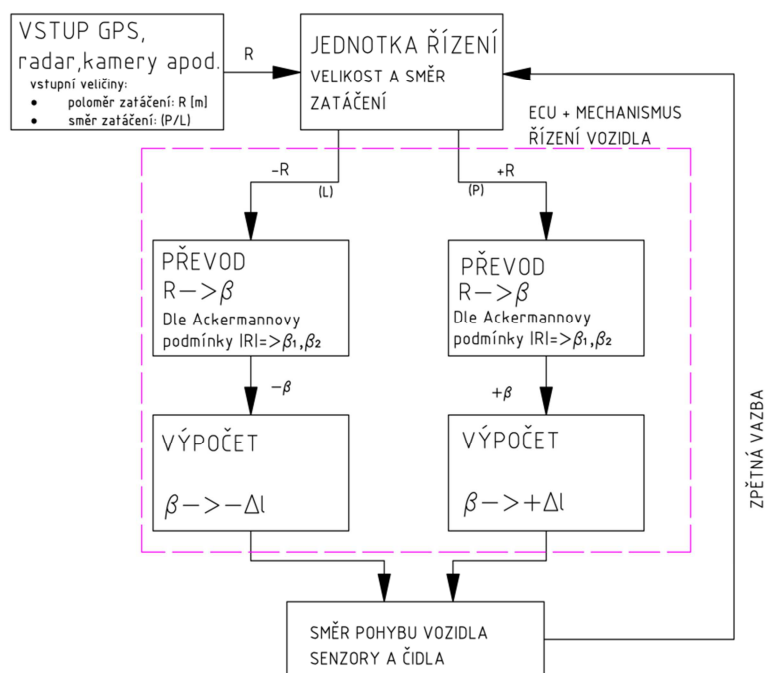
Obr. P2b – Výkon a točivý moment elektromotoru



PŘÍLOHA 3



Obr. P3a – Schéma subjektivního řízení - řidičem



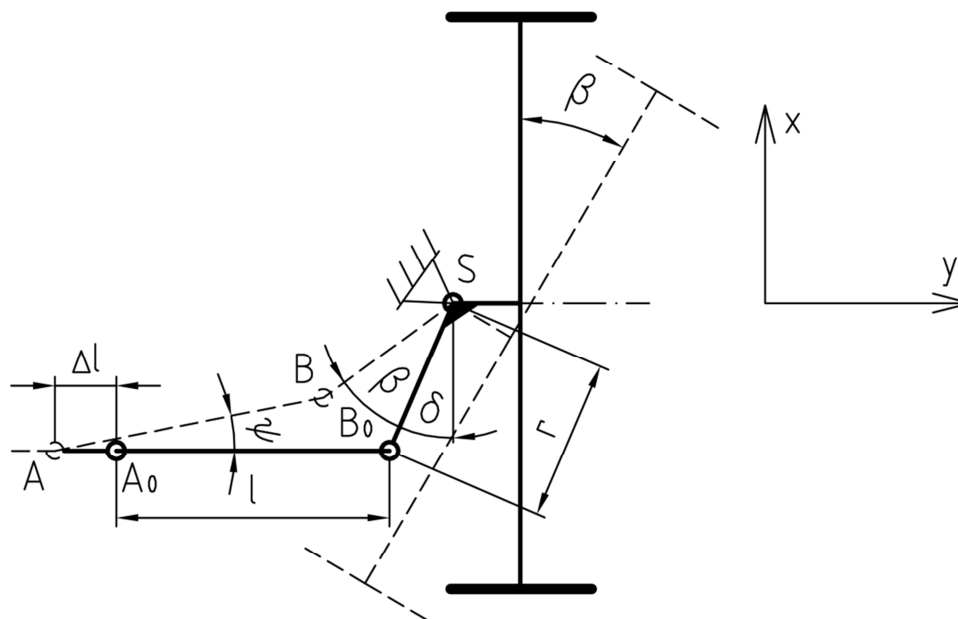
Obr. P3b – Schéma řízení autonomního vozidla



PŘÍLOHA 4

Řešení mechanismu trigonometrickou metodou

Souřadný systém byl zvolen s ohledem na souřadný systém celého vozidla jako globální, kdy osa +x je totožná se směrem jízdy vpřed. Úhel φ je zde uvažován ve výchozí poloze roven 0.



Obr. P4a - Natočení kola ve směru ve smyslu $-\beta$

$$\sin(\psi) = \frac{\Delta x}{l} \quad (1)$$

$$\cos(\psi) = \frac{l + \Delta l - \Delta y}{l} \quad (2)$$

2 rovnice, 4 neznámé: Δx , Δy , Δl , φ

$$\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{\frac{|BB_0|}{2}}{r} = \frac{|BB_0|}{2r} \quad (3)$$

$$|BB_0|^2 = \Delta x^2 + \Delta y^2 \quad (4)$$

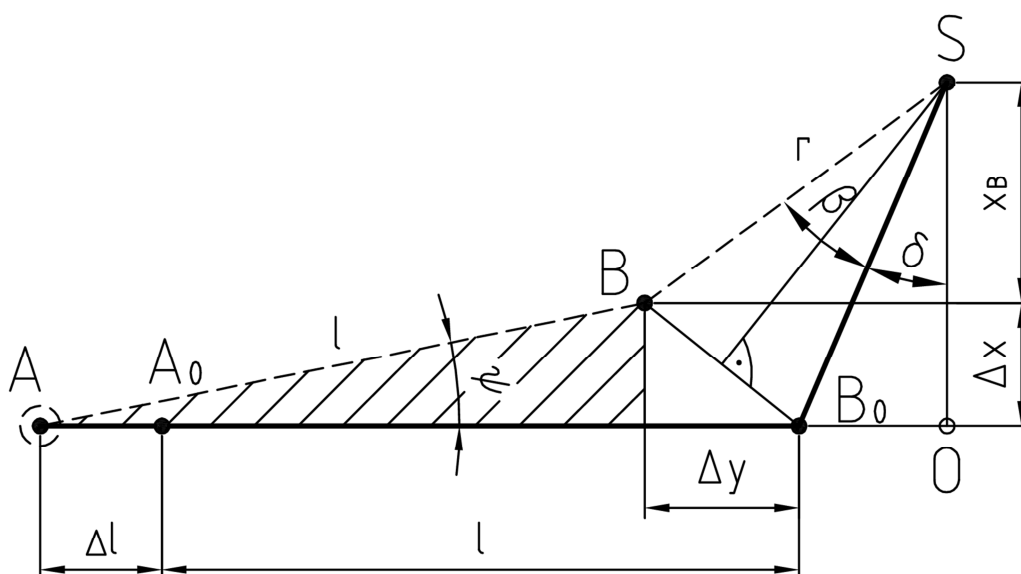
$$\cos(\delta) = \frac{|SO|}{r} \quad (5)$$

$$\cos(\beta + \delta) = \frac{x_B}{r} \quad (6)$$

$$|SO| = x_B + \Delta x \quad (7)$$

7 rovnic, 7 neznámých: $|SO|$, $|BB_0|$, x , Δx , Δy , Δl , ϕ





Obr. P4b - Grafické vyjádření pohybu bodů mechanismu A,B

Z rovnice (7) $\Rightarrow \Delta x = |SO| - x_B$

Dosazení rovnic (5) a (6) do rovnice (7) : $\Delta x = |SO| - x_B = r \cdot \cos(\delta) - x_B$

$$= r \cdot \cos(\delta) - r \cdot \cos(\beta + \delta) = r \cdot [\cos(\delta) - \cos(\beta + \delta)]$$

$$\Delta x = r \cdot [\cos(\delta) - \cos(\beta + \delta)] \tag{8}$$

Z rovnice (1) $\Rightarrow \psi = \arcsin\left(\frac{\Delta x}{l}\right)$

Dosazení rovnice (8) do upravené rovnice (1):

$$\psi = \arcsin \left\{ \frac{r}{l} \cdot [\cos(\delta) - \cos(\delta + \beta)] \right\} \tag{9}$$

Z rovnice (4) $\Rightarrow \Delta y = \sqrt{|BB_0|^2 - \Delta x^2}$

Dosazení rovnic (3) a (8) do rovnice (4):

$$\Delta y = \sqrt{\left(2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)^2 - \{r \cdot [\cos(\delta) - \cos(\delta + \beta)]\}^2} \tag{10}$$



Z rovnice (2)

$$\Rightarrow \Delta l = l \cdot \cos(\psi) + \Delta y - l = l \cdot (\cos(\psi) - 1) + \Delta y = l \cdot \cos\left(\arcsin\left\{\frac{r}{l} \cdot [\cos(\delta) - \cos(\delta + \beta)]\right\} - 1\right) + \sqrt{\left(2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)^2 - \{r \cdot [\cos(\delta) - \cos(\delta + \beta)]\}^2} =$$

$$l \cdot \left(\sqrt{1 - \left\{\frac{r}{l} \cdot [\cos(\delta) - \cos(\delta + \beta)]\right\}^2} - 1 \right) + \sqrt{\left(2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)^2 - \{r \cdot [\cos(\delta) - \cos(\delta + \beta)]\}^2}$$

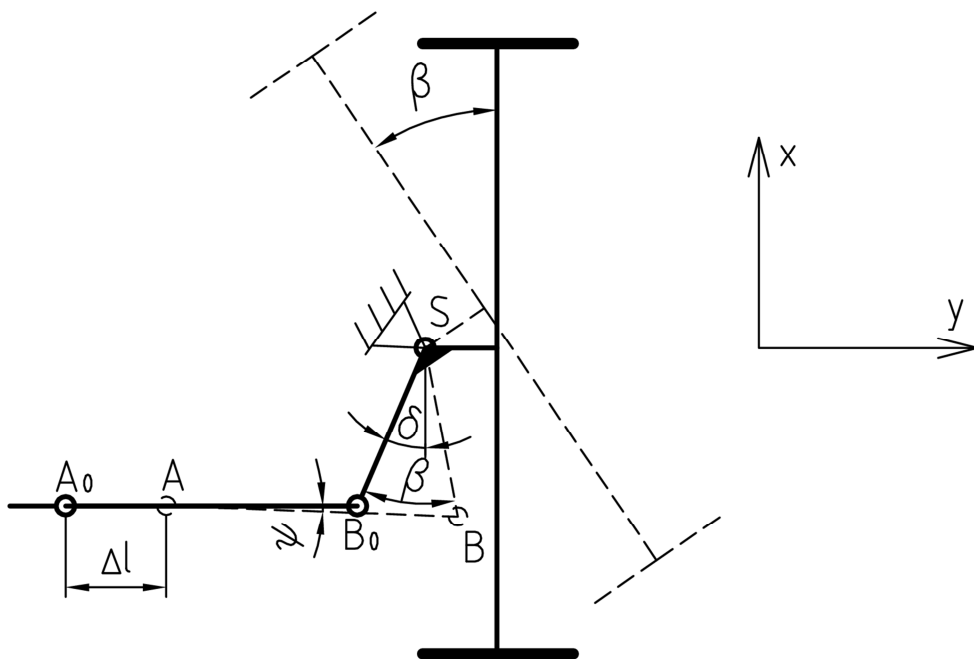
$$\text{Zavedeno: } e = r \cdot \cos(\delta) \quad (11)$$

$$\lambda = \frac{r}{l}, \lambda_e = \frac{e}{l} \quad (12)$$

Rovnice pro případ zatáčení vpravo (z pohledu řidiče otáčení volantu po směru hodinových ručiček)

$$\Delta l = l \cdot \left(\sqrt{1 - [\lambda_e - \lambda \cdot \cos(\delta + \beta)]^2} - 1 \right) + \sqrt{\left(2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)^2 - [e - r \cdot \cos(\delta + \beta)]^2} \quad (13)$$





Obr. P4c - Natočení kola ve smyslu $+\beta$

$$\sin(\varphi) = \frac{\Delta x}{l} \quad (14)$$

$$\cos(\varphi) = \frac{l - \Delta l + \Delta y}{l} \quad (15)$$

2 rovnice, 4 neznámé: Δx , Δy , Δl , φ

$$\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{\left(\frac{|BB_0|}{2}\right)}{r} = \frac{|BB_0|}{2r} \quad (16)$$

$$|BB_0|^2 = \Delta x^2 + \Delta y^2 \quad (17)$$

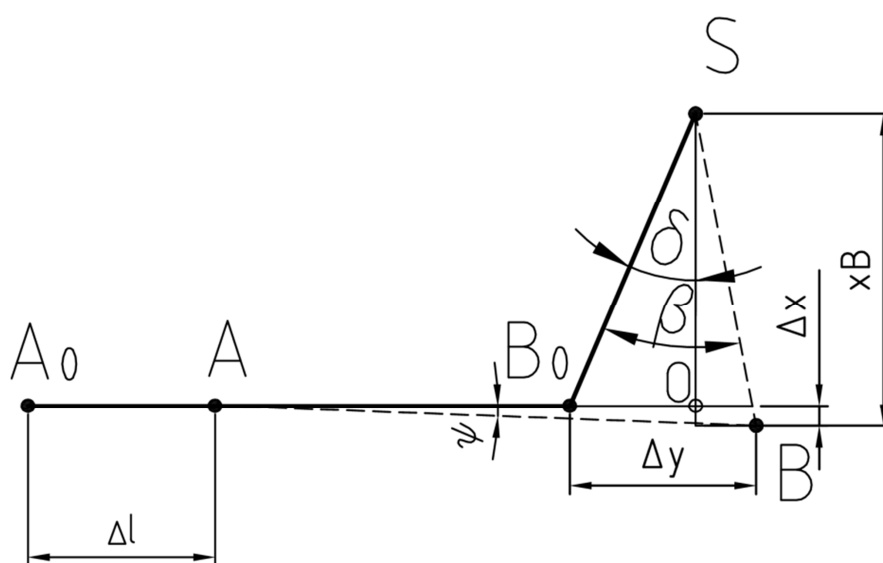
$$\cos(\delta) = \frac{|SO|}{r} \quad (18)$$

$$\cos(\beta - \delta) = \frac{x_B}{r} \quad (19)$$

$$|SO| = x_B - \Delta x \quad (20)$$

7 rovnic, 7 neznámých: $|SO|$, $|BB_0|$, x , Δx , Δy , Δl , ϕ





Obr. P4d - Natočení kola ve smyslu $+\beta$

Stejným postupem dostaneme:

$$\Delta x = r \cdot [\cos(\beta - \delta) - \cos(\delta)] \quad (21)$$

$$\varphi = \arcsin \left\{ \frac{r}{l} \cdot [\cos(\beta - \delta) - \cos(\delta)] \right\} \quad (22)$$

$$\Delta y = \sqrt{\left(2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \right)^2 - \{r \cdot [\cos(\beta - \delta) - \cos(\delta)]\}^2} \quad (23)$$

$$\Delta l = l - l \cdot \cos(\varphi) + \Delta y = l \cdot \left(1 - \cos\left(\arcsin \left\{ \frac{r}{l} \cdot [\cos(\beta - \delta) - \cos(\delta)] \right\} \right) \right) +$$

$$\sqrt{\left(2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \right)^2 - \{r \cdot [\cos(\beta - \delta) - \cos(\delta)]\}^2} =$$

$$= l \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot [\cos(\beta - \delta) - \cos(\delta)] \right)^2} \right) + \sqrt{\left(2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \right)^2 - \{r \cdot [\cos(\beta - \delta) - \cos(\delta)]\}^2}$$

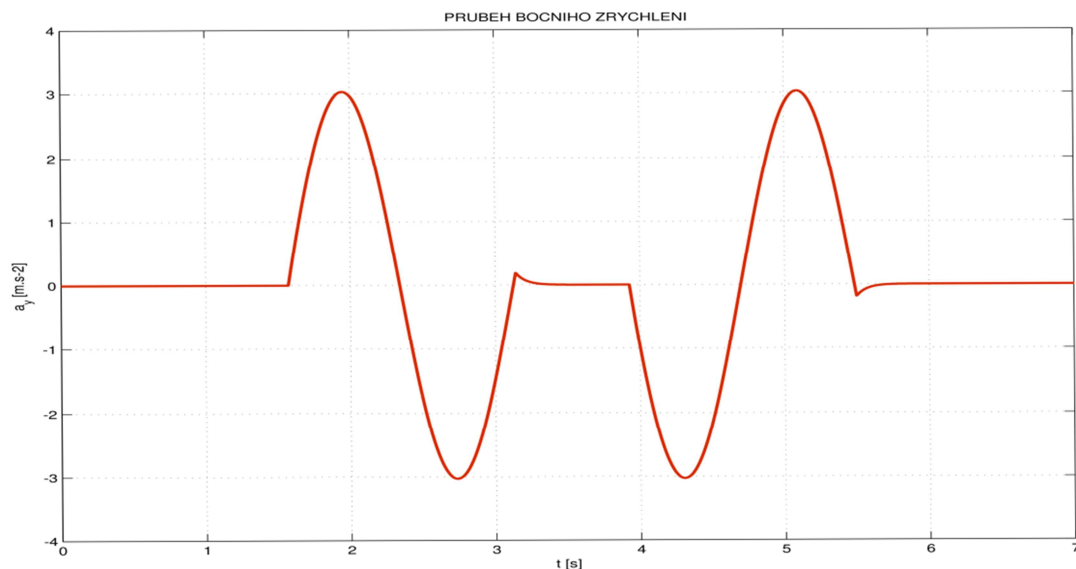
Rovnice pro případ zatáčení vlevo (z pohledu řidiče otáčení volantů proti směru hodinových ručiček).

$$\Delta l = l \cdot \left(1 - \sqrt{1 - (\lambda \cdot \cos(\beta - \delta) - \lambda_e)^2} \right) + \sqrt{\left(2 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \right)^2 - (r \cdot \cos(\beta - \delta) - e)^2} \quad (24)$$

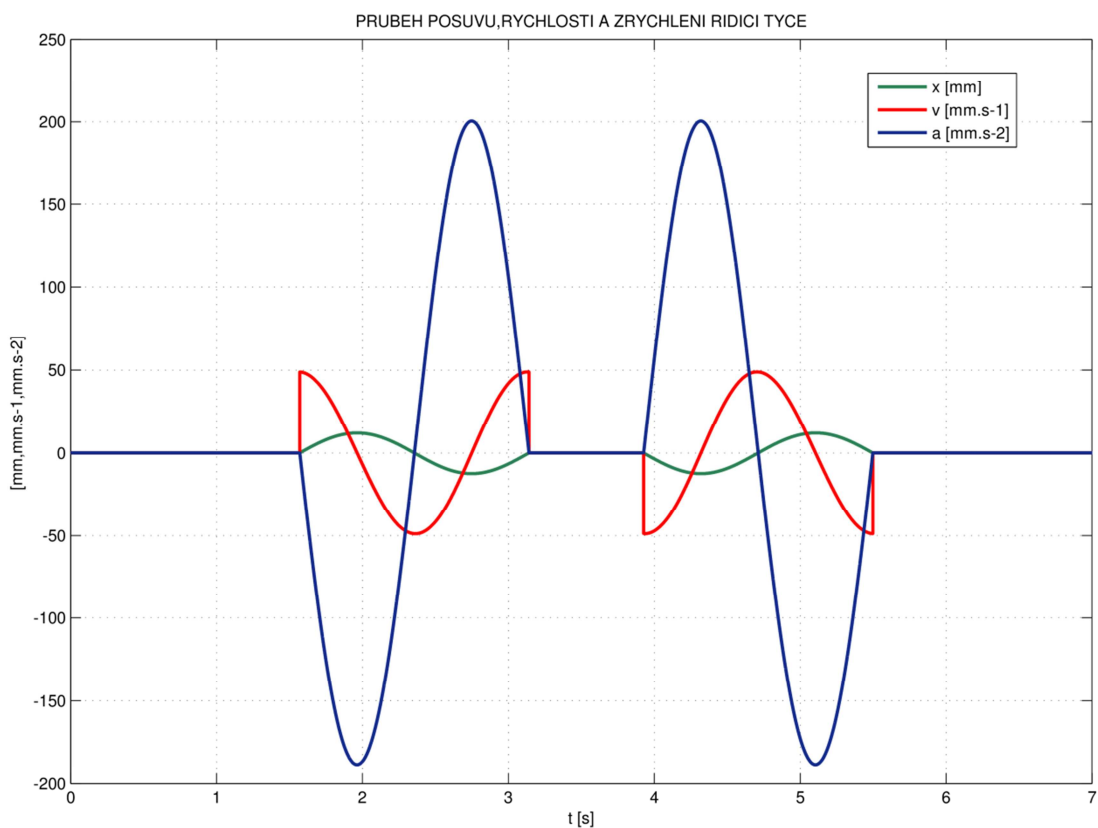


PŘÍLOHA 5

Následující grafy jsou provedeny s parametry uvedenými v **kap. 6.4**, pro vozidlo Škoda Roomster s motorem 1.6 MPI.

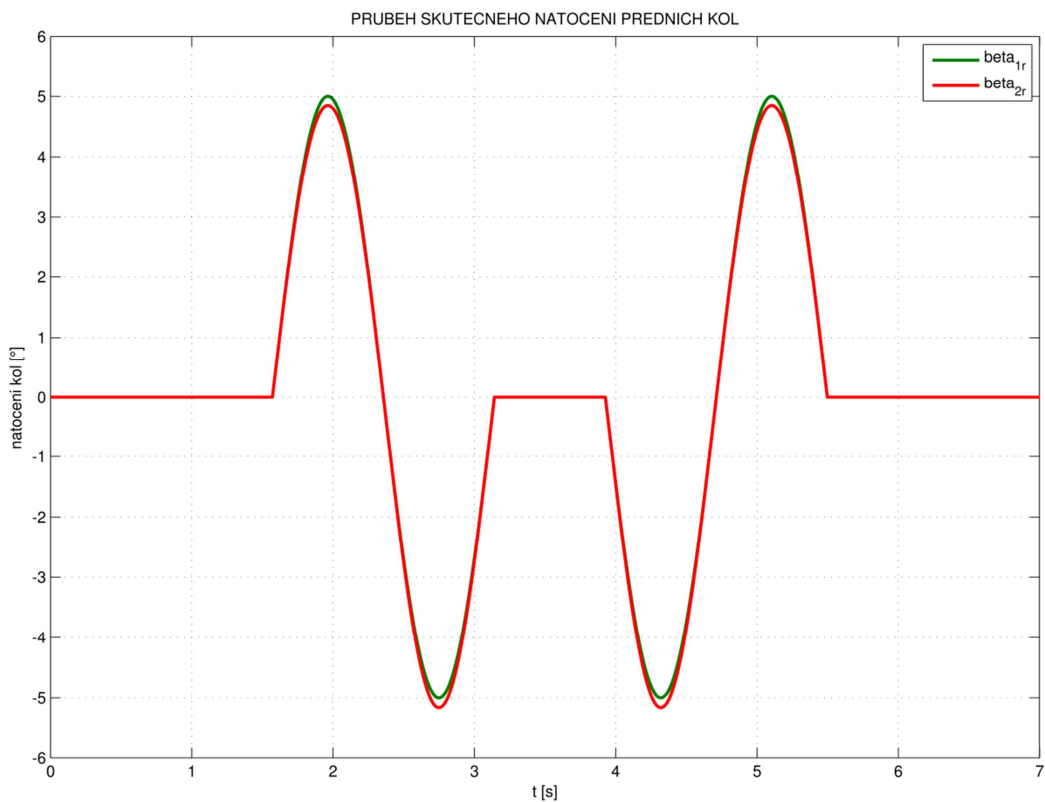


Obr. P5a – Boční zrychlení vozidla při rychlosti 70km.hod¹

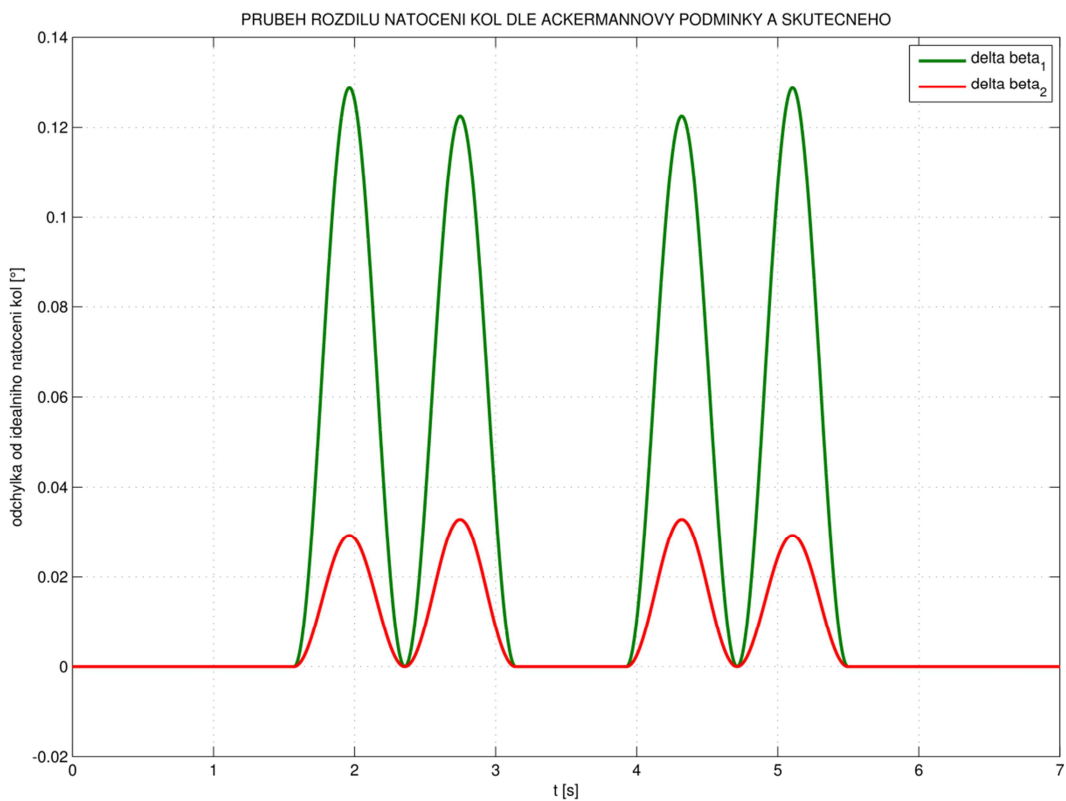


Obr. P5b – Posuv (x), rychlost (v) a zrychlení (a) řídicí tyče při úhybném manévru





Obr. P5c – Skutečné natočení levého a pravého předního kola vozidla



Obr. P5d – Odchylka natočení předních kol od ideálního natočení dle Ackermannovy podmínky

