

UNIVERZITA PARDUBICE
Dopravní fakulta Jana Pernera

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2022

František Kodovský

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Systemy řízení více náprav u silničních vozidel
Bakalářská práce

2022

František Kodovský

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **František Kodovský**
Osobní číslo: **D18145**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Téma práce: **Systémy řízení více náprav u silničních vozidel**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

Jednotlivé body pro zpracování bakalářské práce:

1. Analýza současného stavu řízení kol u více náprav vozidel.
2. Teorie zatáčení automobilu.
3. Odlišnost konvenčního vozidla od vozidla s řídicími koly více náprav.
4. Teoretický návrh zatáčení dvounápravového přívěsu s využitím systému 4WS za účelem kopírování jízdního koridoru tažného vozidla

Rozsah pracovní zprávy: **35 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] VLK, F.: *Podvozky motorových vozidel*. 3. vydání, Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- [2] VALA, M., TESAŘ, M.: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-x.
- [3] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA, J.: *Automobily 1*. 4. vydání. Brno: Avid, spol., 2012. ISBN 978-80-87143-27-7.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Jilek, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **7. února 2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **16. května 2022**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 7. února 2022

Prohlašuji:

Práci s názvem „Systemy řízení více nápravy u silničních vozidel“ jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury. Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše. Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 31.03.2022

František Kodovský

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu práce Ing. Petru Jilkovi, Ph.D., který mi pomohl při tvorbě bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni, kteří mě celou dobu studia a psaní bakalářské práce podporovali.

ANOTACE

Řídicí soustava motorového vozidla je jedna z nejdůležitějších součástí v celém automobilu. Zajišťuje ovladatelnost vozidla, a proto je nutné tuto součást automobilu stále zdokonalovat, aby bylo vozidlo na silnici bezpečné, stabilní a ovladatelné. Práce řeší problematiku návrhu řízení kol obou náprav přípojného vozidla, tak aby kopírovalo jízdní stopy tažného vozidla.

KLÍČOVÁ SLOVA

Bezpečnost, ovladatelnost, automobily, řízení

TITLE

Multi-axle steering systems for road vehicles

ANNOTATION

The steering system of a motor vehicle is one of the most important components in the entire car. It ensures the handling of the vehicle and therefore this part of the car must be constantly improved to keep the vehicle safe, stable and controllable on the road.

KEYWORDS

Safety, handling, road vehicles, steering

Obsah

Seznam obrázků a tabulek	9
Seznam zkratk a značek.....	12
1. Úvod	13
2. Systémy řízení všech kol u silničních vozidel.....	14
2.1 Systémy řízení více náprav u osobních vozidel	14
2.1.1 Řízení zadních kol	15
2.1.2 Pasivní systém (elastokinematické)	16
2.1.3 Aktivní systém	16
2.1.4 Pasivní systémy	17
2.1.5 Aktivní systémy	20
2.1.6 Shrnutí výhod a nevýhod všech systémů	28
2.2 Systémy řízení více náprav u nákladních silničních vozidel	29
2.2.1 Systém řízení více náprav TATRA	29
2.2.2 Systém řízení více náprav Renault	30
2.2.3 Systémy u nákladních přívěsů a návěsů	31
2.3 Systémy řízení zadních náprav u vozidel hromadné dopravy	33
2.4 Systémy řízení zadních náprav u speciálních vozidel	35
2.4.1 Jeep Hurricane	35
2.4.2 Buggy (Buginy).....	36
2.5 Speciální vozidla pro soutěžní účely.....	38
3. Kinematika řízení silničních vozidel.....	39
3.1 Řízení pomocí rejdové nápravy.....	39
3.2 Řízení pomocí rejdových kol	40
3.3 Jednostopý model vozidla.....	43
4. Odlišnosti konvenčního vozidla od vozidla s řídicími koly více náprav	48
5. Jízdní souprava s řízeným přívěsem a porovnání s konvenční jízdní soupravou	49
5.1 Přívěs bez natáčení náprav	50
5.2 Přívěs s natáčecími nápravami.....	53
6. Závěr.....	58
Seznam použité literatury	60

Seznam obrázků a tabulek

Obrázky

Obrázek 2 – Nissan Skyline R34 GT-R [5]	14
Obrázek 1 – Honda Prelude [4].....	14
Obrázek 3 – 2WS vs 4WS [6].....	15
Obrázek 4 – Nesouhlasné (první z levo), souhlasné (uprostřed) natáčení a přímá cesta (vpravo) [9].....	17
Obrázek 5 – Ukázka řešení pasivního systému (pohled na zadní část vozu) [8].....	18
Obrázek 6 – Schéma konstrukčního provedení nápravy Porsche 928 [10]	19
Obrázek 7 – Zadní náprava vozu Porsche 928 [10]	20
Obrázek 8 – Porsche 928 z roku 1977 [10].....	20
Obrázek 9 – Blokové schéma popisující funkci přenosů a zpracování informací	21
Obrázek 10 – Konstrukce Four wheels steering firmy Hondy [11].....	22
Obrázek 11 – Systém HICAS firmy Nissan [11].....	23
Obrázek 12– Konstrukce systému ARK [8]	23
Obrázek 13 – Rozdělení elektrických systémů [11]	24
Obrázek 14 – Aktuátor [13]	24
Obrázek 15 – Zadní náprava Renault Talisman, Espace, Mégane [14].....	25
Obrázek 16 – Elektrický systém firmy BMW (3 – řídicí jednotka pro zadní nápravu; 4 – snímač natočení volantu; 5 – aktuátor) [12].....	25
Obrázek 17 – Mercedes-Benz [6]	26
Obrázek 18 – Konstrukce podvozku Mercedes-Benz třídy S → zadní náprava (vlevo); kompletní vzduchový podvozek Airmatic (vpravo) [16]	27
Obrázek 19 – Audi A8 a konstrukce zadní nápravy [17].....	27
Obrázek 20 – Tatra Phoenix 8 x 8 x 8 [18].....	30
Obrázek 21 – Renault Lander [19].....	31
Obrázek 22 – Návěs s řízenými nápravami [11].....	32
Obrázek 23 – Kloubový MAN Elektrobús Lion's City 2020 [21]	34
Obrázek 24 – Dálkový autobus MAN [22].....	34
Obrázek 26 – Jeep Hurricane [11]	36
Obrázek 28 – Dune / Beach buggy [24].....	37
Obrázek 27 – Rock crawler [25]	37
Obrázek 30 – Benneton B192 [29]	38

Obrázek 29 – Peugeot 405 T16 Pikes Peak [28].....	38
Obrázek 31 – Rejdová náprava	39
Obrázek 32 – Přední rejdová kola	40
Obrázek 33 – Systém 4WS	42
Obrázek 34 – Závislost koeficientu K_p na rychlosti vozidla [31]	43
Obrázek 35 – Jednostopý model	44
Obrázek 36 – Jednostopý dynamický model	45
Obrázek 52 – Tažné vozidlo MAN [34]	49
Obrázek 53 – Ilustrační fotografie přípojného vozidla [36]	49
Obrázek 54 – Souprava bez řízeného přívěsu	50
Obrázek 55 – Neřízená souprava pro $R_A = 10\text{ m}$	53
Obrázek 56 – Souprava s řízeným přívěsem.....	54
Obrázek 57 – Souprava s řízeným přívěsem pro $R_A = R_P = 10\text{ m}$	56
Obrázek 58 – Graf závislosti mezi natočením předních kol tažného vozidla a kol přívěsu	57

Tabulky

Tabulka 1 – Závěrečné srovnání všech systémů.....	29
Tabulka 2 – Součinitelé adheze [32].....	47
Tabulka 3 – Základní rozměry tažného vozidla.....	63
Tabulka 4 – Základní rozměry přípojného vozidla.....	63

Seznam zkratek a značek

T_a	<i>těžiště automobilu</i>
B	<i>rozchod vozu</i>
h_T	<i>výška těžiště</i>
G_a	<i>tíhová síla automobilu</i>
g	<i>tíhové zrychlení</i>
N_P	<i>normálová síla na pravém kole</i>
N_L	<i>normálová síla na levém kole</i>
L	<i>délka vozidla</i>
L_p	<i>přední část / vzdálenost vozu k těžišti</i>
L_z	<i>zadní část / vzdálenost vozu k těžišti</i>
b_0	<i>vzdálenost mezi čepy řízení</i>
α_p	<i>úhel zatočení levého předního kola</i>
β_p	<i>úhel zatočení pravého předního kola</i>
α_s	<i>střední úhel natočení kol</i>
α_z	<i>úhel zatočení levého zadního kola</i>
β_z	<i>úhel zatočení pravého zadního kola</i>
F_{x1}	<i>boční síla na předním kole</i>
F_{x2}	<i>boční síla na zadním kole</i>
F_T	<i>trakční síla</i>
K_1	<i>koeficient boční tuhosti u přední pneumatiky</i>
K_2	<i>koeficient boční tuhosti u zadní pneumatiky</i>
δ_1	<i>směrová úchylka předního kola</i>
δ_2	<i>směrová úchylka zadního kola</i>
$i_{\bar{r}}$	<i>převod v řídicím mechanismu</i>
F_{ad}	<i>adhezivní síla</i>
Z_k	<i>radiální reakce na nápravách</i>
φ	<i>součinitel adheze</i>
F_{od}	<i>odstředivá síla</i>

1. Úvod

V době, kdy byl vyroben první automobil na spalovací motor (rok 1885, automobil značky Mercedes-Benz), si nikdo nedokázal představit, že po cca 135 letech budou vozidla vypadat tak, jak vypadají v 21. století. Vozidla v 19. století byla jednoduchá a dalo by se říct, že z dnešního pohledu byla velmi nebezpečná.

Vozidla si za ta léta prošla řadou vylepšení, primárně v oblasti bezpečnosti, kterou veřejnost začala zajímat s rozšířením automobilismu. Výrobci se snažili vymýšlet různá řešení, jak silniční vozidla vyrobit bezpečnější (bezpečnostní pásy, konstrukce, elektronika atd.).

V minulém století automobilky zjistily, že řízení více náprav přináší své výhody. Prestižní značky začaly různé konstrukce aplikovat do velmi luxusních vozů, ale postupem času se řízení zadní nápravy dostalo i do levnějších automobilů.

Dnešní vozidla jsou plná elektronických systémů, které řidiči v ovládání vozu pomáhají. Při koupi vozidla řidiči radí bezpečnost na první místo a chtějí od vozidla co nejlepší ovladatelnost, manévrovatelnost a elektronické asistenty, kteří dokážou zabránit nehodě nebo ulehčit parkování.

Hlavní cíl bakalářské práce je teoreticky navrhnout systém zatáčení náprav přípojného vozidla tak, aby přípojně vozidlo kopírovalo dráhu tažného vozidla. Vedlejší cíle práce jsou seznámení s historií řízení více náprav a ukázat nové trendy v oblasti ovládání vozidla. První část je zaměřena na teoretické vysvětlení systémů, na konstrukci a na porovnání klasického řízení s řízením všech kol. Druhá část je o návrhu systému zatáčení náprav přípojného vozidla tak, aby přípojně vozidlo kopírovalo dráhu tažného vozidla.

2. Systémy řízení všech kol u silničních vozidel

2.1 Systémy řízení více náprav u osobních vozidel

Motorové silniční vozidlo je vozidlo, které se pohybuje po pozemní komunikaci a má minimálně čtyři kola. Vozidla se dále člení podle zákona č. 56/2001 Sb. a vyhlášky č. 341/2014 Sb. Osobní automobil spadá do kategorie M1. Jedná se o vozidlo, které má max. 8 míst k sezení a jeho hmotnost nepřesahuje 3500 kg [1, 2].

Historie systémů natáčení zadních kol

S natáčením zadních kol se začalo experimentovat již kolem roku 1990. Tímto systémem byla poprvé vybavena vozidla japonských značek. Jeden z prvních vozů se systémem aktivního řízení kol bylo sportovní kupé Honda Prelude (rok 1987; Obrázek 1). Následně se tento druh řízení dostal i k dalším značkám například do známého sportovního Nissanu Skyline R32, R33 a R34 GT-R (Obrázek 2). Následně se začaly přidávat i prestižnější značky jako BMW a jeho „slavná“ sportovní řada 8, přesněji model 850 CSi. Nemělo by se zapomenout ani na některé novější modely Porsche model 911 nebo Ferrari GTV4 Lusso. Později se začala objevovat i vozidla Mercedes-Benz a jeho limuzíny (třídy S) s technologií aktivního natáčení zadní nápravy.

Člověk, který se trochu vyzná v automobilovém světě, podle značek a modelů pozná, že se nejedná o úplně běžná vozidla. Většina z nich spadá do skupiny luxusních nebo sportovních automobilů. Od toho se odvíjela cena a od ceny množství zakoupených vozů.

Na samotném počátku nebyly tyto systémy jednoduché, a proto se instalovaly převážně do dražších modelů. V dnešní době se může řízení zadních kol vidět i u značek, které nejsou tak prémiové, například Renault a jeho sportovnější model Megan RS nebo limuzína Talisman [3].



Obrázek 2 – Honda Prelude [4]

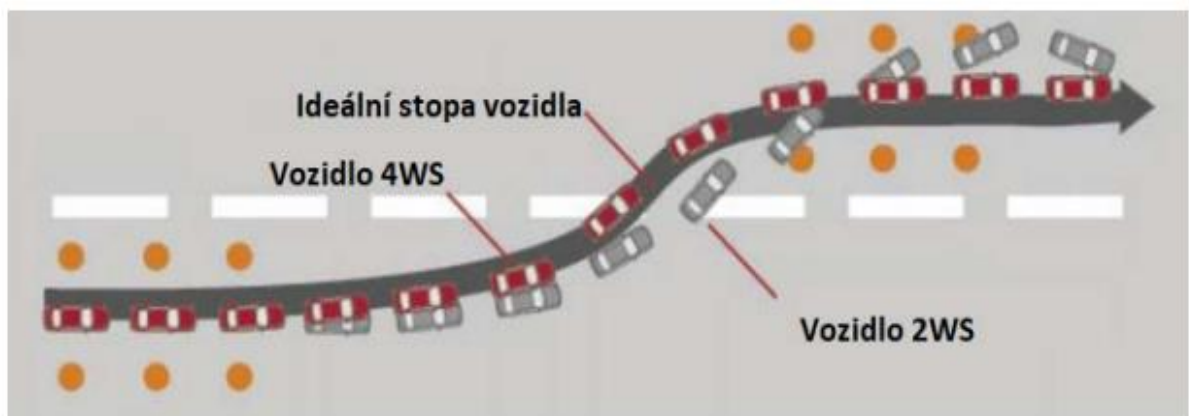


Obrázek 1 – Nissan Skyline R34 GT-R [5]

2.1.1 Řízení zadních kol

Systémy natáčení kol zadní nápravy se začaly používat za účelem zlepšení ovladatelnosti silničního vozidla při nízkých i vysokých rychlostech. Během pomalé jízdy systém zlepšuje obratnost vozu. U osobního vozu se tento systém může hodit při jízdě po městě nebo při parkování. U nákladních vozidel a autobusů pomáhá s projížděním prudkých zatáček v městských centrech. Naopak při vysokých rychlostech systém pomáhá zlepšovat stabilitu [3].

Na obrázku 3 je vidět porovnání stopy vozidla s a bez řízení zadní nápravy. Zde je patrné, jak moc systém 4WS vylepšuje manévrovatelnost automobilu při rychlém přejíždění do druhého pruhu [6].



Obrázek 3 – 2WS vs 4WS [6]

Druhy systémů

Tato část je zaměřena na druhy systémů podle funkce, nebo přesněji řečeno podle toho, co potřebují pro svoji funkci. Podle základního kritéria se můžou rozdělit na pasivní a aktivní.

Pasivní jsou „jednodušší“. Nepotřebují ke své funkci žádné speciální zařízení a elektroniku, ale nepodporují plnou kontrolu nad systémem.

Aktivní jsou novější a potřebují ke své funkci speciální a elektronické zařízení. Většina aktivních konstrukcí se dá regulovat a seřizovat podle jízdních podmínek (obsahují v sobě řídicí jednotky) [7].

Rozdělení podle funkce:

- a) Pasivní systémy
- b) Aktivní systémy – centrální – s jedním členem na zadní nápravu,
– duální – s jedním členem pro každé kolo.

Základní rozdělení:

- a) Souhlasné natáčení – zadní kola se natáčí do stejného směru jako kola přední.
- b) Nesouhlasné natáčení – zadní kola se nenatáčí do stejného směru jako kola přední.

2.1.2 Pasivní systém (elastokinematické)

Na začátku experimentování se používaly takzvané pasivní systémy. Tyto systémy nemají žádné pomocné zařízení k natáčení zadních kol (hydrauliku nebo elektroniku). Soustava dovoluje natáčení jen jedním směrem. Natáčení zadních kol se děje díky svislé reakční síle a geometrii zadního zavěšení kola. Jinak řečeno, jakmile se změní radiální zatížení, kolo se začne otáčet nezávisle na řidiči, systém je samočinný. Díky pryžovým uložením ramen zadní nápravy se kola mohou natočit o malý úhel, kolem 3° [8].

Konstrukce má výhodu v jednoduchosti, ale má i své zápory. Hlavní mínus je občasná nestabilita v přímém směru. Vozidlo najede na nerovnost na silnici, tím se změní radiální síla a zadní kola se začnou natáčet. I když je úhel natočení relativně malý, i tak může mít vliv na stabilitu vozidla [6].

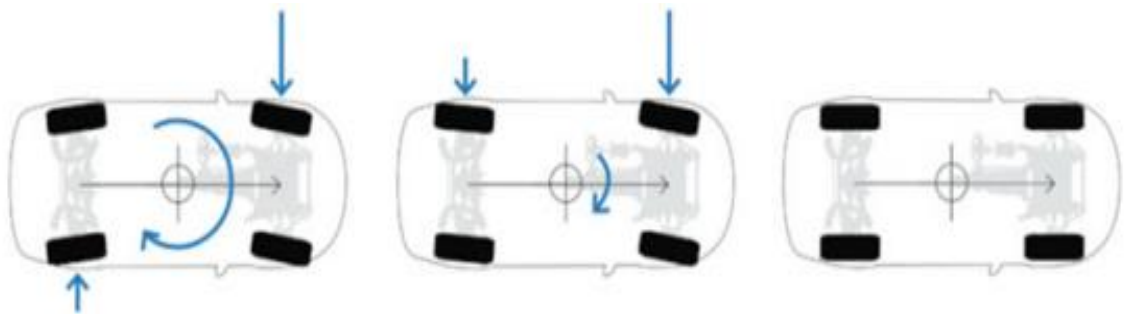
2.1.3 Aktivní systém

Aktivní systémy používají ke své funkci mechanický, hydraulický nebo elektrický obvod. Tento typ je možno nalézt i pod zkratkou 4WS (Four Wheels Steering). V moderní době je tento systém nejrozšířenější. Montuje se především do luxusních a sportovních vozidel, aby byl zaručen komfort a ovládání automobilů s delším rozvorem. U sportovních vozů 4WS pomáhá dosáhnout výborných jízdních vlastností.

Soustava umí souhlasné i nesouhlasné natáčení zadních kol na základě jízdních podmínek, a tím simuluje proměnlivý rozvor náprav. Při nízkých rychlostech (≤ 50 km/h) se kola natáčí nesouhlasně, a tak zvýší obratnost vozu například v úzkých uličkách → simulace krátkého rozvoru. V opačném případě, tedy ve vyšších rychlostech (> 50 km/h), se zadní kola otáčí souhlasně → simulace delších rozvorů automobilu, které zvyšují stabilitu ve vysokých

rychlostech, např. na dálnici při přejíždění do druhého pruhu. Tyto situace jsou naznačené na obrázku 3 a 4.

Poměr mezi natočením předních a zadních kol se u osobních automobilů pohybuje okolo $15^\circ : 1^\circ$. Poměr se musí při jízdě měnit, jak je vysvětleno níže. Z toho poměru můžeme vidět, že zadní kola se natáčí o malý úhel [3].



Obrázek 4 – Nesouhlasné (první zleva), souhlasné (uprostřed) natáčení a přímá cesta (vpravo) [9]

Konstrukční řešení zadních náprav

Postupem času se na trhu objevila různá technická řešení na ovládání zadních kol. První systémy byly pasivní, pak se začaly objevovat mechanické, které byly později nahrazeny hydraulickými systémy. Dnešní konstrukce jsou vybaveny elektrickými zařízeními, které celý systém řídí.

2.1.4 Pasivní systémy

Na obrázku 5 je zobrazeno konstrukční řešení pasivního systému z U.S. Air Force Academy ve Formuli SAE z roku 1999. Zadní náprava je vybavena dvěma řídicími tyčemi, které se mohou na jedné straně zapojit do libovolného otvoru v rámu (1. – 3. pozice). Volba polohy tyčí stanoví, jestli se budou zadní kola natáčet nebo nikoliv, a jestli se budou natáčet souhlasně nebo nesouhlasně vůči předním kolům. Při zatáčení začne v bodě „+“ působit boční síla a rám se nakloní. To způsobí natočení zadních kol.

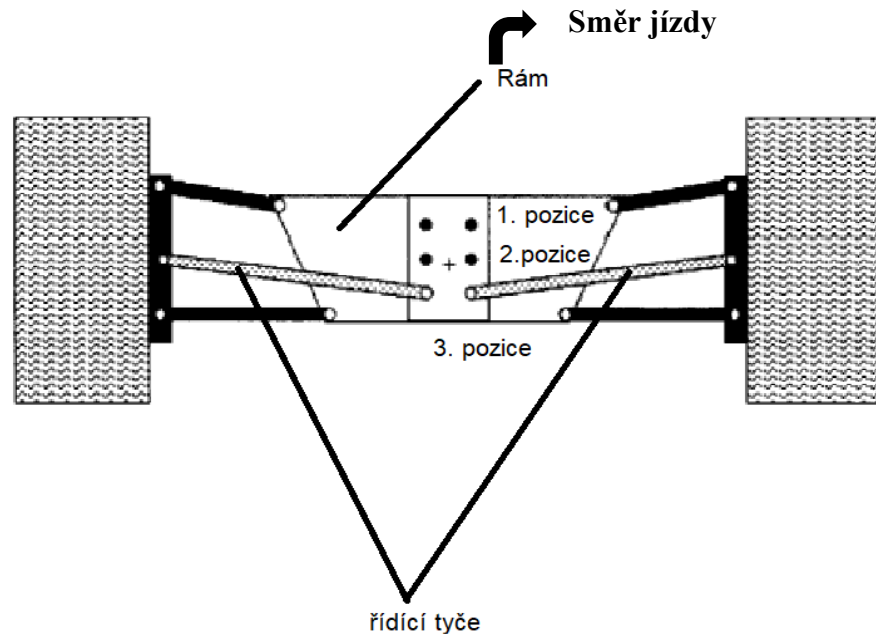
Popis funkce zadní nápravy Formule SAE 1999

Poznámka: funkce je vysvětlována při zatáčení vpravo

1. pozice = horní upevnění – karoserie se bude naklápět vlevo. Tím bude tyč vlevo namáhána na tlak a tyč vpravo na tah, a tím se obě kola natočí vpravo → souhlasně s předními koly.

2. pozice = střední upevnění – neutrální upevnění => kola se nebudou natáčet.

3. pozice = dolní upevnění – systém se bude chovat podobně jako s horním upevněním, akorát opačně. Zadní kola se budou natáčet nesouhlasně s předními.



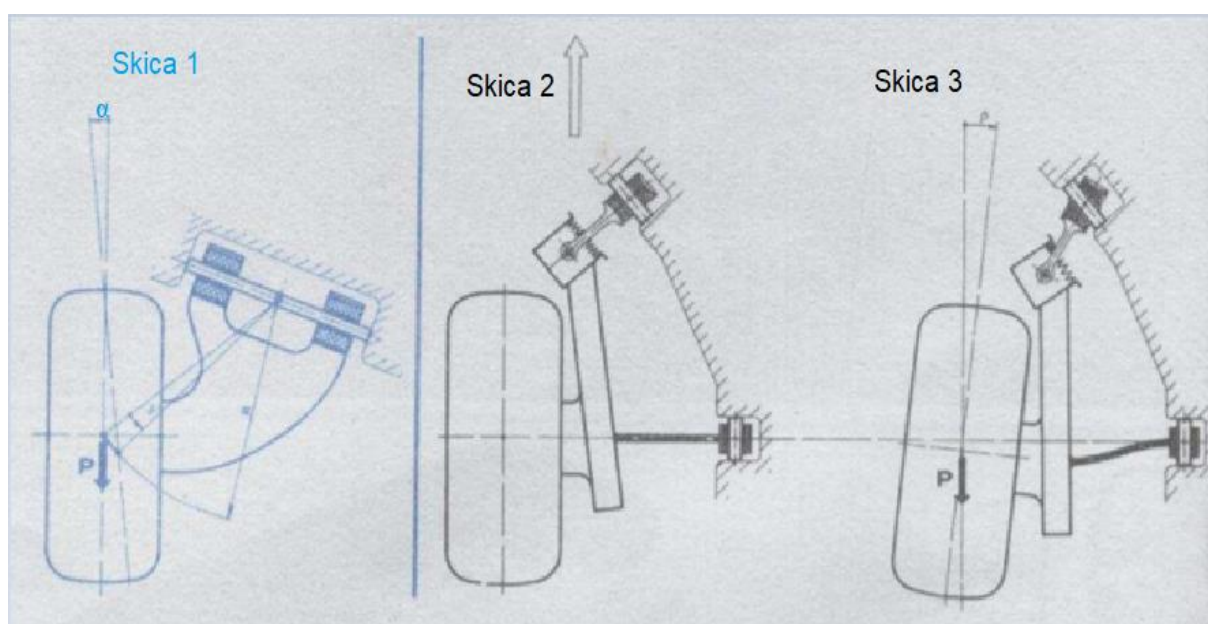
Obrázek 5 – Ukázka řešení pasivního systému (pohled na zadní část vozu) [8]

Takto řešená zadní náprava nebyla velkým přínosem k ovladatelnosti a stabilitě vozu, spíše naopak. Formule SAE 1999 se vymykala kontrole i pod rukama zkušených řidičů v relativně nízkých rychlostech a při malém bočním přetížení cca 0,3 g [8].

Do vývoje pasivní konstrukce pro zatáčení zadních kol se dala i známá automobilka **Porsche** (v roce 1993), které svoji nápravu pojmenovala Weissach (Winkel Einstellende Selbststeuernde Ausgleichs Charakteristik). Ta byla použita u sportovního modelu 928. Porsche chtělo odstranit změnu rozbíhavosti zadní nápravy vlivem ubrání plynu nebo při brzdění v zatáčce. Podle výzkumného týmu Porsche, který analyzoval vozy po nehodách, byl tento problém příčinou mnoha nehod.

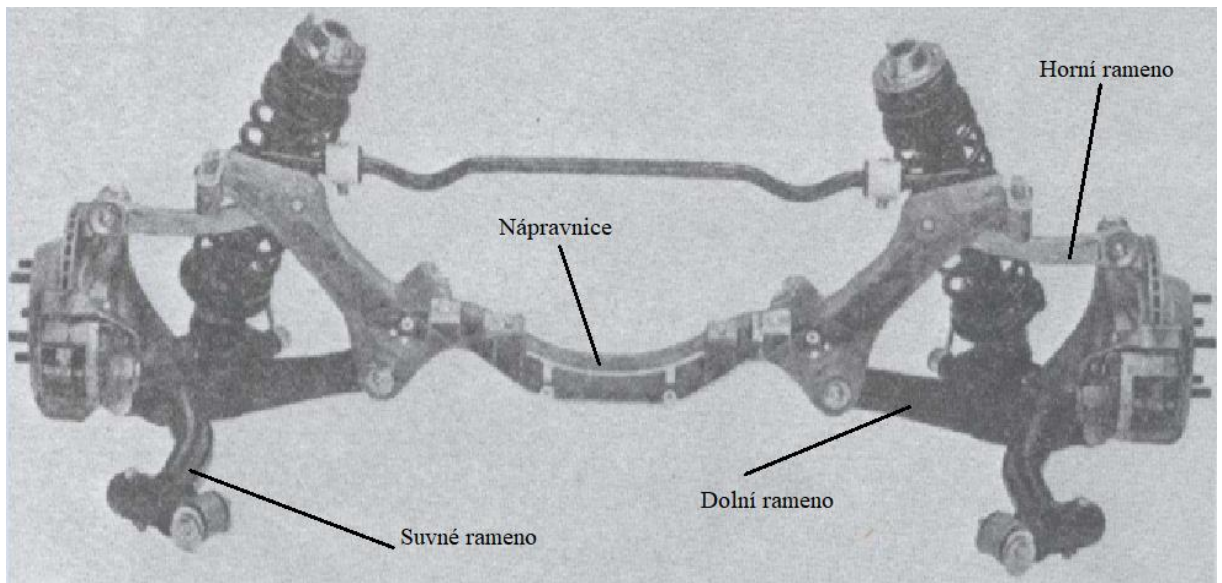
Díky pruženým pouzdrům, která sloužila k pohlcení hluku a vibrací do karoserie, se u klasické nápravy obrázek 6 (Skica 1) vlivem přibrzdění změnil geometrický parametr zavěšení o úhel α , což vedlo ke ztrátě stability a ke stáčení vozu dovnitř zatáčky.

Náprava Weissach je zobrazena na obrázku 6 (Skica 2 a 3). Skici ukazují dvě situace. První situace (Skica 2) je jízda bez brzdění. Druhá situace (Skica 3) je zobrazení při brzdění, kdy se vlivem pružného uložení surného ramene zvětšuje hodnota sbíhavosti, která se následně vykompenzuje přetáčivostí vozidla při rychlém průjezdu zatáčkou.



Obrázek 6 – Schéma konstrukčního provedení nápravy Porsche 928 [10]

Kompletní konstrukční řešení nápravy vozu je patrné z obrázku 7. Nápravnice byla vyrobena z lehkých slitin, z důvodu ušetření váhy. K ní se pak upevňovalo jednoduché horní rameno a dolní ploché příčnický, které přenáší výhradně boční síly z kola na vozidlo. Dopředu (ve směru jízdy) směřují jen pružně uložená surná ramena, jejichž účel je ukázaný na schématu 6 [10].



Obrázek 7 – Zadní náprava vozu Porsche 928 [10]



Obrázek 8 – Porsche 928 z roku 1977 [10]

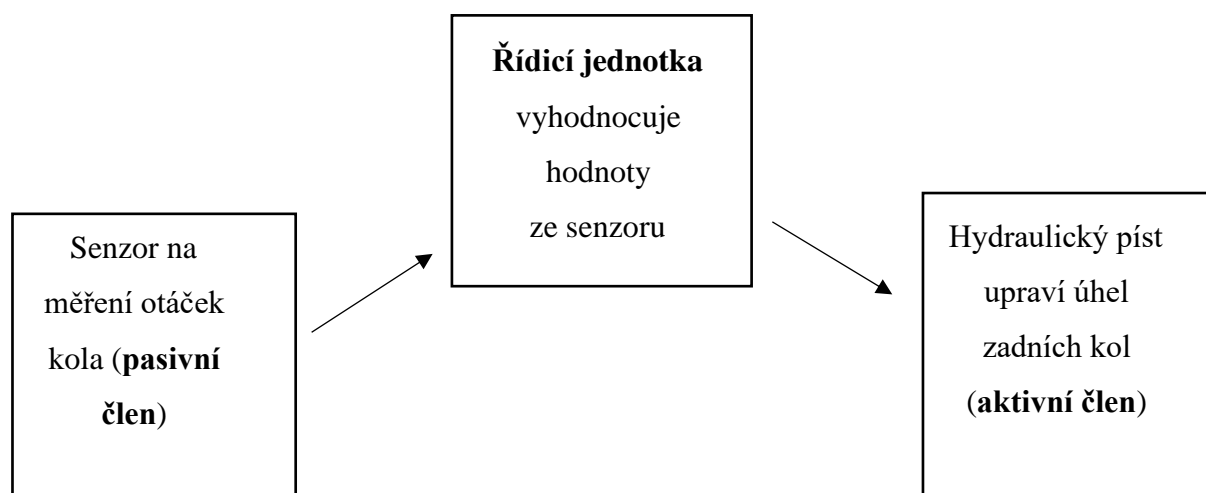
2.1.5 Aktivní systémy

V 21. století se používají více aktivní systémy. Tyto konstrukce mají velké výhody v tom, že jsou plně kontrolovatelné. Jejich pohyb se dá plně nastavit (úhlové výchylky natočení, směr, podmínky atd.). Z důvodu plné kontroly nad systémem musí soustava obsahovat řídicí jednotky a elektrické součástky → pasivní a akční součástky.

Pasivní součástky jsou ty, které se nepohybují, jen měří požadovanou fyzikální veličinu → snímače (sílu, rychlost, teplotu, tlak...), například: senzory tlaku, teploty, polohy, rychlosti atd.

Na druhé straně jsou **akční součástky**, které provádí samotnou regulaci soustavy → akční členy, které se pohybují, například: motůrky, pohyblivé písty, klapky atd.

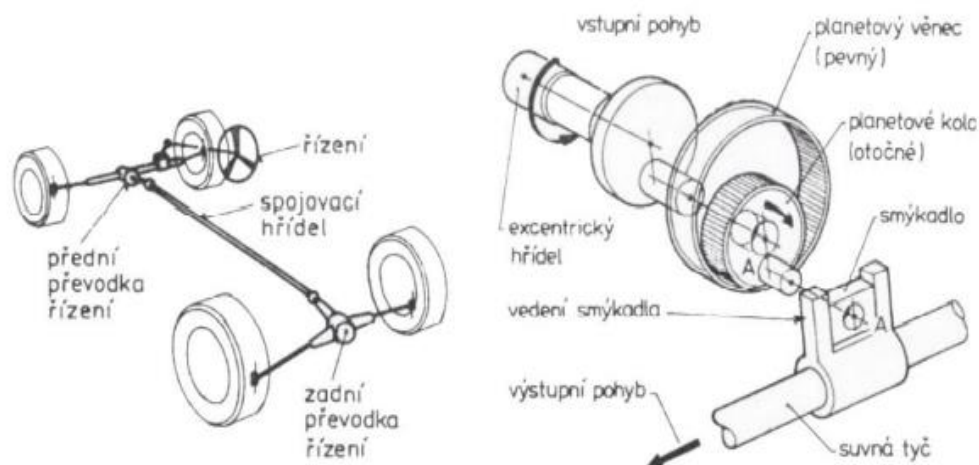
Elektrickými komponenty, které jsou pro aktivní systémy velmi důležité, zanáší do systému složitost na řízení a údržbu. Schéma na obrázku 9 jednoduše znázorňuje členy v elektronickém řízení a tok informací, jak jdou za sebou.



Obrázek 9 – Blokové schéma popisující funkci přenosů a zpracování informací

2.1.5.1 Mechanický systém

Na počátku 90. let fungovaly systémy čistě na mechanickém principu. Přední převodka řízení byla spojena kloubovým hřídelem s převodkou zadní, a tím se přenášel úhel natočení zadních kol. Systém byl mechanický, poměrně jednoduchý a spolehlivý v nízkých rychlostech. Nevýhodou těchto systémů byla závislost na natočení volantu a neuvažování parametrů jízdy (rychlosti). Mezi další nevýhody se může zařadit i více úkonů při údržbě a poměrně vysoká váha soustavy. Jako první tento systém používala japonská automobilka **Honda** ve svém modelu Prelude III (Obrázek 1). Systém byl pojmenován Four wheels steering, který je vidět na obrázku 10.



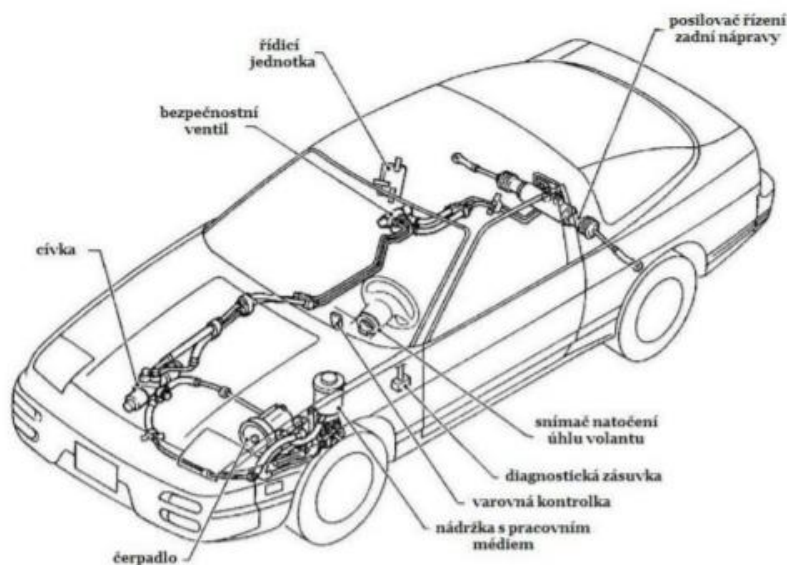
Obrázek 10 – Konstrukce Four wheels steering firmy Hondy [11]

2.1.5.2 Hydraulické a elektrohydraulické systémy

V roce 1993 přišla japonská automobilka **Nissan** se svou konstrukcí na řízení zadní nápravy pomocí hydraulického zařízení, jež vyřešilo hlavní nedostatky mechanických systémů. Systém pojmenovala HICAS (High Capacity Active Control Suspension). Celý systém je popsán na obrázku 11.

Zadní náprava obsahovala další hydraulickou převodku řízení, jako je na přední nápravě, která funguje na principu přelévání tlakové kapaliny. Systém snímá boční síly pomocí hydrauliky. Pokud se síly blíží limitu, konstrukce začne reagovat natočením zadního kola pomocí hydraulického válce řízení.

Úhel, o který se mohou kola natočit, je poměrně malý, ale výhodou je, že natočení zadních kol je závislé na rychlosti vozu. Další výhodou systému je, že umožňuje souhlasné i nesouhlasné natočení zadních kol. Naopak nevýhodou je malý natáčecí úhel, dále je to vychylování os kol kvůli pohybu ramen nápravy, který je zde umožněno díky hydraulickým pouzdrům. Další nedostatky vznikaly díky hydraulickému obvodu. Soustava byla složitá, nebyla moc spolehlivá a její údržba byla složitější (úniky kapaliny, správné tlaky kapaliny, čerpadlo kapaliny, řemen pohonu čerpadla atd.). Tento systém byl montován například v proslule známém voze Nissanu Skyline, a to v modelech R32, R33 a R34 GT-R. Modely s HICAS se k nám (do EU) bohužel nedostaly, protože byly schváleny jen pro japonský trh [9, 11, 12].



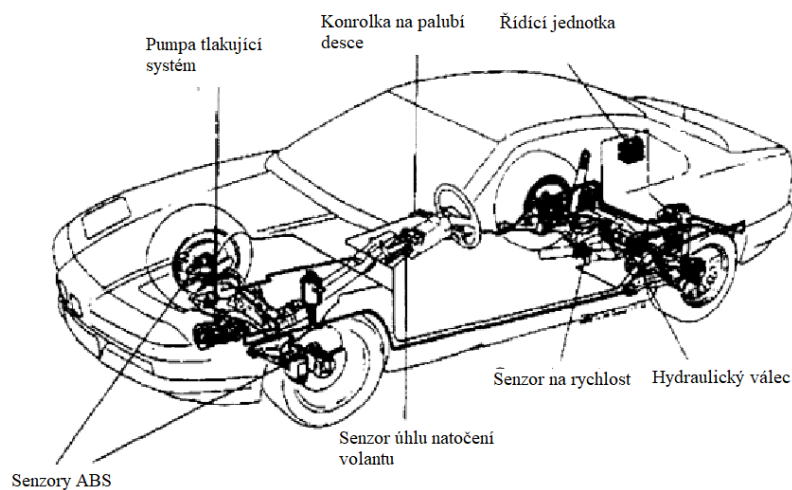
Obrázek 11 – Systém HICAS firmy Nissan [11]

S dalším systémem přišla i mnichovská automobilka **BMW** v roce 1991. Svoje aktivní řízení všech čtyř kol nazvala ARK (Active Rear Axle Kinematic).

Konstrukce je velmi podobná jako má Nissan. Jednalo se taktéž o hydraulický systém, který byl plně řízený. Vozidlo bylo vybaveno řídicí jednotkou, která na základě rychlosti, úhlu natočení předních kol a otáček předních kol (ze snímačů ABS) uměla vypočítat ideální úhel natočení pro zadní kola.

Když BMW systém testovalo, vyzkoušelo, jak se chová vozidlo s klasickým předním řízením a se systémem ARK při úhybném manévru. Zjistilo se, že vůz s klasickým řízením při prudké změně jízdního pruhu ztrácel stabilitu a přecházel do smyku. Automobil vybavený řízením všech kol zůstal při celé době manévru bez známky ztráty stability.

Stejně jako u systému HICAS od Nissanu se i u BMW nevyhnuli obtížím, které přináší hydraulický systém. Ten proto trpěl nespolehlivostí a kvůli složitosti byl obtížný na údržbu [9].



Obrázek 12– Konstrukce systému ARK [8]

2.1.5.3 Elektromechanické systémy

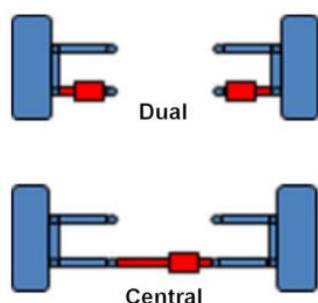
Hydraulické systémy byly celkem nespolehlivé, jak víme z předchozích kapitol. Proto se začaly vyvíjet elektrické systémy, které je postupně nahradily.

Elektromechanické systémy používají k natáčení zadních kol elektromotory neboli aktuátory (převzato z anglického slova „actuator“). Konstrukci pohonu je možno vidět na obrázku 14.

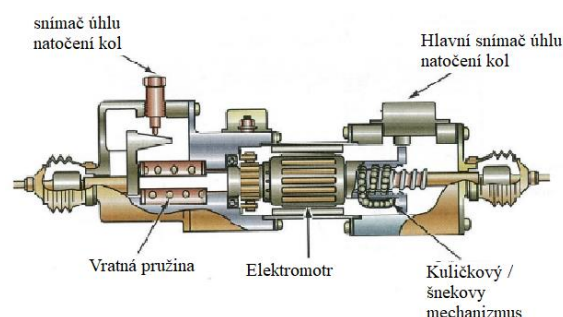
Zadní převodka řízení obsahuje elektrický motor, který pohání hřeben a přes ocelové kuličky natáčí tyč řízení, která je vybavena šnekovým mechanismem. Uvnitř je vratná pružina, která vrací zadní kola do přímého směru v případě vypnutého zapalování nebo při poruše systému.

Systémy se můžou rozdělit na dva druhy: centrální a duální. První, s centrálním motorem, využívá jeden motor na obě kola zadní nápravy, takže jsou na sobě závislá. Na druhou stranu je systém levnější. Používá se u levnějších modelů. Druhé řešení, duální, používá dva motory, na každém kole jeden. Tím docílí nezávislosti obou kol na sobě.

Systém je kompletně řízený řídicí jednotkou, která sbírá data ze senzorů o jízdě a na základě hodnot řídí natočení zadních kol [11, 13].



Obrázek 13 – Rozdělení elektrických systémů [11]



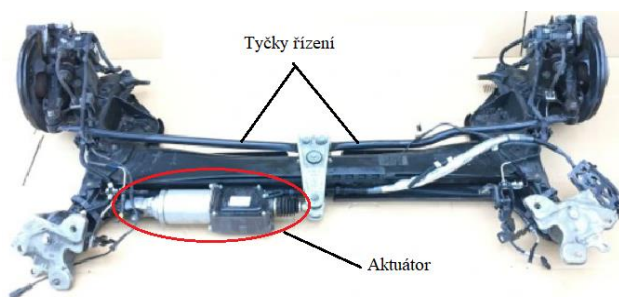
Obrázek 14 – Aktuátor [13]

Elektrický systém se začíná objevovat u moderních automobilů, především u luxusnějších a sportovních modelů vybraných značek.

Automobilka **Renault** začala montovat řízení zadních kol do modelu Laguna v úpravě GT v roce 2013. O dva roky později (rok 2015) přišel model Talisman, který Lagunu, jakožto luxusní dostupnou limuzínu, nahradil. Následně konstrukci použil i pro další modely, které byly i sportovně založené, například model Mégane v konfiguraci RS. Renault takto oživil natáčení zadních kol 4WS a vrátil systém do dnešních vozidel.

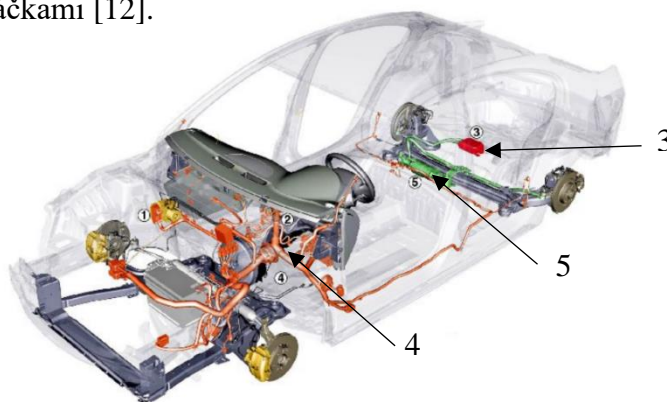
Renault systém nazval 4control. Značka u svých modelů používá centrální konstrukci, tedy s jedním aktuátorem. Výrobce systém aplikuje na klikovou (Obrázek 15) nebo na víceprvkovou nápravu. Modely s 4control bývají vybaveny i aktivními tlumiči (součást balíčku pro zvýšení bezpečnosti a stability). Systém umí souhlasné i nesouhlasné natáčení kol v závislosti na jízdých podmínkách. Vše je řízeno řídicími jednotkami. Za běžných podmínek se přední a zadní kola natáčí v poměru 15:1. Systém dokázal natočit zadní kola až o $3,5^\circ$ v souhlasném i nesouhlasném směru.

Srovnávací testy automobilky prokázaly, že model Laguna GT s natáčením zadních kol je schopen klidnější jízdy ve vysoké rychlosti než Laguna jen s předním řízením. To samé platí o manévrovatelnosti, kdy byla na měřena hodnota poloměru otáčení o 0,3 m menší [2, 11, 13].



Obrázek 15 – Zadní náprava Renault Talisman, Espace, Mégane [14]

Později novou generaci systému představili i tvůrci od **BMW**, který se montoval do modelů řady 7, později i do nových řad 5. Konstrukce byla velmi podobná Renaultu. BMW využilo centrální typ, tedy jenom s jedním elektrickým členem, který byl připevněn k zadní klikové nápravě a přes tyče řízení natáčel obě kola (Obrázek 16). Taktéž bylo možné souhlasného a nesouhlasného natáčení kol až o 3° na každou stranu. Systém se osvědčil především ve verzích L (s delším rozvorem), kdy ulehčoval parkování a jízdu v městských centrech s ostrými zatáčkami [12].



Obrázek 16 – Elektrický systém firmy BMW (3 – řídicí jednotka pro zadní nápravu; 4 – snímač natočení volantu; 5 – aktuátor) [12]

Další automobilka, která se zajímá o systémy řízení zadních kol, je **Mercedes-Benz**. Mercedes-Benz začal montovat svoje systémy do vojenských vozidel (Obrázek 17) během 2. světové války (1939–1945), kdy konstrukce zadní nápravy 4WS velmi napomáhala jízdě v náročném terénu a v manévrovatelnosti.

Systém byl založen na mechanickém principu, což s sebou neslo řadu výhod i nevýhod. Výhody byly zmíněny už výše. Větší nevýhodou mechanické konstrukce byla vyšší hmotnost, z důvodu přidání dalších součástí, a tím se zvyšovala i pravděpodobnost poškození ve válečných konfliktech. Díky vyšší hmotnosti narostla i spotřeba vozidla, která i u základního typu (bez 4WS) byla vysoká. Spotřeba vozu s 4WS se pohybovala kolem 13 l / 100 km při velmi klidné jízdě [6].



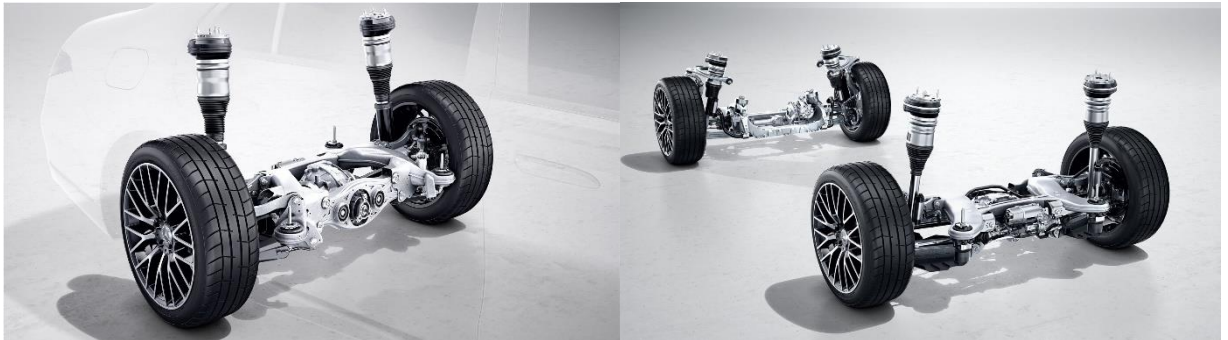
Obrázek 17 – Mercedes-Benz [6]

Postupem času automobilka přešla na moderní způsoby řízení zadní nápravy. Jeden z nejnovějších systémů na světě je k dispozici v Mercedesu třídy S, modelový rok 2021. Třída S patří mezi nejluxusnější v automobilovém průmyslu. Tomu odpovídají rozměry, komfort cestování a výbava vozu (rozměry: délka 5,179 m; šířka 2,109 m; výška 1,503 m). Díky rozměrům modelu si automobilka uvědomila, že je důležité najít způsob, jak zajistit lepší manévrování v úzkých ulicích měst a při parkování. Zároveň tím chce zaručit jízdní komfort při zachování dobrých jízdních vlastností.

Třídy S jsou vybaveny elektro systémem, který se ne příliš liší od ostatních značek. Na zadní nápravě je umístěn elektromotor (centrální typ konstrukce), který pomocí řídicího řemenu natáčí zadní kola. Konstrukce je velmi podobná systému od BMW, avšak kouzlo Mercedesu není konstrukce, ale elektronické řízení úhlu natočení zadní nápravy a kontrola celého podvozku (Obrázek 18).

Systém 4WS od Mercedesu využívá data z radaru, z přední kamery a z ultrasonických senzorů. Díky přední kameře vidí situaci před sebou a může na ni automobil připravit → dalo

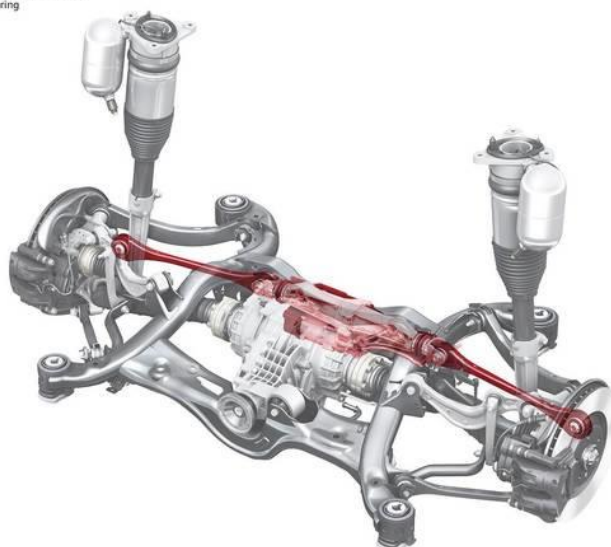
by se říct, že vozidlo ví, jak má nastavit parametry podvozku, než se řidič do dané situace dostane. Takto elektronicky nastavitelný podvozek zajišťuje velmi stabilní a bezpečnou jízdu. Třída S nenastavuje jen úhel natočení zadních kol, ale také například aktivní podvozek, kterým je vůz vždy vybavený. Systém dovoluje poměrně velký úhel natočení až 10° v souhlasném i nesouhlasném směru [15, 16].



Obrázek 18 – Konstrukce podvozku Mercedes-Benz třídy S → zadní náprava (vlevo); kompletní vzduchový podvozek Airmatic (vpravo) [16]

Ostatní značky, jako je například **Audi**, využívají podobné konstrukce řízení zadních kol. Audi taktéž zvolila centrální typ, tedy s jedním aktuátorem, v kombinaci s víceprvkovým zavěšením a aktivním podvozkem. Systém 4WS montuje převážně do větších a luxusnějších modelů například Audi A8 a Q7 (Obrázek 19). 4WS se používá u Audi ze stejných důvodů jako u Mercedesu. Audi A8 je přímým konkurentem pro Mercedes-Benz třídy S. Délka vozu je taktéž přes 5 m a konstruktéři chtěli dosáhnout dobrého poloměru otočení a zlepšit tím ovladatelnost [2, 17].

Audi A8
Elektromechanische Hinterachslenkung
Electromechanical rear axle steering
07/17



Obrázek 19 – Audi A8 a konstrukce zadní nápravy [17]

2.1.6 Shrnutí výhod a nevýhod všech systémů

Na závěr této kapitoly přikládám tabulku (Tabulka 1), která shrnuje všechny dosud probrané systémy.

Tabulka 1 – Závěrečné srovnání všech systémů

Typ systému	Výhody systému	Nevýhody systému	Značky
Mechanický systém	- okamžité reakce na pohyb volantu.	- velké množství dílů, - vysoká hmotnost, - nelze mít plnou kontrolu nad systémem.	Honda
Hydraulický (Elektrohydraulický) systém	- velká akční síla, - poměrně rychlá reakce na pohyb volantu.	- nižší spolehlivost, - vyšší cena a hmotnost.	BMW, Nissan
Elektrický systém	- jednoduchost, - nízká váha, - poměrně nízká cena.	- vyšší spotřeba elektrické energie, - pomalejší reakce.	většina moderních vozidel

2.2 Systémy řízení více náprav u nákladních silničních vozidel

Do této chvíle jsem se pohyboval v sektoru osobních vozidel do 3500 kg, kategorie M1. V další kapitole se podívám na větší stroje. Přesněji, posunu se do kategorie N. Podle zákona č. 56/2001 Sb. a vyhlášky č. 341/2014 Sb. se kategorie N dělí do tří základních kategorií:

- N1 → nejvyšší hmotnost do 3500 kg;
- N2 → nejvyšší hmotnost převyšuje 3500 kg, ale nepřevyšuje 12 000 kg;
- N3 → nejvyšší hmotnost je přes 12 000 kg [1, 21].

Konstrukce řízení více náprav u nákladních vozidel

Na silniční nákladní dopravu jsou stále kladeny poměrně vysoké nároky. Vozidla pro to určená si musí poradit s těžkým nákladem, s terénem, anebo s městskými centry, aby náklad dovezla tam, kam je zrovna potřeba. Proto na silnicích může potkat vozidla, která nemají jen dvě nápravy, ale například čtyři.

U nákladních automobilů se používá značení náprav pomocí tří čísel, která říkají, kolik má vůz kol, kolik jich má poháněných a kolik zadních kol má řídicích (přední kola se nepočítají, ty jsou vždy řídicí). Například: 6 x 2 x 2 (vůz má 6 kol + 2 kola hnací + 2 zadní kola jsou řídicí) → častá konfigurace u tahačů.

Výrobci se snaží zvyšovat nosnost nákladních vozidel. Jednou z možností je přidávání náprav. Tím se snižuje manévrovatelnost a vozidlo je obtížněji ovladatelné. Tento problém do značné míry eliminuje systém řízení více náprav.

Konstrukce u nákladní vozidel pracuje převážně na hydraulickém principu, stejně jako u osobních vozidel, jen využívá odlišnou konstrukci zadních náprav. Jak už je známo z předchozí kapitoly, hydraulické systémy nejsou moc spolehlivé a jsou náročné na údržbu, ale přesto se kvůli své vysoké akční síle u těžkých nákladních vozů používají nejvíce.

2.2.1 Systém řízení více náprav TATRA

Značka Tatra je jedna z nejznámějších značek nákladních vozidel u nás i ve světě. Zabývají se stavbou vozů od malých rozměrů až po speciální automobily pro armádu. Tatra je známá svými vynikajícími podvozky, se kterými překonají každou překážku.

Jako příklad pro řízení více náprav, u české značky, jsem vybral **Tatru Phoenix** v konfiguraci 8 x 8 x 8. Tento vůz má řízení všech náprav pomocí mechanického a elektro-

hydraulického systému. Pro první dvě nápravy používá mechanickou cestu řízení (od volantu) patent od výrobce, který je nazýván TatraTON, a pro další dvě nápravy používá hydrauliku, kterou automobilka nazývá Mobile Electronic.

Vozidlo má klasický žebřinový rám, na který jsou nezávisle připojeny všechny nápravy s pneumatickým odpružením (Obrázek 20). Phoenix má dva základní režimy jízdy: ON-ROAD a OFF-ROAD. Řidič si navolí jízdní režim a podle toho elektronika řídí natáčení kol dvou zadních náprav.

ON-ROAD je výchozí režim, který je vhodný do běžného provozu. Třetí náprava je uzamčena a nenatáčí se. Úhel natočení čtvrté nápravy je závislý na volantu. Vozidlo musí jet minimálně 30 km/h, aby se poslední náprava natáčela. Jakmile vozidlo v běžném režimu dosáhne 50 km/h, poslední náprava se automaticky vycentruje a stane se z ní pevná náprava.

Režim OFF-ROAD v sobě zahrnuje další tři režimy, které jsou určeny převážně mimo veřejné komunikace a mají omezené maximální rychlosti.

První režim se nazývá ALL-WHEEL STEERING (řízení všech náprav). Režim nabízí řízení všech náprav v závislosti na natočení předních kol. Výsledkem je pak lepší manipulace s vozidlem. Druhý režim dostal název GRAB STEERING. Řídicí elektronika v tomto modu umí natočit kola třetí a čtvrté nápravy až do 21° v souhlasném směru. Třetí režim je nazýván jako MAUNUAL STEERING. Režim umožňuje úplnou nezávislost dvou zadních náprav. Řidič může třetí a čtvrtou nápravu libovolně natáčet.

Řidič má v kabině vozu, na středovém tunelu, ovládací terminál systému Mobile Electronic na přepínání režimů a na řízení třetí a čtvrté nápravy. Na terminálu je umístěn displej, který ukazuje veškeré informace o režimech [18].



Obrázek 20 – Tatra Phoenix 8 x 8 x 8 [18]

2.2.2 Systém řízení více náprav Renault

Sekce nákladních vozidel automobilky Renault zkonstruovaly jedinečné vozidlo Renault Lander Tridem 8 x 4 x 2 výrobní rok 2012, které vychází z modelu 6 x 4. V tomto voze

dvě zadní nápravy doplňuje ještě třetí, která je zdvihací a říditelná. Díky poslední říditelné nápravě se snížil poloměr otáčení o 10–15 % od normálního modelu 8 x 4.

Vozidlo má obdélníkový rám a má nezávislé zavěšení na pneumatickém odpružení. Poslední náprava je říditelná hydraulicky [19].



Obrázek 21 – Renault Lander [19]

2.2.3 Systémy u nákladních přívěsů a návěsů

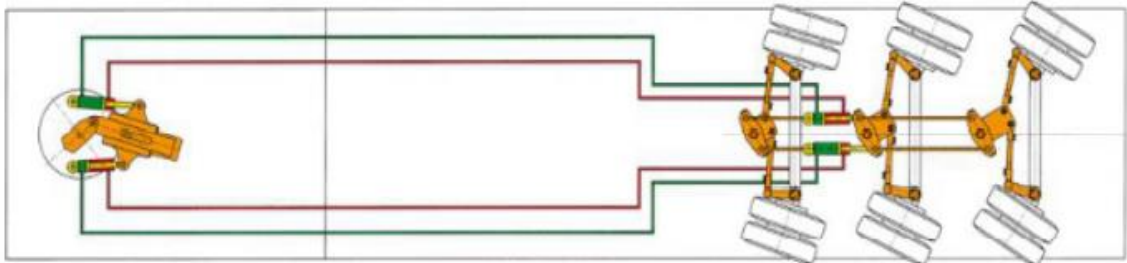
Druhou možností, jak dosáhnou vyšší kapacity pro náklad, je přípojně vozidlo (přívěs nebo návěs). Přívěsy se můžou využít například u extrémně těžkých nebo rozměrných nákladů (vojenská technika, lodě, stavební technika...). Konkrétní případ je předprava lopatky větrné elektrárny, která může být i 50 m dlouhá. S takto dlouhým nákladem je téměř nemožné soupravu (vozidlo + přívěs) ovládat. Proto se začaly používat vícenápravová přípojná vozidla, která mají říditelné všechny nápravy.

Konstrukce řízení náprav jsou řešené převážně mechanicko-hydraulicky. Při odbočení tahače do zatáčky vznikne mezi nákladním a přípojným vozidlem úhel (takzvaně úhel zlomu), podle kterého se pak řídí natočení kol návěsu / přívěsu. Je pravidlem, že poslední náprava přípojného vozidla má největší úhel natočení, který směrem k nákladnímu vozu klesá. Kola se natáčí v nesouhlasném směru.

Tyto přívěsy / návěsy mohou mít 8 i více náprav, které jsou řízené. Množství náprav záleží na hmotnosti a na rozměrech nákladu.

Přeprava extrémních nákladů není zase tak moc častá a vyžaduje speciální řízení i z logistického hlediska, protože i když má tahač návěs s 10 natáčecími nápravami, nevytočí se úplně všude a musí se mu vybrat vhodná trasa a čas.

Nebývá výjimkou, že přeprava extrémních nákladů je doprovázená policií a doprovodnými vozidly, které hlídají a upravují dopravu kolem soupravy [11].



Obrázek 22 – Návěs s řízenými nápravami [11]

2.3 Systémy řízení zadních náprav u vozidel hromadné dopravy

V další kapitole stále zůstanu u větších vozidel, která jsou určena pro přepravu osob. Vozidla s tímto účelem se můžou třídit do dvou základních kategorií podle evropské směrnice 2007/46/ES: vozidla pro přepravu méně a více než 22 cestujících.

Třída pro méně než 22 cestujících se pak dělí na dvě podskupiny. První kategorie je A. Tam se řadí vozidla, ve kterých osoby můžou stát i sedět. Druhá kategorie je B, kam řadíme vozidla, ve kterých můžou osoby pouze sedět.

Třída pro více než 22 cestujících se dále dělí na dvě skupiny. Skupina I je určena převážně pro sedící i stojící cestující (autobusy MHD). Skupina II je pro sedící, ale i stojící osoby (meziměstská doprava). Skupina III je pro sedící osoby (dálkové linky) [20].

Konstrukce řízení více náprav u autobusů

Dopravní společnosti chtějí přepravit co nejvíce lidí najednou, díky čemuž ušetří peníze a čas. Proto výrobci musí vyrábět pořád větší autobusy. S rozměry roste i počet náprav vozidla a požadavky na manévrovací prostor. Vývojoví inženýři od značek autobusů v průběhu doby vymysleli dva základní systémy pro zvětšení kapacity a zároveň pro zajištění dobré ovladatelnosti.

První způsob je učený pro dálkové autobusy, ale neztratí se ani ve městě. Vozidlo má tři nápravy: z toho je první (přední) řídicí, druhá (zadní) hnací a třetí řídicí. Pro řízení zadní nápravy se používá hydraulická konstrukce. Konfigurace tří náprav (z toho dvě řídicí) zajišťuje dobrou ovladatelnost například na kruhových objezdech (Obrázek 24).

Druhý způsob je kloubový autobus, který je převážně určený pro městskou dopravu. Většina dnešních autobusů má minimálně tři nápravy, jeden kloub a skládají se ze dvou částí. Fantazii se meze nekladou. Proto můžeme v některých městech zahlédnout i vícekloubové autobusy, které mají zadní nápravu řízenou.

Takto řešený autobus má zajištěnou výbornou průjezdnost městem a vysokou kapacitu cestujících (Obrázek 23) [6, 9].



Obrázek 23 – Kloubový MAN Elektrobús Lion's City 2020 [21]



Obrázek 24 – Dálkový autobus MAN [22]

2.4 Systémy řízení zadních náprav u speciálních vozidel

Dále se podívám na speciální kategorii silničních vozidel, které můžeme nazvat „Terénní vozidla“. Podle vyhlášky č. 341/2014 Sb. se terénním vozidlem rozumí vozidlo, které je přizpůsobeno pro jízdu mimo silnici a je zařazeno do skupiny M nebo N. Označují se přidáním písmene G k dané kategorii, například: M1G [23].

Konstrukce řízení zadní nápravy u terénních vozidel

Jedná se o typy vozů, které se pohybují v extrémních podmínkách (bahno, voda, prudké stoupání...). Pro tyto podmínky musí být vozidlo vybaveno pohonem všech kol 4x4. Některé automobily mají i vyprošťovací naviják pro případ, že někde v terénu zapadnou. Jedná se o vozidla, jako jsou například takzvané off-road, up hill a bugin.

Většina vozidel tohoto typu využívá hydraulické nebo elektrické systémy natočení zadní nápravy. Díky tomu mohou řidiči využívat souhlasné a nesouhlasné natočení zádních kol podle potřeby a mít situaci pod kontrolou.

2.4.1 Jeep Hurricane

Velkou zajímavostí v oblasti terénních vozidel je koncept od detroitského koncernu Daimler Chrysler. Model pojmenovali Jeep Hurricane.

Již od vývoje se plánovalo, že tento vůz nic nezastaví a dělalo se vše proto, aby měl nejlepší průjezdnost terénem. O pohon „monstra“ se starají dva motory HEMI 5,7l V8, které jsou známé například z Dodge RAM a dalších modelů. Jeden agregát má výkon 258 kW, cca 345 HP.

Každé kolo je při zatáčení ovládané samostatně. Systém natáčení zadních kol je možné využívat v několika režimech, které umožňují plné nastavení řízení v závislosti na okolních podmínkách.



Obrázek 25 – Jeep Hurricane [11]

2.4.2 Buggy (Buginy)

Označení Buggy je určeno pro vozidla, která mají velmi nízkou váhu a dobrou ovladatelnost. Většinou mají trubkový rám, výkonný motor a poháněnou zadní nápravu. Konstrukce bývá dělaná pro dvě osoby. Tato vozidla jsou převážně vyráběna pro zábavu v písčných dunách, v terénu a na plážích, ale existují i závodní speciály.

Vozů typu Buggy je mnoho typů a záleží na tom, v jakých podmínkách se stroj bude používat. Existuje například Dune nebo Beach neboli Duna nebo Pláž. Tyto vozy jsou určeny pro zábavu.

Dále můžeme narazit na Sandrail Buggy, která je určena pro sportovní jízdu v písku. Její váha se pohybuje okolo cca 500 kg. Vozidla používá americká pohraniční stráž pro rychlý přesun mezi státy, kde je jen písek.

Další zajímavostí je Rock crawler neboli „skalní lezec“. Vozy jsou konstruovány pro ten nejhorší terén a pro nejprudší stoupání. Jsou použitelné spíše pro různé soutěže v průjezdnosti přes velké kamení a horské stezky. Kvůli velké pravděpodobnosti převrácení vozu musí být trubková konstrukce velmi pevná, aby ochránila posádku. Motor je většinou umístěn vzadu a má výkon cca 600 HP. Pohon 4x4 je u těchto speciálů samozřejmostí.

Oproti klasickým osobním vozidlům musí mít off-road dobře chráněný podvozek proti nárazům. U bugin musí být všechno přizpůsobené pro jízdu v prachu a v písku (těsnění,

kryty...), který by se mohl dostat například do převodky zadní nápravy a mohl by zaručit rychlou destrukci vozu [11].



Obrázek 26 – Dune / Beach buggy [24]



Obrázek 27 – Rock crawler [25]

2.5 Speciální vozidla pro soutěžní účely

Experimentovalo se i v závodních odvětvích, jako je například rally. První vozidlo bylo Peugeot 405 T16 (Obrázek 29). Vozidlo bylo určeno pro závody Paříž – Dakar. Bylo dovybaveno systémem řízení zadní nápravy a zúčastnilo se i závodu do vrchu Pikes Peak International Hill Climb.

Vůz byl vybaven pohonným agregátem typu XU8T Inline-4, o obsahu 1,8 l, který vozu dával 316 kW (424 HP). Díky výbavě a dobré ovladatelnosti vůz soutěž vyhrál dvakrát za sebou (1988 a 1989).

Systémy 4WS se dostaly i k nejvyšší závodní třídě F1. Roku 1993 s řízením zadních náprav experimentoval britský tým Benneton (Obrázek 30). Později FIA veškeré systémy tohoto typu zakázala [26, 27].



Obrázek 29 – Peugeot 405 T16 Pikes Peak [28]



Obrázek 28 – Benneton B192 [29]

3. Kinematika řízení silničních vozidel

Vozidlo musí být vybaveno řídicím mechanismem, který bude schopný zatáčet koly, a tím umožní řidiči měnit směr automobilu.

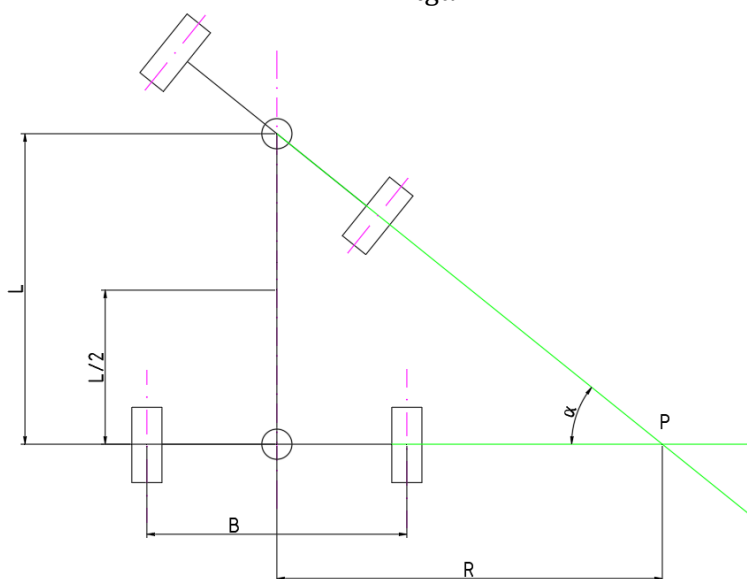
Při malých rychlostech na vozidlo nepůsobí tak velké boční síly a vznikají malé boční úchyly kol ve směru, a proto si můžeme řešení usnadnit a zanedbat je. Při vyšších rychlostech bude řešení složitější. Boční síly už jsou větší a vznikají větší směrové úchyly kol, které už zanedbat nemůžeme.

3.1 Řízení pomocí rejdové nápravy

Jedná se o nejstarší způsob řízení. V dnešní době se rejdové nápravy u silničních motorových vozidel nepoužívají, ale můžeme se s nimi setkat například u nemotorových přípojných vozidel. U systému se natačí celá náprava (Obrázek 31). Nevýhoda systému je, že potřebuje poměrně velký prostor v přední části vozu (blatníky, podběhy...). Na druhou stranu má i výhodu, například jednoduchost konstrukce → má jen jeden otočný čep.

Co se týče výpočtu, je poměrně jednoduchý. Mám zde jen jeden úhel α , který můžeme získat pomocí geometrických funkcí v pravoúhlém trojúhelníku (L – délka vozu; B – šířka vozu). Zanedbáme-li směrové úchyly, tak teoretický poloměr R zatáčení můžeme vyjádřit z rovnice 1. Bod P je bod, kolem kterého se vozidlo otáčí.

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (1)$$



Obrázek 30 – Rejdová náprava

3.2 Řízení pomocí rejdových kol

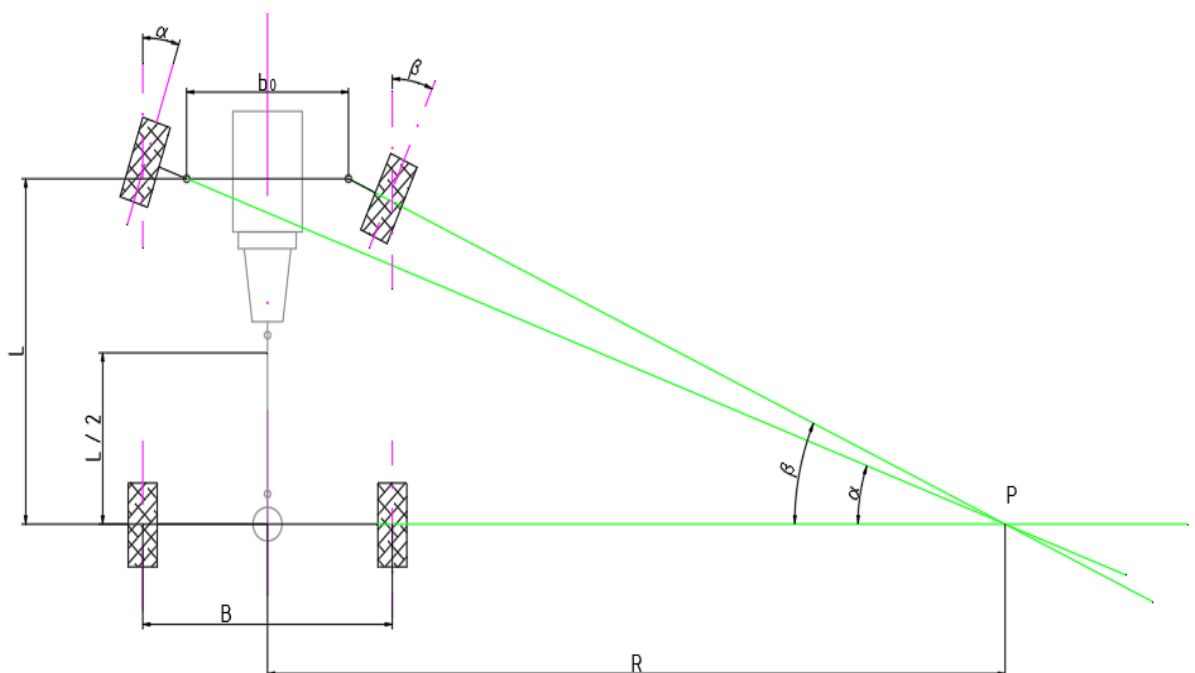
Jedná se o systém, který se používá u současných motorových vozidel. Řízení je uskutečněno pomocí samostatně otočných předních kol. Kola se otáčejí na rejdových čepech, které jsou přibližně kolmé k vozovce. Systém je trochu složitější a náchylnější na poruchy.

U ideálního odvalování kol musí být vektory rychlosti ve střeni rovině rotace kol. K tomuto případu dojde, když se všechny osy rotace kol protínají na jedné ose, kolem které vozidlo zatáčí. U vozidel s přední říditelnou nápravou se osy rotace protnou na ose zadní nápravy v bodě P (Obrázek 32).

Zde výpočet nebude tak jednoduchý, protože tu mám dva úhly natočení α a β . Z obrázku 32 je zřejmé, že úhel β bude vždy větší než α , protože opisuje menší kružnici. Mohu si to dokázat i matematicky (rov. 2 a 3). Postup k získání rovnic 2 a 3 je podobný jako u rejdové nápravy. Mám zde pravoúhlé trojúhelníky a geometrické funkce. U vozidla, které má délku L , předpokládáme polohu těžiště uprostřed $L/2$.

$$\cot \alpha = \frac{R + \frac{b_0}{2}}{L} \quad (2)$$

$$\cot \beta = \frac{R - \frac{b_0}{2}}{L} \quad (3)$$



Obrázek 31 – Přední rejdová kola

Získané vztahy (rov. 2 a 3) můžeme dosadit do **Ackermannovy podmínky řízení** (rov. 4). Tato **podmínka platí POUZE**, když se vozidlo pohybuje velmi nízkou rychlostí, tedy v případě, kdy můžeme zanedbat směrové úchytky kol a když jsou rejdové čepy kolmé k silnici.

$$\cot \beta - \cot \alpha = \frac{b_0}{L} \quad (4)$$

Teoretický poloměr zatáčení můžeme pak získat spojením rovnic 2, 3 a 4:

$$R = L \cdot \cot \alpha + \frac{b_0}{2} = L \cdot \cot \beta - \frac{b_0}{2} \quad (5)$$

Pokud budeme řešit vozidlo se systémem řízení zadní nápravy, tak budeme mít k řešení další dva úhly natočení zadní nápravy (α_z a β_z). Z obrázku 33 je patrné, že vztahy pro výpočet úhlů budou podobné jako u předchozího případu (rov. 6,7,8,9). Rozdíl je v tom, že osy od rejdových kol se nespojují na ose zadní nápravy, ale na ose, které má vzdálenost L_z od zadní nápravy a L_p od přední.

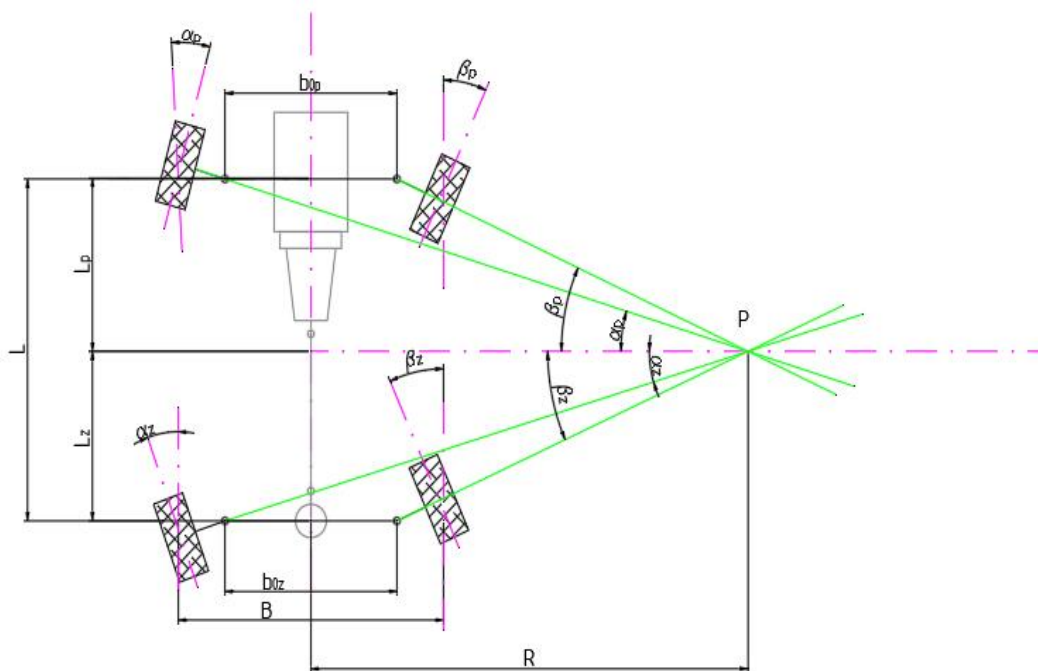
$$\cot \alpha_p = \frac{R + \frac{b_{0p}}{2}}{L_p} \quad (6)$$

$$\cot \beta_p = \frac{R - \frac{b_{0p}}{2}}{L_p} \quad (7)$$

$$\cot \alpha_z = \frac{R + \frac{b_{0z}}{2}}{L_z} \quad (8)$$

$$\cot \beta_z = \frac{R - \frac{b_{0z}}{2}}{L_z} \quad (9)$$

Z rovnic pro výpočet úhlů můžeme sestavit Ackermannovu podmínku pro každou nápravu samostatně (rov. 10 a 11).



Obrázek 32 – Systém 4WS

$$\cot \beta_p - \cot \alpha_p = \frac{b_{0p}}{L_p} \quad (10)$$

$$\cot \beta_z - \cot \alpha_z = \frac{b_{0z}}{L_z} \quad (11)$$

Pro výpočet teoretického poloměru zatáčení můžu pak využít vztah (rov. 12):

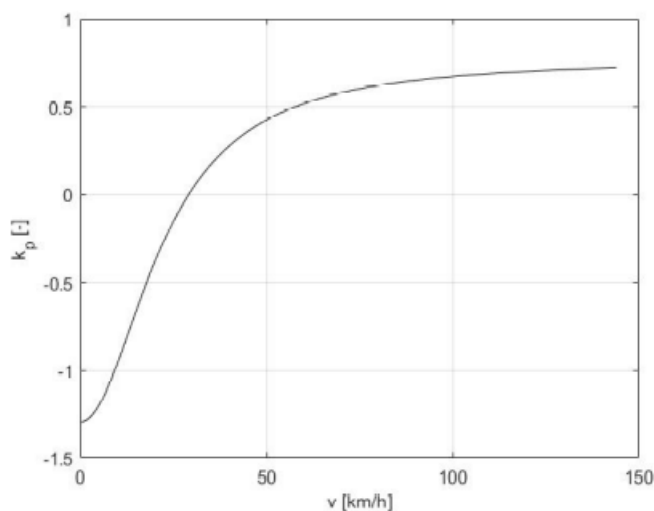
$$R = L_p \cdot \cot \alpha_p + \frac{b_{0p}}{2} \quad (12)$$

Úhly natočení zadní nápravy můžu získat výpočtově ze vztahů (rov. 8 a 9), anebo poměrově. V kapitolách výše bylo uvedeno, že zadní kola se natáčí poměrově k předním, obecně řečeno vztahem (rov. 13).

$$\alpha_z = K_p \cdot \alpha_p \quad (13)$$

K_p zde představuje koeficient poměru natočení mezi předními a zadními koly. Když je koeficient záporný, jedná se o nesouhlasné natáčení zadních kol. Pokud je K_p kladný, zadní kola se budou natáčet souhlasně s předními. Dojde-li k případu, že $K_p = 0$, tak je vozidlo řízeno jen

předními koly. Koeficient musí být při jízdě proměnný, jinak by mohlo docházet k problémům při složitějším manévrování. Příklad průběhu K_p můžeme vidět na obrázku 34 [30, 31].



Obrázek 33 – Závislost koeficientu K_p na rychlosti vozidla [31]

Porovná-li grafické řešení obou systémů, klasického a 4WS (Obrázky 32 a 33), které jsem zhotovil v programu Auto CAD ve stejném měřítku, tak si můžeme povšimnout, že teoretický poloměr u systému 4WS je menší než u klasického předního řízení.

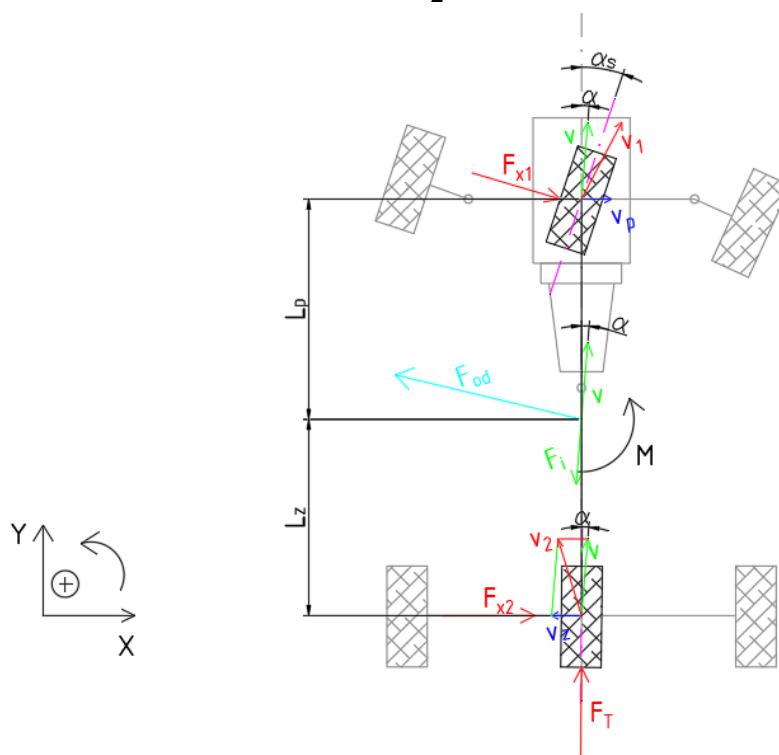
3.3 Jednostopý model vozidla

V úvodu kapitoly je zmíněno, že při vyšších rychlostech vozidla je třeba započítat i boční síly, které vyvolávají směrové úchyly kol.

Zakreslí-li všechny působící síly na vozidlo do plošného (2D) modelu, vypadalo by to poměrně nepřehledně. Z těchto důvodů se používá jednodušší jednostopý model (Obrázek 35). Už podle názvu je zřejmé, že se jedná o 2D model, který má jen dvě kola. Každý pár kol na nápravě nahradím jedním kolem uprostřed. Úhel zatočení středního kola (α_s), pak získám pomocí rovnice 14.

Obrázek 35 mi pomůže sestavit rovnice rovnováhy sil a momentů. Pohyb modelu mohu popsat třemi rovnicemi v osách x a y , jejíž počátek umístím do těžiště vozidla (rov. 15, 16 a 17). Účinky aerodynamiky a bočního větru zanedbám.

$$\alpha_s = \frac{\alpha + \beta}{2} \quad (14)$$



Obrázek 34 – Jednostopý model

$$x: F_{x_2} + F_{x_1} \cdot \cos \alpha_s - F_{od} \cdot \cos \alpha - F_i \sin \alpha = 0 \quad (15)$$

$$y: F_T + F_{od} \sin \alpha - F_i \cdot \cos \alpha - F_{x_1} \cdot \sin \alpha_s = 0 \quad (16)$$

$$M_T: M + F_{x_2} \cdot L_z - F_{x_1} \cdot \cos \alpha_s \cdot L_p = 0 \quad (17)$$

Rovnice 15, 16 a 17 linearizují tím, že budou uvažovat malé úhly, pak mohou tvrdit, že $\sin \alpha = \pm 0$ a $\cos \alpha = \pm 1$. Po linearizaci a úpravě rovnic dostanu:

$$x: F_{x_2} + F_{x_1} - F_{od} = 0 \quad (15 a)$$

$$y: F_T - F_i = 0 \quad (16 a)$$

$$M_T: M + F_{x_2} \cdot L_z - F_{x_1} \cdot L_p = 0 \quad (17 a)$$

Boční síly působící na vozidlová kola vyjádřím pomocí koeficientu tuhosti pneumatiky $k_{1,2}$ a odchylnými $\delta_{1,2}$ (rov. 18 a 19):

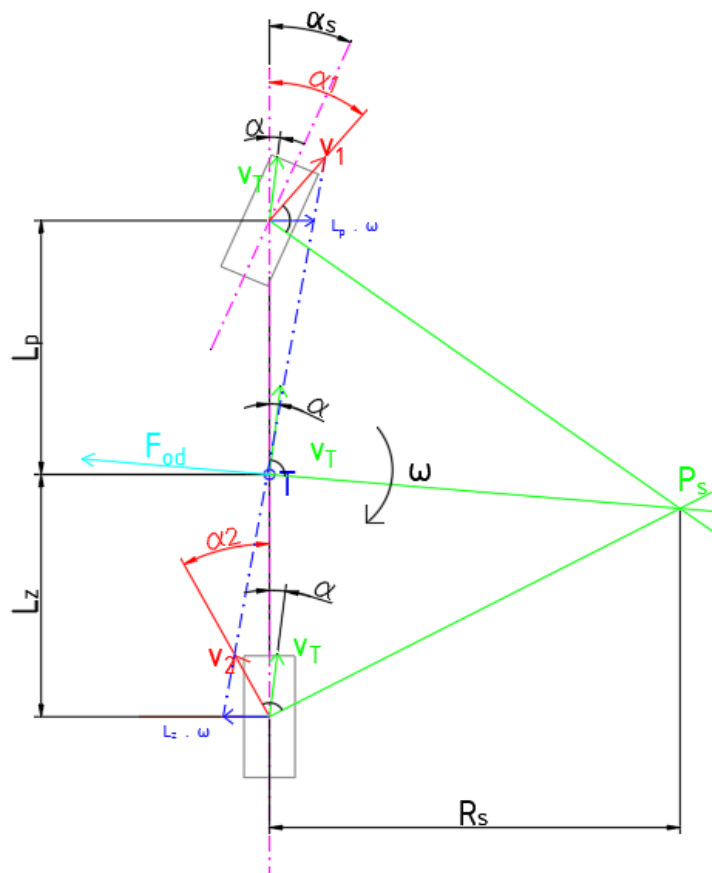
$$F_{y1} = k_1 \cdot \delta_1 \quad (18)$$

$$F_{y2} = k_2 \cdot \delta_2 \quad (19)$$

Obrázek 36 ukazuje dynamický rozbor situace, ze které můžu zjistit směrové úchylny předního a zadního kola (α_1 a α_2). Zde mohu tvrdit, že rychlost předního kola v_1 je vektorový součet rychlosti v těžišti a rychlosti středu otáčení přední nápravy vzhledem k těžišti (rov. 20). U zadní nápravy je to stejný případ (rov. 21) (ω ve vztazích symbolizuje stáčivou rychlost vozu).

$$v_p = L_p \cdot \omega \quad (20)$$

$$v_z = L_z \cdot \omega \quad (21)$$



Obrázek 35 – Jednostopý dynamický model

Následně vypočítám směrové úchyly kol (rov. 22 a 23):

$$\alpha_1 = \alpha_s - \alpha - \frac{L_p}{v} \cdot \omega \quad (22)$$

$$\alpha_2 = -\alpha + \frac{L_z}{v} \cdot \omega \quad (23)$$

Rovnice, které jsem dosud vyjádřil spojím dohromady s „dynamickými“ rovnicemi 24, 25 a 26.

$$F_i = m \cdot a \quad (24)$$

$$M = I \cdot \ddot{\epsilon} \quad (25)$$

$$F_{od} = m \frac{v^2}{R_s} \quad (26)$$

Rovnice 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25 a 26 dosadím do rovnic pro statickou rovnováhu. Dále budu vyšetřovat pouze vozidlo, které jede rovnoměrnou rychlostí, což znamená: $a = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2} \rightarrow F_i = 0 \text{ Kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$. Dostanu finální soustavu dvou rovnic 27 a 28, která mi poslouží pro výpočty.

$$m \cdot v \cdot \dot{\alpha} + \alpha \cdot (k_1 + k_2) + \frac{\omega}{v} [m \cdot v^2 + (k_1 \cdot L_p - k_2 \cdot L_z)] = k_1 \cdot \alpha_s \quad (27)$$

$$I_z \cdot \ddot{\epsilon} + \alpha \cdot (k_1 \cdot L_p - k_2 \cdot L_z) + \frac{\omega}{v} \cdot (k_1 \cdot L_p - k_2 \cdot L_z^2) = k_1 \cdot L_p \cdot \alpha_s \quad (28)$$

Do rovnic 27 a 28 dosadím rovnici 29 a získám rovnice, kde výstupní parametr bude úhel natočení volantu. Zde musím uvažovat dokonale tuhou soustavu řízení. I_f ve vztahu 29 značí převodový poměr v převodce řízení.

$$\alpha_s = \frac{\beta_{volant}}{i_f} \quad (29)$$

$$m \cdot v \cdot \dot{\alpha} + \alpha \cdot (k_1 + k_2) + \frac{\omega}{v} [m \cdot v^2 + (k_1 \cdot L_p - k_2 \cdot L_z)] = k_1 \cdot \frac{\beta_{volant}}{i_f} \quad (27 \text{ a})$$

$$I_z \cdot \ddot{\epsilon} + \alpha \cdot (k_1 \cdot L_p - k_2 \cdot L_z) + \frac{\omega}{v} \cdot (k_1 \cdot L_p - k_2 \cdot L_z^2) = k_1 \cdot L_p \cdot \frac{\beta_{volant}}{i_f} \quad (28 \text{ a})$$

U zjednodušené Ackermannovy podmínky jsem zjišťoval **teoretický poloměr otáčení (R)**. Pokud do výpočtu zanesu i úchyly směru kol, získám **skutečný poloměr otáčení (R_s)**.

Podívám-li se na vztah mezi hodnotami, tak zjistím, že na základě porovnání R a R_s mohu posoudit charakter vozidla (při konstantním úhlu natočení volantu a při přidávání plynu).

Nedotáčivé vozidlo (R < R_s) – vozidlo vynáší ven ze zatáčky → řidič musí zatočit volantem víc (vozidla s předním náhonem)

Přetáčivé vozidlo (R > R_s) – vozidlo směřuje k vnitřku zatáčky → řidič musí zatočit volantem víc (vozidlo se zadním náhonem)

4. Odlišnosti konvenčního vozidla od vozidla s řídicími koly více náprav

Hlavní úkol systému 4WS je udělat vozidlo bezpečnější při vysoké rychlosti a zároveň vůz udělat komfortnější na ovládání ve městech.

První důležitá vlastnost systému 4WS je **zmenšit poloměr otočení** vozidla, a tím zaručit lepší manévrovatelnost v nízkých rychlostech. Systém 4WS zlepšuje ovládání tím, že zadní kola natáčí nesouhlasně oproti předním. Tím simuluje krátký rozvor. Experimenty značek dokázaly, že vozidla se systémem 4WS mají menší poloměr otočení až o 15 % než vozidla, která mají jen přední řízení.

Druhá důležitá vlastnost systému 4WS je **stabilizovat vozidlo** během vysoké rychlosti například na dálnici. V této situaci systém natáčí zadní kola souhlasně s předními, a tím simuluje dlouhý rozvor. Zkoušky automobilek dokázaly, že vozidlo s tímto systémem se při manévrech ve vysokých rychlostech chovají klidněji a stabilněji než vozidla s konvenčním řízením.

Rozdíly jsou nejen v chování vozidla, ale i v konstrukci řízení. Moderní vozidla se systémem 4WS musí mít na zadní nápravě speciální konstrukci, aby se mohla zadními koly natáčet. Zadní náprava musí obsahovat minimálně jeden aktuátor (elektromotor). Dále musí mít dvě axiální táhla, která vedou od aktuátoru ke kolům. Uložení kola (těhlice) musí být otočně uložené přes rejdové čepy, stejně jako je tomu u přední nápravy, aby bylo možné koly zatáčet. Toto jsou základní prvky soustavy. Každá automobilka si vyvinula svojí konstrukci, jak je patrné z kapitoly výše (kapitola 2.3.2.3)

[2, 11, 13].

Dále vůz musí být vybaven řídicími jednotkami, které celou soustavu řídí. Systém se neobejde ani bez pasivních a aktivních členů, kteří provádí samotnou regulaci.

Tyto všechny části jsou zapotřebí, aby vozidlo bylo bezpečnější, ale zároveň dělají systém řízení složitější a náročnější na opravy a údržbu.

5. Jízdní souprava s řízeným přívěsem a porovnání s konvenční jízdní soupravou

V praktické části této práce budu porovnávat klasickou soupravu a soupravu s přívěsem, který má řízené nápravy. U souprav může být problém, že přípojně vozidlo má v zatáčce jinou dráhu než tažné vozidlo. Zatačí na menším poloměru, a proto si řidič soupravy musí poměrně dost najíždět a potřebuje k tomu dostatek místa.

Pro praktickou část jsem se nechal inspirovat rozměry skutečných vozidel. Jako tažné vozidlo jsem zvolil MAN (Obrázek 54) a tandemový přívěs (Obrázek 55). Přesněji se jedná o MAN TGX 26.440 LL XLX 6 x 2 x 2 z roku 2011 s motorem 10,5 l (324 kW; diesel). Tento vůz na sobě může mít mnoho druhů nástaveb a je vybavený přípojným zařízením pro přívěs. Zároveň vůz má i zatačecí poslední nápravu. Takováto souprava může mít až 22 m na délku [34, 37].

Návrh bude koncipován tak, aby řízený přívěs kopíroval dráhu tažného vozidla. Manévrovatelnost u tak dlouhých souprav je důležitá v nízkých rychlostech. To znamená, že budu nápravy přívěsu i tahače natáčet jen v nesouhlasném směru a nebudu počítat se směrovými úchytkami kol. Dále pro zjednodušení budeme uvažovat stejné parametry u tahače i přívěsu. Jedná se o parametry: vzdálenost řízení $b_0 = b_{A0} = b_{P0}$ a délka axiálních tyčí řízení $a_A = a_P$.



Obrázek 36 – Tažné vozidlo MAN [34]



Obrázek 37 – Ilustrační fotografie přípojného vozidla [36]

Základní rozměrové parametry vozidel:

Tažné vozidlo: délka 9596 mm; rozchod 2550 mm; výška 3440 mm [34]

Přípojně vozidlo: délka 8500 mm; rozchod 2550 mm; výška 4000 mm [37]

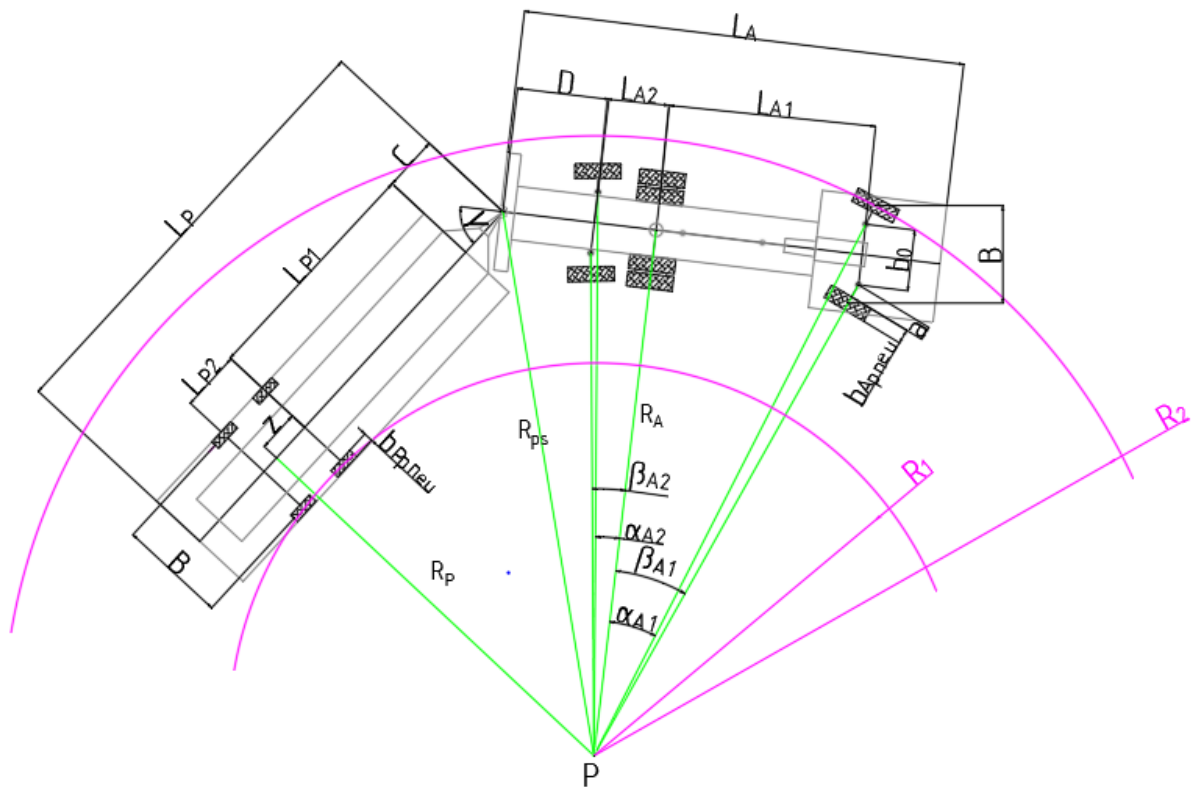
Poznámka: Rozměry detailů jsem vhodně zvolil. Vozidlo jsem neměl přímo k dispozici, abych mohl odměřit potřebné části, a proto se některé parametry mohou lišit od skutečnosti.

5.1 Přívěs bez natáčení náprav

K představě situace mi poslouží obrázek 56. U vytáčení dlouhých souprav je důležité, kolik místa potřebují. Proto je teď pro mě důležité zjistit poměry R_1 a R_2 . Díky znalosti poloměrů můžu vypočítat potřebnou šířku pruhu. Už z obrázku 56 je vidět, že přívěs má menší poloměr otáčení než tažné vozidlo, jak je uvedeno výše.

Další zajímavý parametr je úhel γ natočení přívěsu, který pak můžu porovnat s povoleným úhlem, aby mohlo vozidlo s přívěsem projet. Samozřejmě nemůže nastat situace, kdy $\gamma \geq 90^\circ$. Takový úhel by geometrie přívěsu na obrázku 56 nedovolila a spojovací systém by se mohl poškodit.

Dále můžu zjistit úhly natočení jednotlivých kol tažného vozidla.



Obrázek 38 – Souprava bez řízeného přívěsu

Výpočty všech parametrů jsou velmi podobné jako v kapitole o Ackermannově podmínce. Další parametry potřebné k výpočtu jsou popsány v tabulkách 4 a 5.

Tabulky 3 a 4 – Základní vstupní údaje

Tažné vozidlo – MAN		
L_A	9695	mm
L_{A1}	4500	mm
L_{A2}	1350	mm
B	2550	mm
b_0	1320	mm
a	300	mm
b_{Apneu}	315	mm
D	2000	mm

Přípojně vozidlo – tandemový přívěs		
L_P	9690	mm
L_{P1}	5150	mm
L_{P2}	1300	mm
B	2550	mm
b_{Ppneu}	200	mm
C	1190	mm
z	650	mm

B = rozchod

L = délky přívěsu a vozidla

a = délka axiálních tyčí řízení

b_{pneu} = šířka pneumatik

D = délka vzdálenosti přípojněho systému vozidla od poslední nápravy

C = délka vzdálenosti přípojněho systému přívěsu

z = posunutí mezi nápravami přívěsu

(Dolní index A značí automobil, P značí přívěs.)

Parametr z je vzdálenost mezi nápravami, z kterého pak vedu přímkou do bodu P . Parametr z je půlka vzdálenosti mezi nápravami přívěsu $\rightarrow z = 650 \text{ mm}$ [30].

Nejprve si vypočítám poloměr přípojněho systému R_{PS} (rov. 51) a poloměr přívěsu R_P (rov. 52), které pak budu potřebovat v ostatních vztazích.

$$R_{PS} = \sqrt{(R_A)^2 + (L_{A2} + D)^2} \quad (51)$$

$$R_P = \sqrt{(R_{PS})^2 - (C + L_{P1} + z)^2} \quad (52)$$

Dále určím úhly natočení předních a zadních kol tažného vozidla (rov. 53, 54, 55 a 56).

$$\operatorname{tg} \alpha_{A1} = \frac{L_{A1}}{R_A + \frac{b_0}{2}} \quad (53)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{A1} = \frac{L_{A1}}{R_A - \frac{b_0}{2}} \quad (54)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{A2} = \frac{L_{A2}}{R_A + \frac{b_0}{2}} \quad (55)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{A2} = \frac{L_{A2}}{R_A - \frac{b_0}{2}} \quad (56)$$

Jako další parametr určím úhel přivěsu γ (rov. 57). Ten získám z geometrických funkcí v pravouhlém trojúhelníku.

$$\gamma = 180^\circ - \left[\sin^{-1} \left(\frac{R_A}{R_{PS}} \right) + \sin^{-1} \left(\frac{R_P}{R_{PS}} \right) \right] \quad (57)$$

Ted' vytvořím rovnice určující šířku jízdního pruhu, který je potřeba pro vytočení soupravy

(rov. 58, 59 a 60).

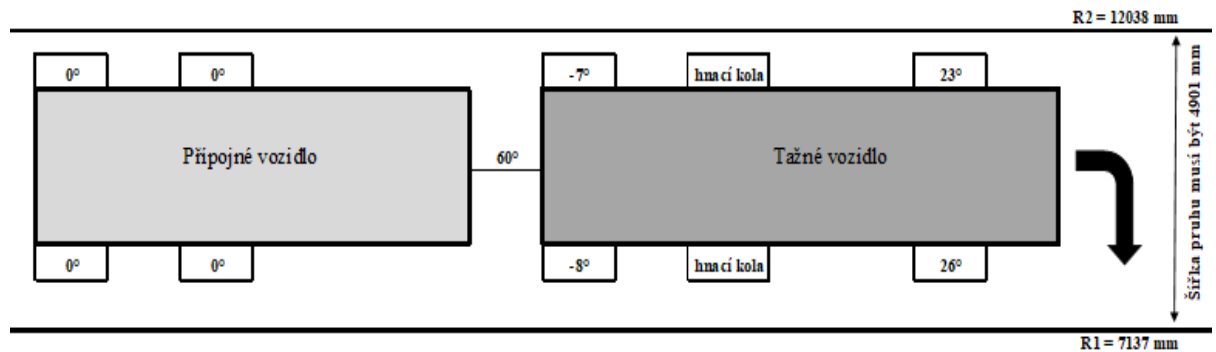
$$R_1 = R_P - \frac{b_o}{2} - \frac{b_{Ppneu}}{2} \quad (58)$$

$$R_2 = \frac{R_A + \frac{b_0}{2}}{\cos \alpha_A} + a + \frac{b_{Apneu}}{2} \quad (59)$$

$$\text{Šířka pruhu} = R_2 - R_1 \quad (60)$$

Všechny odvozené vztahy zadám do MS Excel. Jako vstupní parametr použiji poloměr zatáčení R_A . Natočení všech kol jsou graficky znázorněno na obrázku 57. Hodnoty jsou pro $R_A = 10\text{ m}$.

Poznámka: záporné znaménko značí nesouhlasné natočení kol

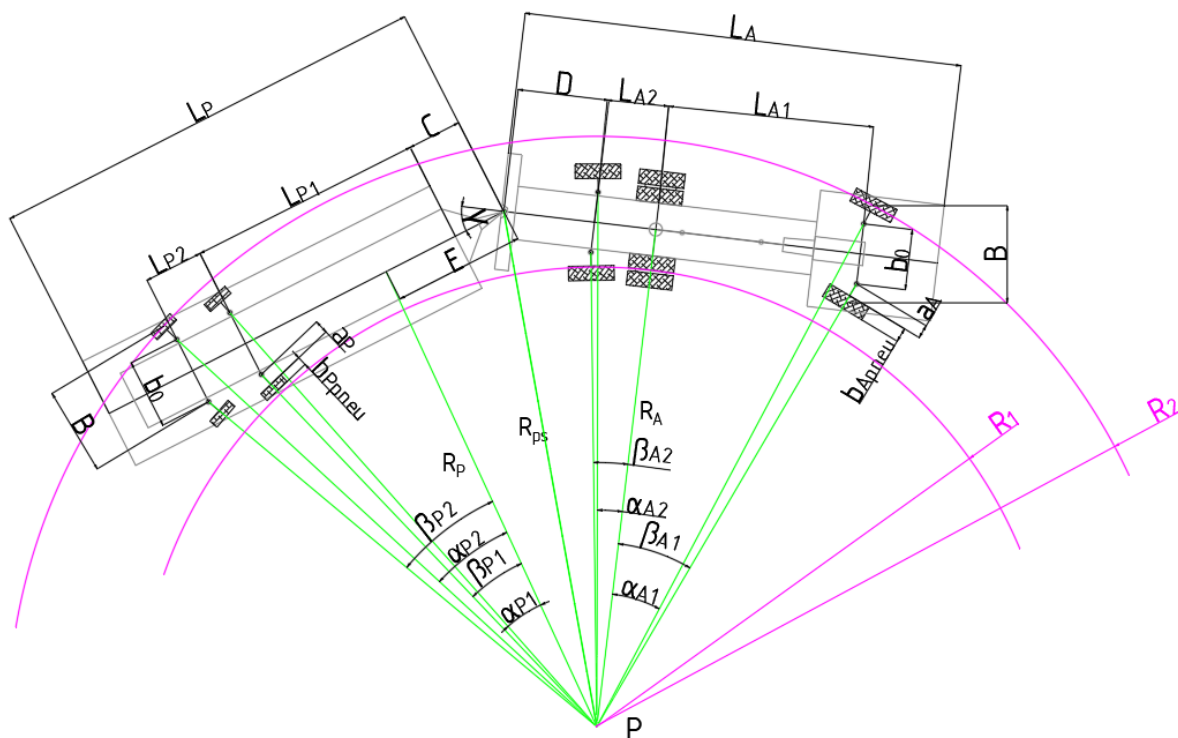


Obrázek 39 – Neřízená souprava pro $R_A = 10\text{ m}$

5.2 Přívěs s natáčecími nápravami

Zde mi do řešení vstupují další dvě nápravy → přibudou další čtyři rovnice. Úhly natočení kol u tažného vozidla se nezmění, protože budu počítat se stejnou situací ($R_A = 10\text{ m}$), abychom potom mohl porovnat parametry s předchozím případem.

Cíl návrhu je, aby přívěs kopíroval cestu tažného vozidla. Vzhledem k podmínce mohu říct, že tandemový přívěs se bude pohybovat po stejném poloměru jako vozidlo MAN ($R_A = R_P$). Pro představení situace mi pomůže obrázek 58.



Obrázek 40 – Souprava s řízeným přívěsem

Stejně jako v předchozím případě začnu výpočtem úhlů náprav přívěsu (rov. 62, 63, 64, 65). Vztahy budou podobné jako u tažného vozidla, pouze mi přibude další parametr E , který získám vztahem 61.

$$E = \sqrt{(R_{PS})^2 - (R_P)^2} \quad (61)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{P1} = \frac{(L_{P1}+C)-E}{R_P + \frac{b_0}{2}} \quad (62)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{P1} = \frac{(L_{P1}+C)-E}{R_P - \frac{b_0}{2}} \quad (63)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{P2} = \frac{(L_{P1}+C+L_{P2})-E}{R_A + \frac{b_0}{2}} \quad (64)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{P2} = \frac{(L_{P1}+C+L_{P2})-E}{R_A - \frac{b_0}{2}} \quad (65)$$

Dále mohu vztahy upravit tak, že spojím rovnice pro úhly natočení kol přívěsu s rovnicemi pro tažné vozidlo. Vyjádřím poměr uhlu natočení vnějšího kola u motorového vozidla ku vnějšímu kolu přívěsu. Využiji podmínku, že $R_A = R_P$ a získám koeficienty K_{P1} , K_{P2} (rov. 66 a 67).

$$K_{P1} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{A1}}{\operatorname{tg} \alpha_{P1}} = \frac{\frac{L_{A1}}{R_A + \frac{b_0}{2}}}{\frac{(L_{P1} + C) - E}{R_{A(P)} + \frac{b_0}{2}}} = \frac{L_{A1}}{(L_{P1} + C) - E} \quad (66)$$

$$K_{P2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{A1}}{\operatorname{tg} \alpha_{P2}} = \frac{\frac{L_{A1}}{R_A + \frac{b_0}{2}}}{\frac{(L_{P1} + C + L_{P2}) - E}{R_{A(P)} + \frac{b_0}{2}}} = \frac{L_{A1}^A}{(L_{P1} + C + L_{P2}) - E} \quad (67)$$

Úhly natočení kol přívěsu pak dostanu vydělením úhlů natočení kol tažného vozidla příčným koeficientem (rov. 68, 69, 70 a 71).

$$\alpha_{P1} = \frac{\alpha_{A1}}{K_{P1}} \quad (68)$$

$$\beta_{P1} = \frac{\beta_{A1}}{K_{P1}} \quad (69)$$

$$\alpha_{P2} = \frac{\alpha_{A1}}{K_{P2}} \quad (70)$$

$$\beta_{P2} = \frac{\beta_{A1}}{K_{P2}} \quad (71)$$

Šířku jízdního pruhu vypočítám podobně jako u předchozího případu (rov. 72 a 74). Jedna možnost, jak R_I získat, je přes tažné vozidlo. Zde budu zjednodušeně počítat s tím, že hnací kola motorového vozidla jsou ve dvoumontáži oproti řídicím kolům. Proto v rovnici 72 nebudu šířku pneumatiky b_{Apneu} dělit dvěma.

Další cesta k poloměru R_I je přes přívěs (rov. 73). Je trochu složitější, ale je také správná. Zmiňuji to proto, protože podmínka pro naši situaci je, že přípojné vozidlo bude kopírovat cestu tažného vozidla ($R_{A1} = R_{P1}$).

$$R_{A1} = R_A - B + b_{Apneu} \quad (72)$$

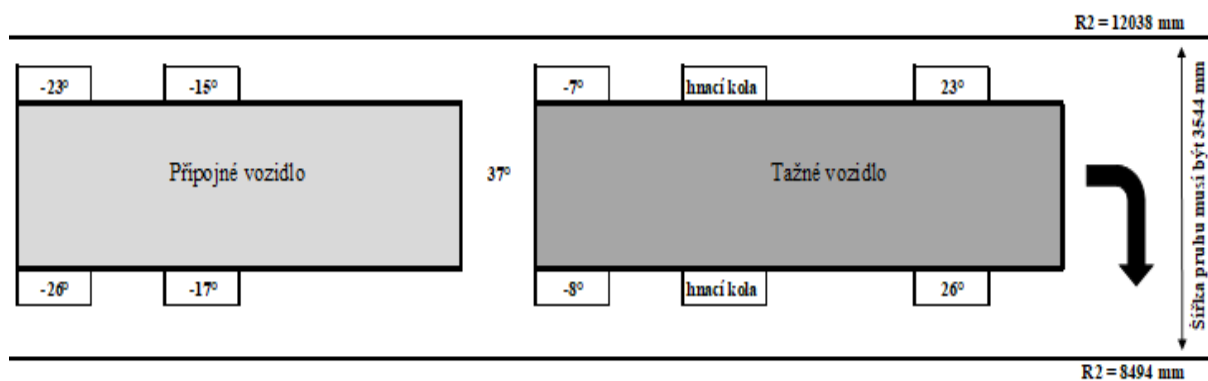
$$R_{P1} = \left(R_{P1} - \frac{B}{2} + \frac{b_{Ppneu}}{2} \right) \cdot \cos \beta_{P1} \quad (73)$$

$$R_2 = \frac{R_A + \frac{b_0}{2}}{\cos \alpha_A} + a + \frac{b_{Apneu}}{2} \quad (74)$$

$$\text{Šířka pruhu} = R_2 - R_1 \quad (75)$$

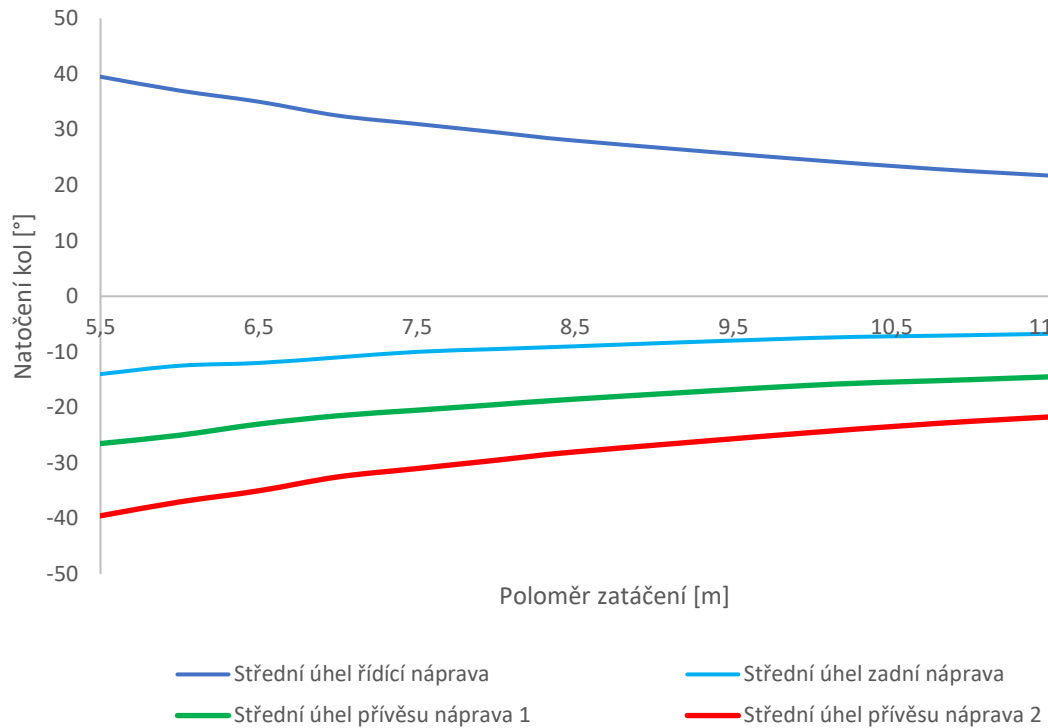
Všechny rovnice, co jsem v této kapitole vyjádřil znovu zadám do tabulkového procesoru MS Excel. Výsledky pro $R_A = R_P = 10 \text{ m}$ jsou znázorněny obrázku 57.

Z obrázku 57 je patrná platnost pravidla z kapitoly o řízených přívěsech a návěsích, že poslední náprava nemotorového vozidla se natačí o největší úhel a směrem k motorovému vozidlo se úhel zmenšuje. Dále je zřejmé, že poslední náprava přívěsu má stejné natočení jako řídicí náprava u tažného. To jsme mohli očekávat vzhledem k tomu, že poloměry R_A a R_P jsou stejné. Kdyby kola zadní nápravy přívěsu neměla stejný úhel jako řídicí, přívěs by se pohyboval po jiném poloměru.



Obrázek 41 – Souprava s řízeným přívěsem pro $R_A = R_P = 10 \text{ m}$

Na obrázku 58 je průběh natočení kol pro poloměry v rozmezí 3,5–12 m. Kvůli přehlednosti jsem zvolil střední úhly náprav → průměr úhlů kol na jedné nápravě (rov. 14). Maximální rozsah natočení kola tažného vozu na jednu stranu je $0^\circ - 40^\circ$ → celkový úhel rejdu 80° [33].



Obrázek 42 – Graf závislosti mezi natočením předních kol tažného vozidla a kol přívěsu

6. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout natáčení kol obou náprav přívěsu tak, aby kopírovala jízdní koridor tažného vozidla. Dále bylo cílem vyhodnotit výhody a nevýhody konstrukce řízení kol dvou náprav přívěsu. Tato práce může posloužit při dalších návrzích, které se mohou týkat reálných dílů pro přípojné vozidlo a pro samotnou realizaci přívěsu.

Při volení základních konstrukčních parametrů jsem vycházel z „klasické“ silniční jízdní soupravy (tažné vozidlo + přípojné vozidlo). Jako předlohu pro tažné vozidlo jsem zvolil MAN TGX a přípojné vozidlo tandemový přívěs.

Dále jsem zhotovil v programu AutoCAD kinematické rozvržení řízení pro dvě konstrukce soupravy, bez řízeného přívěsu (Obrázek 56) a s řízeným přívěsem (Obrázek 58). Nakreslil jsem dva výkresy, abych je mohl porovnat mezi sebou.

U přívěsu bez řízených náprav jsem vyjádřil vztahy pro úhly natočení kol MAN(u), středový úhel mezi tažným vozidlem a přívěsem a šířku pruhu neboli potřebné místo pro daný rádius zatáčení R_A .

U druhého případu, u přívěsu s natáčecími koly obou náprav, jsem postupoval podobně, pouze zde přibyly další čtyři vztahy pro natočení kol přívěsu. Pro zpřehlednění vztahů jsem využil podmínky $R_A = R_P$ a vyjádřil poměr úhlu natočení vnějšího kola u tažného vozidla k vnějšímu kolu přívěsu. Takto jsem získal koeficienty K_{P1} , K_{P2} . Následně podělím úhly přední nápravy motorového vozidla patřičným koeficientem a získám úhly natočení kol přívěsu. Dále jsem si vyjádřil rovnice pro šířku pruhu, kde jsem si vyjádřil dvě rovnice pro vnitřní poloměr (od vozidla a od přívěsu), abych si ověřil, že pojedou ve stejné stopě.

Porovná-li obrázky 56 a 58 už na první pohled mohu vidět rozdíl v trajektorii přívěsu. Přívěs s řízenými nápravami si nezkracuje trajektorii, jak je tomu u neřízeného přívěsu. Z toho vyplývá, že řidič tažného vozidla si nemusí tolik najíždět do zatáčky. S tím se pojí i skutečnost, že k zatáčení jízdní soupravy je potřeba méně místa. V mém případě neřízený přívěs potřebuje o **1,36 m** širší jízdní pruh než řízený přívěs ($R_A = 10 m$).

Další výhodou je zmenšení středového úhlu γ u řízeného přívěsu mezi tažným vozidlem a přívěsem. Díky tomu může souprava projíždět zatáčkami s menším poloměrem R_A bez toho, aby se přívěs „zlomil“ ($\gamma \geq 90^\circ$). Varující hodnota u neřízeného přívěsu je $R_A = 7 m$. U řízeného přívěsu je varující hodnota $R_A = 3,35 m$, a to bez zohlednění maximálního úhlu zatáčení kol tažného vozidla. Započítám-li konstrukční hranice řídicího ústrojí, tak $R_A = 6 m$ (rozsah 0–40°).

Samozřejmě se systémem řízení náprav u přívěsu zanáší do konstrukce složitost. Bude potřeba využít další dvě hydraulické převodky řízení a elektroniku, která bude řídit natáčení

kol přívěsu. Dále se budou muset u přívěsu dělat častější prohlídky kvůli hydraulice a pohyblivým částem. To znamená vyšší provozní náklady.

Použití těchto přívěsů se může osvědčit například mimo zpevněné komunikace (stavby, doly, vojenské zásobování). V terénu se může využít toho, že přívěs kopíruje trajektorii tažného vozidla. Tažné vozidlo vytvoří stopy a přívěs si pak nemusí vytvářet stopu („najede do kolejnic“). Tím se sníží hodnota valivého odporu přívěsu vlivem deformace terénu. Díky tomu se sníží zatížení motoru → **sníží se spotřeba paliva**. Přebytek výkonu může být využit k vyjetí komunikace s vyšším podélným sklonem → **zlepšení stoupavosti jízdní soupravy při jízdě zatáčkou**.

Na tažném zařízení vzniknou menší síly, a tím se zmenší i odpor od přívěsu, který se pojí s navýšením výkonu motoru, který může být využit jinde, například pro **komfort posádky** (klimatizace, vyhřívání předního skla). Případně díky snížení valivého odporu přívěsu dojde ke snížení emisí CO₂ jízdní soupravy v terénních podmínkách.

Mnou navržené kinematické schéma natáčení kol obou náprav přívěsu za účelem kopírování trajektorie tažného vozidla najde své uplatnění například u terénních souprav, které mají jako tažné vozidlo elektromobil. V současné době je klíčovým prvkem dojezdu především spotřeba elektrické energie vzhledem k pasivním odporům.

Seznam použité literatury

- [1] Zákon č. 56/2001 Sb. *Https://www.zakonyprolidi.cz* [online]. 2001 [cit. 2021-10-6]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/200156/zneni20210101?text=%C4%8D.%20168%2F1999%20Sb>.
- [2] Vyhláška č. 341/2014 Sb. *Https://www.zakonyprolidi.cz* [online]. 2014 [cit. 2021-10-6]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341#cast2>
- [3] *Autoforum* [online]. [cit. 2021-9-3]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/jak-funguje-nataceni-zadnich-kol-cemu-pomaha-a-proc-je-stale-tak-vyjimecne/>
- [4] Honda. *Autoforum* [online]. 2021, 12.2. [cit. 2021-12-19]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/fascinace/nejlepsi-system-rizeni-je-stary-uz-34-let-presto-je-dnes-dostupny-hure-nez-tehdy/>
- [5] Nissan Skyline. *Garaz* [online]. 2019, 10.5. [cit. 2021-12-19]. Dostupné z: <https://www.garaz.cz/clanek/zrozen-z-lasky-k-rychlosti-nissan-gt-r-slavi-padesatiny-21001700>
- [6] NĚMEC, Jan a Petr JILEK. *VÝVOJ SYSTÉMŮ ŘÍZENÍ VŠECH ČTYŘ KOL*. Studentská 95, 532 10, Pardubice, ČR, 2020. Příspěvek. Univerzita Pardubice.
- [7] STONE, Richard a Jeffrey K. BALL. *Automotive engineering fundamentals*. 1. USA: 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096-0001 USA, 2004. ISBN 0-7680-0987-1.
- [8] IS 12222: AUTOMOTIVE VEHICLES — TURNING CIRCLE. Archive.org [online]. India, 2011, 2011 [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <https://archive.org/details/gov.in.is.12222.2011/page/n3>
- [9] BARTON, David C. a John D. FIELDHOUSE. *Automotive chassis engineering*. 2018. Cham, Switzerland: Springer International Publishing, [2018]. ISBN 978-3-319-72436-2.

- [10] Porsche 928. *Automobil*. Business Media CZ, 1977, **20**(71), 84. ISSN 1211-9555.
- [11] LÁCHA, Vlastimil. *Návrh stavebnicového řešení dvou říditelných náprav u vozila*. Plzeň, 2018. Bakalářská práce. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.
- [12] BISKUP, Pavel. Systém 4WS – Řízení všech kol. *Automobilrevue*. Business Media CZ, 2010, 54, 84.
- [13] *Four Wheel Steering*. INTERNATIONAL COLLEGE OF AUTOMOTIVE (ICAM), 2011. Dostupné také z: <https://mat1093.files.wordpress.com/2012/09/chapter-5-four-wheel-steering.pdf>. Materiály ke studiu. University of Automotive Malaysia Kawasan Perindustrian Peramu Jaya.
- [14] Zadní náprava s 4control. *Allegro* [online]. [cit. 2021-9-14].
Dostupné z: <https://allegro.pl/oferta/tylna-os-4-control-skretna-renault-espace-1-6-dci-7832500760>
- [15] RADU, Vlad. Mercedes-Benz Revolutionizes Rear-wheel Steering in the 2021 S-Class. *Autoevolution* [online]. 2020, 2.10.2020 [cit. 2021-9-27].
Dostupné z: <https://www.autoevolution.com/news/mercedes-benz-revolutionizes-rear-wheel-steering-in-the-2021-s-class-149535.html#>
- [16] Mercedes – Benz. *Mercedes – Benz CZ* [online]. [cit. 2021-9-27].
Dostupné z: <https://www.mercedes-benz.cz/passengercars/mercedes-benz-cars/models/s-class/saloon-wv223/specifications/specifications-teaser.module.html>
- [17] HOLMES, Jake. Audi A8. *motor1*. USA: Motorsport Network, 2018, 16.4. 2018, 1.
Dostupné také z: <https://www.motor1.com/features/239238/cars-four-wheel-steering/>
- [18] *Tatra Phoenix* [online]. 2017, 20.9.2017 [cit. 2021-9-30]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz/o-spolecnosti/tisk-a-media/novinky-a-clanky/vsechna-kola-rizena/>

[19] PAVLŮSEK, Ondřej. Renault Premium Lander 8X4*4 Tridem míří na trh. *Svět motorů* [online]. 2012, 5.4.2012 [cit. 2021-10-3].

Dostupné z: <https://www.auto.cz/renault-premium-lander-8x4-4-tridem-miri-na-trh-66121>

[20] Směrnice 2007/46/ES. *Esipa* [online]. 2007 [cit. 2021-10-3].

Dostupné z: <https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=32007L0046>

[21] Elektrobus MAN Lion's City. *zdopravy* [online]. 2021, 27.1.2021 [cit. 2021-10-5].

Dostupné z: <https://zdopravy.cz/man-ziskal-zatim-nejvetsi-zakazku-na-sve-elektrobusy-dodajich-39-do-norimberku-72058/>

[22] MAN LIONS COACH. *mascus* [online]. 2020 [cit. 2021-10-5].

Dostupné z: <https://www.mascus.cz/preprava/zajezdovy-autobus/man-lions-coach-l-r08-euro-6d/6r534whz.html>

[23] Vyhláška č. 341/2014 Sb. *zakonyprolidi* [online]. 2014 [cit. 2021-10-6].

Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341#cast2>

[24] Dune buggy. *cabodunebuggy* [online]. [cit. 2021-10-14].

Dostupné z: <https://cabodunebuggy.com/rates>

[25] Rock crawler. *offroadxtreme* [online]. 2016, 26.6. 2016 [cit. 2021-10-14].

Dostupné z: <https://www.offroadxtreme.com/event-coverage/what-is-rock-crawling-world-extreme-rock-crawling/>

[26] Peugeot 205 T16. *Supercar* [online]. [cit. 2021-10-14].

Dostupné z: <https://www.supercars.net/blog/1987-peugeot-205-t16-pikes-peak/>

[27] DOSTÁL, Marek. *Studie systému řízení zadní nápravy*. Brno, 2019 / 2020. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Michal Janoušek, Ph.D.

- [28] Peugeot 405 T16 Pikes Peak. *ixocollections* [online]. [cit. 2021-10-17].
Dostupné z: <https://www.ixocollections.com/en/blog/peugeot-205/the-peugeot-405-t16-grand-raid>
- [29] Benetton F1. *cs.wikipedia* [online]. [cit. 2021-10-17]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Benetton_F1#/media/Soubor:Benetton_B192_2008_Goodwood.jpg
- [30] VALA CSC., doc. Ing. Miroslav a Ing. Miroslav TESAŘ CSC. *Teorie a konstrukce silničních vozidel 1*. Pardubice, 2003.
- [31] VYCHOPENĚ, Marek. *Jednostopé a dvoustopé dynamické modely vozidel*. Praha, 2020. Bakalářská práce. ČVUT Praha. Vedoucí práce prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.
- [32] MIKULEC, Bc. Roman. *Systémové srovnání měření adheze vozovky*. Brno, 2015. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Stanislav Tokař.
- [33] JAN, Ing. Zdeněk, Ing. Bronislav ŽANSKÝ a Ing. Jiří ČUPERA PHD. *Automobily 1*. 4. vydání. Brno: Avid, spol., 2012. ISBN 978-80-87143-27-7.
- [34] AZ – pneu. *Az-pneu* [online]. [cit. 2021-10-18].
Dostupné z: <https://www.az-pneu.cz/rady-informace>
- [35] MAN. *Automarket* [online]. [cit. 2022-01-17]. Dostupné z: <https://www.automarket.cz>
- [36] MAN. *Automarket* [online]. [cit. 2022-01-17]. Dostupné z: <https://www.automarket.cz/man-tgx-26-440-1l-xlx-6x2-5058>
- [37] MAINUŠ, Jiří. *Studie nákladních souprav pro silniční dopravu*. Brno, 2011. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Martin Kubín.