



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF FORENSIC ENGINEERING

VLIV HMOTNOSTNÍCH PARAMETRŮ VOZIDEL NA JÍZDNÍ DYNAMIKU

INFLUENCE OF MASS PARAMETERS ON THE VEHICLE DRIVING DYNAMICS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Otakar Dušek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Vladimír Panáček, Ph.D.

BRNO 2016

Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství

Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Otakar Dušek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Expertní inženýrství v dopravě (3917T002)**

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

Vliv hmotnostních parametrů vozidel na jízdní dynamiku

v anglickém jazyce:

Influence of mass parameters on the vehicle driving dynamics

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se bude zabývat rozбором hmotnostních parametrů vozidel a zjišťováním vlivu jejich změny na jízdní dynamiku v definovaných jízdních manévrech, např. pohybu vozidla v oblouku.

Cíle diplomové práce:

1. Rozdělení osobních vozidel, třídy vozidel.
2. Rozbor hmotnostních parametrů vozidel.
3. Jízdní dynamika osobních vozidel.
4. S využitím podpory počítačového simulačního programu provést analýzu vlivu změny hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku.
5. Experimentální ověření vybraných jízdních manévrů.
6. Analýza zjištěných výsledků a jejich využití při znalecké činnosti v oboru doprava.

Seznam odborné literatury:

- [1] BRADÁČ, Albert. Soudní inženýrství. Brno: CERM, 1997, 719 s. ISBN 80-7204-057-X.
- [2] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. Automobily. 1, Podvozky. 2. vyd. Brno: Avid, 2009, 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [3] PANÁČEK, Vladimír. Zkoušení vozidel. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2012, 86 s. ISBN 978-80-214-4558-1.
- [4] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [5] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001, 576 s. ISBN 80-238-6573-0.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Vladimír Panáček, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/2016.

V Brně, dne 4.11.2015

L.S.

doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
Ředitel vysokoškolského ústavu

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá posouzením vlivu hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku. V úvodní části této práce je stručně popsána historie a základní rozdělení osobních vozidel. V další části jsou pak popsány hmotnostní parametry a jízdní dynamika osobních vozidel. V experimentální části této práce je popsána metodika a výsledky provedených jízdních zkoušek (brzdná zkouška, kruhová zkouška a vyhýbací manévr). V předposlední kapitole je vypracována simulace realizovaných jízdních zkoušek, která byla provedena pomocí simulačního softwaru Virtual Crash. V poslední kapitole je provedeno vyhodnocení zjištěných výsledků z realizovaných a simulovaných jízdních zkoušek. V závěru této práce jsou stručně shrnuty dosažené výsledky.

Abstract

This diploma thesis deals with assessment of weight parameters impact on driving dynamics. History and basic categories of personal vehicles are described in the introductory part. Weight parameters and driving dynamics of personal vehicles are described in the next part. Methodology and results of realized driving tests (braking test, circular test and avoidance maneuver) are presented in the experimental part of this work. Simulation of realized driving tests that was made by simulation software Virtual Crash is devised in the penultimate chapter. Evaluation of results that were found out from realized and simulated driving tests is made in the last chapter. Achieved results are briefly summarized in conclusion.

Klíčová slova

Vozidlo, jízdní dynamika, adheze, hmotnost, těžiště.

Keywords

Vehicle, driving dynamics, adhesion, weight, center of gravity.

Bibliografická citace

DUŠEK, Otakar. *Vliv hmotnostních parametrů vozidel na jízdní dynamiku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2016. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vladimír Panáček, Ph.D.

Prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma *Vliv hmotnostních parametrů vozidel na jízdní dynamiku* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Brně dne 27.05.2016.

.....

Ing. Otakar Dušek

Poděkování

Tímto děkuji panu Ing. Vladimíru Panáčkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady týkající se zpracování této diplomové práce.

OBSAH

ÚVOD.....	10
1 HISTORIE VOZIDEL	11
2 ROZDĚLENÍ OSOBNÍCH VOZIDEL	14
2.1 Třídy osobních vozidel	15
2.2 Rozdělení podle typu karoserie	17
3 HMOTNOSTNÍ PARAMETRY VOZIDEL	23
3.1 Hmotnost	23
3.2 Těžiště.....	24
3.3 Moment setrvačnosti	27
4 JÍZDNÍ DYNAMIKA VOZIDEL	28
4.1 Adhezni elipsa	28
4.2 Jízdní odpory	31
4.3 Hnací ústrojí	34
4.4 Brzdění	36
4.5 Jízda ve směrovém oblouku	37
4.6 Ovladatelnost.....	42
4.6.1 Čistě subjektivní hodnocení.....	42
4.6.2 Subjektivní zkoušky ovladatelnosti	42
4.6.3 Objektivní zkoušky ovladatelnosti	43
5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	45
5.1 Zkušební dráha	45
5.2 Podmínky měření.....	45
5.3 Měřené objekty	46
5.3.1 Vozidlo Renault Twingo	48
5.3.2 Vozidlo Škoda Fabia Combi.....	49
5.3.3 Vozidlo Renault Laguna	50

5.4	Měřicí a záznamová technika	51
5.4.1	<i>Racelogic</i>	51
5.4.2	<i>XL meter</i>	52
5.4.3	<i>Videokamery</i>	53
5.4.4	<i>Měřicí kolečko</i>	53
5.5	Jízdní zkoušky	54
5.5.1	<i>Brzdná zkouška</i>	55
5.5.2	<i>Kruhová zkouška</i>	58
5.5.3	<i>Vyhýbací manévr</i>	64
6	SIMULACE V PROGRAMU VIRTUAL CRASH.....	68
6.1	Simulace kruhové zkoušky	68
6.2	Simulace vyhýbacího manévru.....	72
7	ANALÝZA A VYUŽITÍ ZJIŠTĚNÝCH VÝSLEDKŮ PŘI ZNALECKÉ ČINNOSTI V OBOU DOPRAVA	74
	ZÁVĚR.....	76
	Seznam použitých zdrojů.....	78
	Seznam použitých symbolů a zkratk	80
	Seznam příloh	82

ÚVOD

Automobil je spojen s lidskou činností již více než 100 let. Od svého vzniku se postupem času stal významným hospodářským činitelem a je již dlouhou řadu let nejrozšířenějším dopravním prostředkem na světě. V dnešní době si již snad nikdo nedovede představit život bez automobilů. Lidé je využívají každý den pro svoji dopravu či převoz nákladu. Na světě je v dnešní době registrováno již více než 1 miliarda automobilů. Současná celosvětová produkce se pohybuje okolo 90 miliónů vozidel za rok. Automobilismus je pro lidstvo velmi důležitý, a je tedy nezbytné mu věnovat dostatečnou pozornost.

Automobily se vyrábí v mnoha konstrukčních provedeních, která jsou uzpůsobena účelu použití vozidel. Mezi nejrozšířenější skupinu automobilů jistě patří osobní automobily. Z tohoto důvodu se jimi bude tato práce převážně zabývat.

Se zvyšující se intenzitou dopravy také dochází k většímu počtu dopravních nehod. Snahou odborníků je přicházet s opatřeními a systémy, které by množství a následky dopravních nehod snižovaly. Pro bezpečnou jízdu je velmi důležité znát chování vozidla za daných podmínek. Řada vlivů působících na jízdní dynamiku je již poměrně dobře popsána v odborné literatuře. Vliv hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku v ní však není komplexně řešen. Rozhodl jsem se tedy touto problematikou podrobněji zabývat. Vozidlo může při svém provozu měnit svoji hmotnost v rozsahu jeho užitečné hmotnosti, což může mít za následek změnu jízdních vlastností. Obsahem této práce je posouzení, jak velký vliv má změna zatížení na chování vozidla.

1 HISTORIE VOZIDEL

Význam slova automobil

Slovo automobil vzniklo spojením dvou slov. Řeckého slova *áυτο* [áuto] (samostatně) a latinského slova *mobilis* (pohyblivý). V minulosti byl v češtině rovněž používán také doslovný překlad tohoto slova samohyb. Často se místo slova automobil používá zkrácený tvar slova auto. [1]

Automobily s parním pohonem

Myšlenkou sestrojení samohybného vozidla se již odedávna zabývala řada významných osobností, jako například Leonardo da Vinci, Isaac Newton a jiní. Nicméně až do 18. století neexistoval motor vhodný pro pohon takového vozidla. Velký pokrok nastal až s objevem parního stroje Jamesem Watem roku 1765. Parní stroj tak následně mohl být použit pro pohon prvních automobilů. Francouz Joseph Cugnot postavil již v roce 1769 parní vůz pro čtyři osoby (obr. č. 1), který jezdil rychlostí 4 km/h. Další parní vozy pak následně zkonstruovali například R. Trewithick, J. Božek a jiní. Parní vozidla měla pro silniční provoz řadu nevýhod. Byla těžká, vyžadovala náročnou obsluhu a parní kotel byl stálým zdrojem nebezpečí. [1], [2]



Obr. č. 1 – První parní vůz Josepha Cugnota [3]

Automobily s elektrickým pohonem

Elektrotechnika jako vědní obor se začala rozvíjet až s objevem Voltova článku v roce 1800. Tento objev se stal prvním použitelným zdrojem stálého elektrického proudu. V průběhu první poloviny 19. století byla prozkoumána většina elektrických vlastností, byly objeveny zákony platící v elektrických obvodech a nalezena souvislost elektřiny s magnetismem. Za první elektromobil je považován vůz (obr. č. 2) vyrobený holandským profesorem Sibradusem Stratinghem v roce 1835. Tehdejší akumulátory svojí velkou hmotností značně zvyšovaly hmotnost vozidla a jejich nízká kapacita snižovala využitelnost tehdejších elektromobilů. Maximální dojezdová vzdálenost nepřesahovala 70 kilometrů. [4]



Obr. č. 2 – První elektromobil Sibraduse Stratingha [4]

Automobily se spalovacím motorem

Podstatným milníkem ve vývoji automobilů je rok 1860, kdy Étienne Lenoir vynalezl motor poháněný svítiplynem. Na jeho práci navázal později Mikuláš Otto, který zdokonalil plynový motor objevem stlačení zápalné směsi před jejím zapálením. Zavedl kompresi, a tím i čtyřdobý pracovní oběh spalovacích motorů, který je použit u dnešních automobilů. Tento čtyřdobý plynový motor byl postaven roku 1876. Byl však pomaloběžný, těžký a velkých rozměrů, takže se pro pohon automobilu nehodil. [1], [2]

Roku 1884 Gottlieb Daimler ve spolupráci s Wilhelmem Maybachem sestrojili první rychloběžný benzínový motor, který měl již 900 ot/min a malé rozměry. Roku 1897 pak Němec Rudolf Diesel sestrojil první vznětový motor, tedy motor poháněný naftou. Tyto motory na kapalné uhlovodíky byly dostatečně lehké a výkonné s poměrně dobrou účinností. Teprve vyvinutí těchto motorů umožnilo automobilům plnit všechny požadavky na ně kladené. [1], [2]

Prvním palivem poháněným automobilem na světě byl automobil vyrobený Karlem Benzem roku 1886. Jednalo se o tříkolku v zadní části osazenou čtyřdobým zážehovým motorem. Tento vůz nesl název Benz Patent Motorwagen (obr. č. 3). [1], [2], [5]

Významnou postavou v historii automobilismu je Henry Ford. Ten jako první použil technologii pásové výroby při výrobě automobilů. Zavedení pásové výroby umožnilo vyrábět automobily ve velkých sériích a s minimálními náklady. Což mělo za následek nízkou prodejní cenu vozidla a masivní rozšíření automobilů i do chudších společenských vrstev. Prvním pásově vyráběným vozidlem byl Ford T (obr. č. 4), přezdívaný též plechová Líza.



Obr. č. 3 – První automobil [5]



Obr. č. 4 – Ford T [6]

První vozidlo vyrobené na našem území (v tehdejší Rakousko-Uhersku) vzniklo v Kopřivnické vagónce v roce 1897 a neslo název Präsident (obr. č. 5). Toto vozidlo bylo osazeno Benzovým dvouválcovým motorem o výkonu 5 k. Uvedený motor byl uložen v zadní části vozidla. Později byl tento podnik přejmenován na současný název společnosti Tatra. [2]

Na území současné České republiky vznikla celá řada automobilových závodů. Mezi nejvýznamnější se jistě řadí závody Laurin & Klement (později Škoda Auto), Tatra, Aero, Walter, Zbrojovka Brno, Praga atd.



Obr. č. 5 – Automobil Präsident [7]

2 ROZDĚLENÍ OSOBNÍCH VOZIDEL

V České republice se kategorizace vozidel řídí zákonem č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Některá upřesnění obsahuje vyhláška č. 341/2014 o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Osobní automobil je motorové vozidlo patřící do kategorie M.

Kategorie M – motorová vozidla konstruovaná a vyrobená především pro dopravu osob a jejich zavazadel.

- Kategorie M1 – vozidla kategorie M, s nejvýše osmi místy k sezení kromě místa k sezení řidiče. Vozidla náležející do kategorie M1 nesmí mít prostor pro stojící cestující. Počet míst k sezení může být omezen na jedno (tj. místo k sezení řidiče).
- Kategorie M2 – vozidla kategorie M, s více než osmi místy k sezení kromě místa k sezení řidiče a s maximální hmotností nepřevyšující 5 tun. Vozidla náležející do kategorie M2 mohou mít kromě míst k sezení i prostor pro stojící cestující.
- Kategorie M3 – vozidla kategorie M, s více než osmi místy k sezení kromě místa k sezení řidiče a s maximální hmotností převyšující 5 tun. Vozidla náležející do kategorie M3 mohou mít prostor pro stojící cestující. [8]

Dále zákon definuje následující kategorie vozidel:

Kategorie L – zahrnuje všechna dvoukolová a tříkolová motorová vozidla a čtyřkolky, tj. motorová vozidla se čtyřmi koly, ať se zdvojenými koly, nebo jiná, určená k používání na pozemních komunikacích a na konstrukční části nebo samostatné technické celky takových vozidel.

Kategorie N – motorová vozidla konstruovaná a vyrobená především pro dopravu nákladů.

Kategorie O – přípojná vozidla konstruovaná a vyrobená pro dopravu nákladů nebo osob i pro ubytování osob.

Kategorie T, C – kolové traktory, pásové traktory.

Kategorie R – zemědělská a lesnická přípojná vozidla.

Kategorie S – výměnné tažené stroje určené pro zemědělské nebo lesnické užití.

Kategorie SS – pracovní stroj samojízdný.

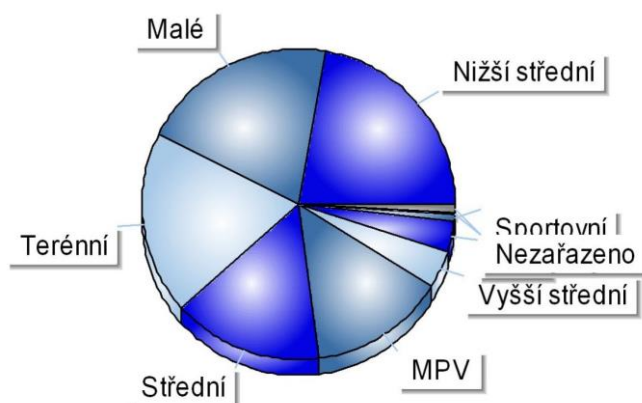
Kategorie SN – pracovní stroj nesený.

Kategorie Z – ostatní vozidla, která nelze zařadit do žádné z výše uvedených kategorií.

2.1 TŘÍDY OSOBNÍCH VOZIDEL

Na osobní automobily jsou kladeny nejrůznější požadavky. Při návrhu automobilu je zohledněna řada aspektů (účel provozu, místo používání, požadavky trhu...), které mají vliv na jeho finální podobu. Snahou velkých automobilek je mít široký výrobní sortiment a vyrábět vozidla různých koncepcí, což umožňuje naplnit různorodé požadavky zákazníků. Široký sortiment vozidel zároveň umožňuje maximální pokrytí trhu s osobními vozidly. U všech výrobců lze najít několik společných charakteristik osobních automobilů. Vozidla jsou tedy v závislosti na jejich konstrukčním provedení zařazována do obchodních tříd.

Rozdělení osobních automobilů do obchodních tříd se neřídí žádným zákonem ani technickou normou. Rozhodují o něm výrobci automobilů za účasti organizací, které se zabývají analýzami trhu. V České republice je touto autoritou, která se podílí na zařazení vozidel, Svaz dovozců automobilů. Každý nový vůz je před uvedením na trh zařazen do jedné z osmi obchodních tříd (viz tab. č. 1). Rozřazení vozů umožňuje snazší orientaci na automobilovém trhu. Další výhodou je možnost porovnání vozů různých výrobců v téže kategorii. Nejprodávanější třídou vozů v České republice za rok 2015 byly vozy nižší střední třídy (viz tab. č. 2). [9]



Obr. č. 6 – Podíl jednotlivých tříd na trhu za rok 2015 [10]

Tab. č. 1 – Porovnání obchodních tříd SDA a EK [9]

Třída dle Svazu dovozců automobilů	Třída dle Evropské komise	Příklady vozů v dané kategorii
Mini	Mini cars	Škoda Citigo, Smart, Citroën C1, Renault Twingo
Malé	Small cars	Škoda Fabia, BMW i3, Citroën C3, Renault Clio
Nižší střední	Medium cars	Škoda Rapid, Peugeot 308, Citroën C4, Renault Megane
Střední	Large cars	Škoda Octavia, BMW 3, Citroën C5, Renault Laguna
Vyšší střední	Executive cars	Škoda Superb, BMW 5, Citroën C6, Renault Latitude
Luxusní	Luxury cars	Audi A8, BMW 7, Jaguar XJ, Volkswagen Phaeton
Sportovní	Sport coupés	Porsche 911, BMW Z4, Jaguar XK, Audi TT
MPV	Multi purpose cars	Škoda Roomster, Ford Galaxy, Citroën C8, Renault Koleos
Terénní	Sport utility cars	Škoda Yeti, Land Rover, Jeep Cherokee, Porsche Cayenne

Tab. č. 2 – Registrace nových vozů v ČR dle obchodních tříd za rok 2015 [10]

Obchodní třída	Celkem [vozů]	Podíl na trhu [%]
Nižší střední	51 306	22,22
Malé	46 905	20,31
Terénní	43 960	19,04
Střední	35 921	15,55
MPV	32 570	14,10
Vyšší střední	8 851	3,83
Mini	7 479	3,23
Sportovní	1 326	0,57
Luxusní	449	0,19
Nezařazeno	2 090	0,90

2.2 ROZDĚLENÍ PODLE TYPU KAROSERIE

Druhým způsobem, jak je možné dělit osobní automobily, je dělení podle druhu karoserie automobilu. V minulosti, u dnes již historických vozidel, byla karoserie koncipovaná jako podvozková. Podvozková karoserie byla upevňována na podvozku, který tvořil hlavní nosnou část vozidla. Přejít k současné konstrukci karoserie tvořila karoserie polonosná, která částečně přebírala nosnou funkci rámu. Její rám tak mohl mít lehčí konstrukci. Karoserie u většiny současných osobních automobilů je konstruována jako samonosná. To znamená, že tvoří základní nosnou část automobilu. Karoserie je základní část vozidla, určená k přepravě osob a nákladu. Slouží k ochraně posádky a nákladu před vnějšími vlivy. V případě havárie ochraňuje posádku vozidla před případným zraněním. Tvar karoserie má také velký vliv na aerodynamický odpor vozidla. Karoserie osobních automobilů můžeme rozdělit do několika druhů. Určujícími hledisky při dělení karoserií jsou počet dveří, provedení zadní části vozidla, počet míst k sezení a provedení střechy. [1]

Sedan

Automobily označené jako sedan jsou automobily, jejichž karoserie je uzavřená s pevnou střechou. Karoserie typu sedan je čtyřdveřová, zpravidla pětimístná. Zád' sedanu je stupňovitá, přičemž zavazadlový prostor je od prostoru pro cestující oddělen přepážkou, která může být opatřena uzavíratelným otvorem pro převoz delších předmětů. [11]



Obr. č. 7 – Sedan [11]

Kombi

Označení Combi nesou osobní automobily s velkým zavazadlovým prostorem umožňujícím přepravu rozměrnějších nákladů. Tyto automobily se vyznačují prodlouženou karoserií bez svažující se zádí. Umožňují dobrý přístup do zavazadlového prostoru, mají dobrou variabilitu vnitřního prostoru a zvýšenou užitkovou hmotnost. Prodloužená část je na bocích doplněna třetí řadou bočních oken. Kombi mívá obvykle dvě až tři řady sedadel, přičemž zadní jsou sklápěcí nebo vyjímatelné pro větší využití prostoru. Vozy s touto karoserií bývají často odvozeny od karoserie typu hatchback či sedan. [11], [12]



Obr. č. 8 – Kombi [11]

Hatchback

Hatchback je karoserie se šikmou zádí v tří nebo pětidvéřovém uspořádání. Má dvoupřestorovou karoserii s výklopnou zádí. Součástí zadního víka (pátých dveří) je i zadní okno, které se otvírá spolu s dveřmi. Hatchback je typická karoserie, používaná u vozů nižších tříd. [11], [12]



Obr. č. 9 – Hatchback [11]

Liftback

Liftback je tří nebo pětidveřová uzavřená karoserie s výklopnými zadními dveřmi. V porovnání s hatchbackem se zád' svažuje pomaleji. Součástí zadního otevíracího víka (pátých dveří) je i zadní okno. Výhodou liftbacku je především snadný přístup do zavazadlového prostoru. [11], [12]



Obr. č. 10 – Liftback [11]

Kupé

Kupé je kategorie vozů s uzavřenou dvoudveřovou karoserií, pevnou střechou a pozvolna se svažující zádí. Tato koncepce se využívá u sportovních a supersportovních vozů. Vozy kupé mají jednu nebo dvě řady sedadel. [11]



Obr. č. 11 – Kupé [11]

Kabriolet

Hlavním znakem kabrioletu je otevřená karoserie. Střecha bývá plátěná nebo z pevných materiálů. V případě pevné střechy se používá označení kupé kabriolet. Snímání střechy může být strojní do zavazadlového prostoru nebo ruční. U některých kabrioletů je montována snímatelná pevná střecha takzvaný hardtop. Tyto vozy bývají většinou dvou-dveřové se dvěma řadami sedadel. [12]



Obr. č. 12 – Kabriolet [11]

Roadster

Roadster je typ automobilu, který má dvoudveřovou karoserii, stahovací či odnímatelnou střechu. Na rozdíl od kabrioletů má roadster pouze dvě místa pro cestující, zpravidla umístěná těsně před zadní nápravou. [11]



Obr. č. 13 – Roadster [11]

Offroad

Offroad je označení terénních automobilů. Tyto automobily se zpravidla vyznačují větší světlou výškou, pohonem 4×4, robustní konstrukcí. Karoserie bývá otevřená nebo uzavřená. Tento druh automobilů umožňuje průjezd těžkým terénem, zvládá prudké stoupání i klesání, bahno, vodu. [11]



Obr. č. 14 – Offroad [11]

SUV

Zkratka SUV vznikla z anglického výrazu Sport Utility Vehicle (sportovní užitkové vozidlo). Vozidla SUV jsou uzpůsobena pro jízdu v lehkém terénu. K tomuto účelu jsou většinou vybavena pohonem 4×4 a mají také zvýšenou světlou výšku. Nejedná se však o plnohodnotná terénní vozidla. Často jsou robustní konstrukce, tím pádem mají větší spotřebu. Na druhou stranu poskytují větší prostor, zvýšený výhled, možnost využití výhod pohonu všech čtyř kol a větší pocit bezpečí. [11]



Obr. č. 15 – SUV [11]

MPV

Zkratka MPV vznikla z anglického výrazu Multi Purpose Vehicle (více účelové vozidlo). V Severní Americe se pro tyto vozy uchytil název Minivan. Jde o druh osobního automobilu, jenž se tvarem podobá dodávce. Odlišnost od vozů kombi je především ve zvýšené střeše a větší variabilitě interiéru. MPV mívají dvě až tři řady sedadel, která jsou většinou výše než je běžné v osobním automobilu. Uspořádání je obvykle pětidveřové. [11], [12]



Obr. č. 16 – MPV [11]

Limuzína

Limuzína je kategorie vozů s uzavřenou čtyřdveřovou karoserií a stupňovitou zádí. Za limuzíny lze považovat i některé druhy sedanů. Klasické limuzíny však mají přepážkou oddělený prostor mezi řidičem a cestujícími na zadních sedadlech. Limuzíny se vyznačují dlouhým rozvorem náprav a nadstandartním vybavením vozidla. [11]



Obr. č. 17 – Limuzína [11]

3 HMOTNOSTNÍ PARAMETRY VOZIDEL

Jízdní vlastnosti vozidla jsou do velké míry závislé na jeho hmotnostních parametrech. Mezi hmotnostní parametry se řadí hmotnost, poloha těžiště a hmotnostní momenty setrvačnosti. Při návrhu brzdové soustavy vozidla je nezbytné znát polohu těžiště vozidla, která je zapotřebí pro správné rozdělení brzdných sil na jednotlivé nápravy. Při návrhu odpružení vozidla musí být také zjištěn moment setrvačnosti odpružené části vozidla (karoserie) vzhledem k jeho příčné ose procházející těžištěm. Velký vliv na směrovou stabilitu vozidla má také moment setrvačnosti vozidla vzhledem k jeho svislé ose procházející těžištěm. [13], [14]

3.1 HMOTNOST

Hmotnost je důležitým parametrem každého osobního vozidla. Zároveň je jedním z kritérií, která slouží pro rozdělení vozidel do kategorií. Jednotlivé hmotnosti vozidla jsou určeny výrobcem v souladu s příslušnou právní normou (v ČR vyhláška č. 341/2014 Sb.).

Pohotovostní hmotnost

Pohotovostní hmotnost je hmotnost vybaveného a vystrojeného vozidla, tj. s předepsaným nářadím, náhradními součástkami, plnou zásobou paliva, maziv a chladicí kapaliny. Pohotovostní hmotnost zahrnuje i hmotnost pomocných nebo pracovních zařízení k vozidlu trvale pevně připojených (např. naviják, nakládací jeřáb, atd.). [15]

Provozní hmotnost

Provozní hmotnost je větší, než pohotovostní hmotnost. Stanoví se navýšením pohotovostní hmotnosti o hmotnost řidiče, tj. 75 kg. [15]

Užitečná hmotnost

Je celková hmotnost nákladu, osob a pomocného nebo pracovního zařízení přechodně i nepevně (dočasně) připojeného (např. snímatelná sněhová radlice, atd.). [15]

Celková hmotnost vozidla

Celková hmotnost vozidla je součet pohotovostní a užitečné hmotnosti. Jedná se o hmotnost vozidla, kdy je vozidlo plně zatíženo. [15]

Největší technicky přípustná hmotnost vozidla

Největší hmotnost vozidla vycházející z jeho konstrukce včetně hmotnosti nákladu podle údajů výrobce. [13]

Hmotnost na nápravu

Hmotnost na nápravu je hmotnost přenášená na vodorovnou vozovku všemi koly klidně stojícího vozidla, jejichž středy leží mezi dvěma svislými rovinami, kolmými k podélné svislé střední rovině vozidla a vzdálenými od sebe 1 m. [15]

3.2 TĚŽIŠTĚ

Těžiště je působištem tíhové síly působící na těleso (automobil). Poloha těžiště může být definována jako bod uvnitř obrysu vozidla. Poloha těžiště je závislá na rozložení hmoty daného vozidla. Jeho poloha může být zapsána pomocí kartézských souřadnic. Rozeznáváme tak polohu těžiště podélnou, příčnou a výškovou. [13]

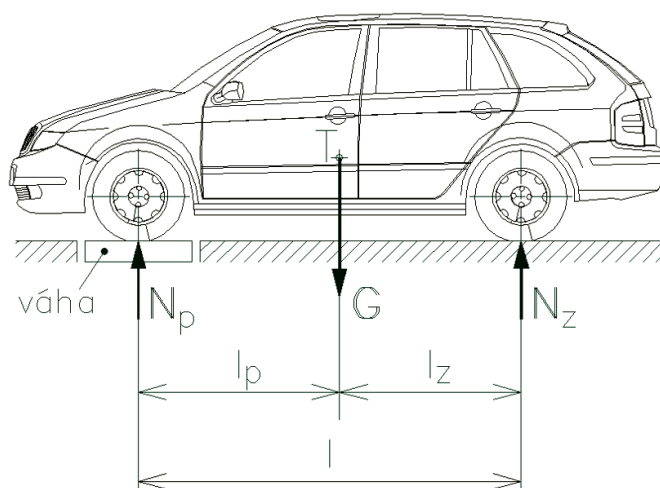
Zjištění podélné polohy těžiště

Pro zjištění podélné polohy těžiště se určí hmotnost vozidla připadající na jeho jednotlivá kola vážením (viz obr. č. 18 a obr. č. 19). Při vážení musí stát vozidlo na plošině váhy ve vodorovné poloze tak, aby součet hmotností připadající na přední nápravu m_p a na zadní nápravu m_z se rovnal celkové hmotnosti vozidla m . Celková hmotnost vozidla se určí sečtením hmotností na všech kolech (vztah č. 1). Z momentové rovnováhy k přední nápravě (rovnice č. 2) lze stanovit vztah pro výpočet podélné vzdálenosti těžiště od přední nápravy (vztah č. 3). [16]

$$m = m_p + m_z = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 \quad [\text{kg}] \quad (1)$$

$$\Sigma M_{PN} : G \cdot l_p - N_z \cdot l = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (2)$$

$$x_T = l_p = l \cdot \frac{N_z}{G} = l \cdot \frac{N_3 + N_4}{G} = l \cdot \frac{m_3 \cdot g + m_4 \cdot g}{m \cdot g} = l \cdot \frac{m_3 + m_4}{m} \quad [\text{m}] \quad (3)$$



Obr. č. 18 – Podélná poloha těžiště vozidla [13]

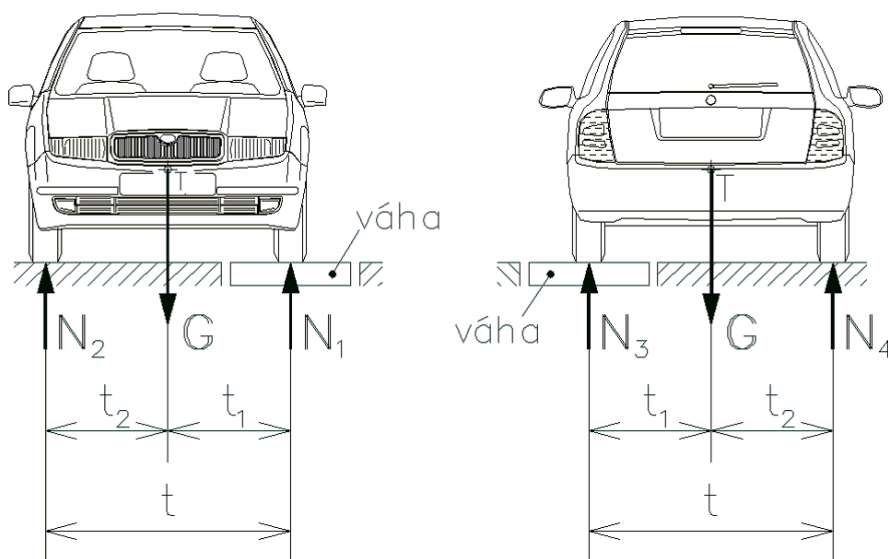
Zjištění příčné polohy těžiště

Při zjišťování příčné polohy těžiště se vychází z momentové rovnice rovnováhy k levé straně vozidla (vztah č. 4). Z ní lze po úpravě vyjádřit příčnou vzdálenost těžiště od levé strany vozidla (rovnice č. 5). Pro určení příčné polohy těžiště vůči ose vozidla slouží vztah č. 6. Zmíněné vztahy platí za předpokladu shodného rozchodu přední a zadní nápravy.

$$\Sigma M_L = 0 : G \cdot t_1 - (N_2 + N_4) \cdot t = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (4)$$

$$y'_T = t_1 = t \cdot \frac{N_2 + N_4}{G} = t \cdot \frac{m_2 \cdot g + m_4 \cdot g}{m \cdot g} = t \cdot \frac{m_2 + m_4}{m} \quad [\text{m}] \quad (5)$$

$$y_T = \frac{t}{2} - y'_T \quad [\text{m}] \quad (6)$$



Obr. č. 19 – Příčná poloha těžiště vozidla [13]

Zjištění výškové polohy těžiště

Výšková poloha těžiště vozidel se nejčastěji určuje tak, že kola jedné nápravy spočívají na váze a kola druhé nápravy jsou zvednuta do určité výšky H_1 , čímž se i vozidlo nakloní o úhel ν_1 (obr. č. 20). Pro vyloučení chyb měření probíhá zvednutí vozidla do nejméně pěti různých výškových poloh. Podmínkou pro správné měření je, že odpružení musí být zajištěno v poloze odpovídající zatížení náprav při vodorovném stavu vozidla. [13]

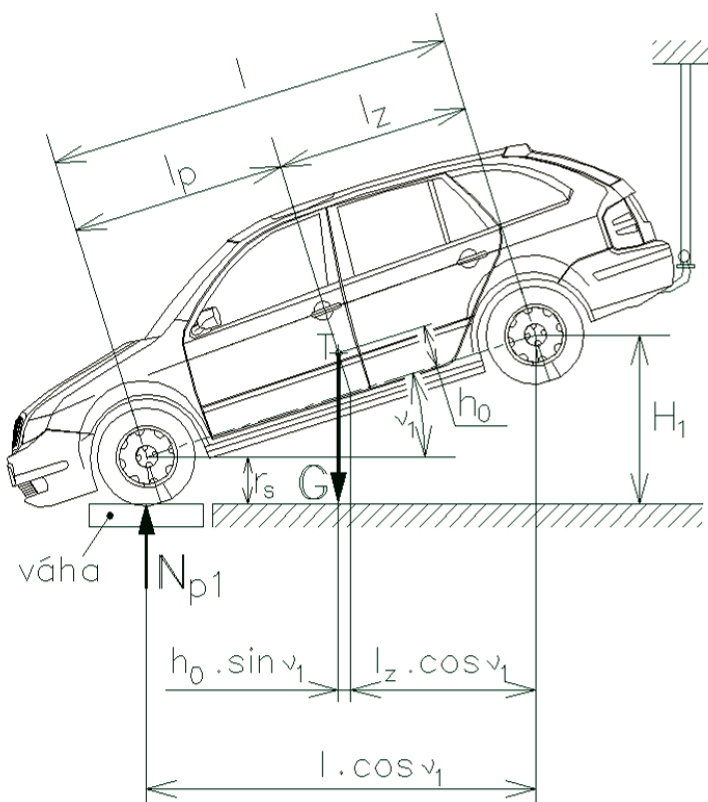
Z momentové rovnice statické rovnováhy (rovnice č. 7) k ose zadní nápravy (viz obr. č. 20), lze vyjádřit závislost okamžité hmotnosti připadající na přední nápravu při daném zvednutí (vztah č. 9). [13]

$$\Sigma M_{ZN} = 0 : N_{p1} \cdot l \cdot \cos \nu_1 - G \cdot (h_0 \cdot \sin \nu_1 + l_z \cdot \cos \nu_1) = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (7)$$

$$m_{p1} \cdot g \cdot l \cdot \cos \nu_1 - m \cdot g \cdot (h_0 \cdot \sin \nu_1 + l_z \cdot \cos \nu_1) = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (8)$$

$$m_{p1} = \frac{m \cdot (h_0 \cdot \sin \nu_1 + l_z \cdot \cos \nu_1)}{l \cdot \cos \nu_1} = \frac{m \cdot h_0 \cdot \sin \nu_1 + m \cdot l_z \cdot \cos \nu_1}{l \cdot \cos \nu_1} =$$

$$= \underbrace{\frac{m \cdot h_0}{l}}_{\Delta m_{p1}} \cdot \text{tg } \nu_1 + \underbrace{m \cdot \frac{l_z}{l}}_{m_p} \quad [\text{kg}] \quad (9)$$



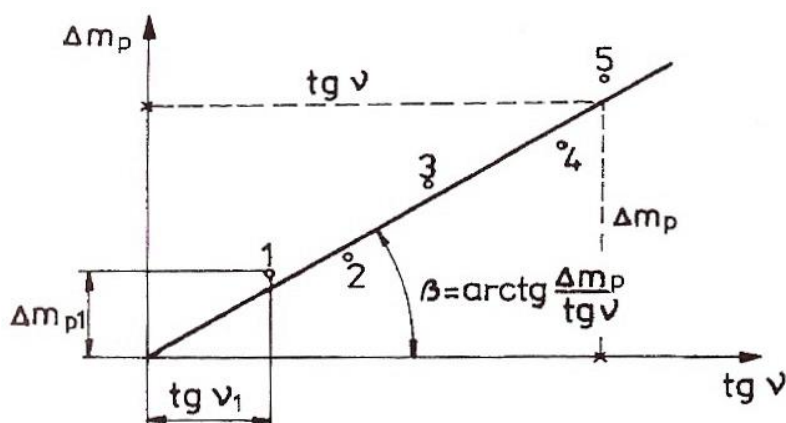
Obr. č. 20 – Výšková poloha těžiště vozidla [13]

Ze závislosti přírůstku hmotnosti na naklonění vozidla lze vyjádřit vztah pro určení výšky těžiště automobilu (rovnice č. 10). Pro zpřesnění měření výškové polohy těžiště se zjišťují přírůstky hmotností Δm_{p_i} pro několik různých naklonění vozidla pod určenými úhly ν_i . Hodnoty Δm_{p_i} se v závislosti na $\text{tg } \nu_i$ následně vynesou do grafu (obr. č. 21). Jednotlivé body se proloží přímkou, jejíž směrnice se využije pro stanovení výškové vzdálenosti těžiště h_0 od spojnice středů náprav v podélné rovině vozidla (vztah č. 11). Výškovou polohu těžiště od vozovky určíme přičtením statického poloměru kola k h_0 (rovnice č. 12). [13]

$$h_0 = \frac{\Delta m_{p1}}{m} \cdot \frac{l}{\text{tg } \nu_1} \quad [\text{m}] \quad (10)$$

$$h_0 = \frac{l}{m} \cdot \text{tg } \beta \quad [\text{m}] \quad (11)$$

$$h = h_0 + r_s \quad [\text{m}] \quad (12)$$



Obr. č. 21 – Kontrolní diagram k určení výšky těžiště vozidla [14]

3.3 MOMENT SETRVAČNOSTI

Moment setrvačnosti je fyzikální veličina. Její velikost závisí na rozložení hmoty v tělese vzhledem k ose otáčení. Vyjadřuje se ke třem osám (podélné, příčné a svislé) procházejícím těžištěm vozidla. Znalost momentu setrvačnosti je zapotřebí při výpočtech pérování, směrové stability nebo postřehového pohybu vozidla. Z hlediska dynamiky vozidel jsou významné momenty setrvačnosti vzhledem k příčné a svislé ose procházející těžištěm vozidla. Při návrhu odpružení vozidla je důležitá znalost momentu setrvačnosti odpružené části vozidla vzhledem k jeho příčné ose procházející těžištěm. Pokud se budeme zabývat

směrovou stabilitou vozidla, tam významnou roli představuje moment setrvačnosti vozidla vzhledem k jeho svislé ose procházející těžištěm. [13]

Měření momentu setrvačnosti je založeno na principu závislosti mezi momentem setrvačnosti tělesa a frekvencí vlastního kmitání. Při měření se předpokládá, že kmitání je bez tlumení a měří se perioda kmitu. Moment setrvačnosti vozidla je konstanta, tedy nezávisí na frekvenci kmitání, ale určuje frekvenci vlastních kmitů. [13], [16]

Základní principy určení hmotnostního momentu setrvačnosti:

- Fyzikální kyvadlo
- Torzní závěs
- Bifilární závěs
- Trojvláknový závěs
- Čtyřvláknový závěs

4 JÍZDNÍ DYNAMIKA VOZIDEL

Na vozidlo působí jízdní odpory, které musí pohonné ústrojí překonávat, aby uvedlo vozidlo v pohyb nebo ho udrželo v pohybu. Při jízdě musí automobil zrychlovat či zpomalovat, což vyvolává řadu dynamických účinků, které na vůz působí. Při pohybu vozidla ve směrovém oblouku působí na vozidlo odstředivá síla, která může uvést automobil do smyku. Na vozidlo při jeho pohybu působí řada vlivů a silových účinků. Všechny tyto závislosti je zapotřebí znát při posuzování chování automobilu.

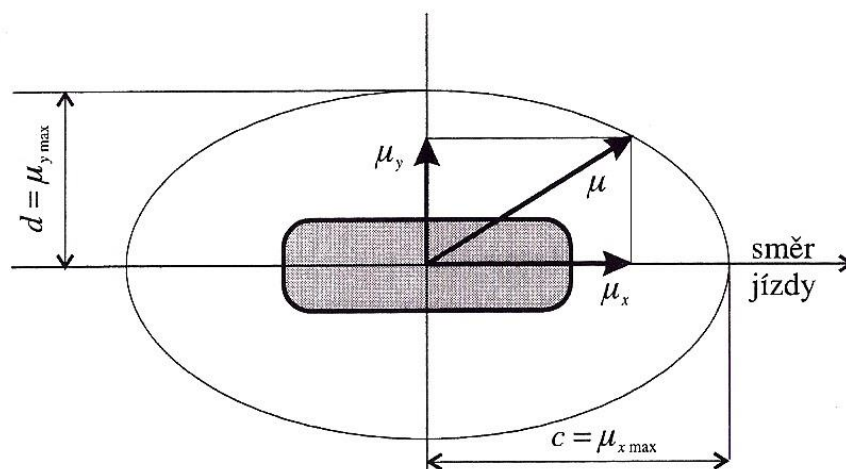
4.1 ADHEZNÍ ELIPSA

Adhezi lze definovat jako valivou přilnavost dezénu pneumatiky k povrchu vozovky. Adhezní síla ve styku s vozovkou je využívána v podélném směru na rozjezd a brzdění, ve směru příčném pak na boční vedení. Tato síla je však jenom jedna. Rozděluje se proto na podélné a příčné složky, za pomoci tzv. adhezní elipsy. Ta udává maximálně využitelnou součtovou adhezi v požadovaném směru. Poloosy elipsy tvoří maximální využitelná adheze v podélném a příčném směru. [17]

Celková využitá adheze je dána vektorovým součtem využití adheze ve směru podélném a ve směru příčném. Celkové využití adheze může maximálně dosáhnout mezní hodnotu μ (danou adhezní elipsou), nemůže ji však překročit. [17]

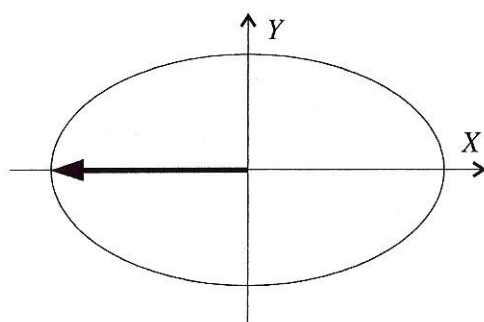
Rovnice adhezní elipsy:

$$\frac{\mu_x^2}{c^2} + \frac{\mu_y^2}{d^2} = 1 \quad [-] \quad (13)$$

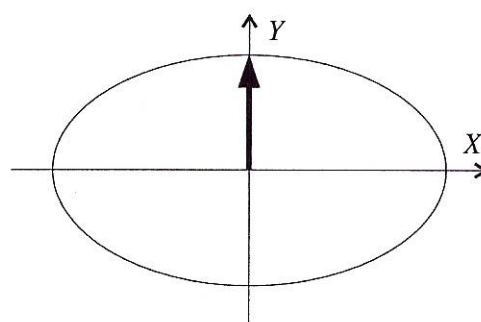


Obr. č. 22 – Adhezní elipsa [17]

Jestliže je při intenzivním brzdění veškerá adheze využita na zpomalení, pak vektorovým součtem nezbývá nic pro vedení kola ve směru Y, není zde žádná boční síla na zatáčení (obr. č. 23 a). Druhá mezní situace může nastat při mezní jízdě v oblouku, jestliže veškerá adheze je spotřebována v příčném směru na vyvození dostředivé síly k zatáčení, nezbývá nic pro brzdění (obr. č. 23 b). Pokud by v tomto případě došlo k zabrzdění, vozidlo by se začalo pohybovat po větším oblouku, neboť by nebyla dostatečná adheze pro udržení v příčném směru. [17]



a) Brzdění na mezi adheze



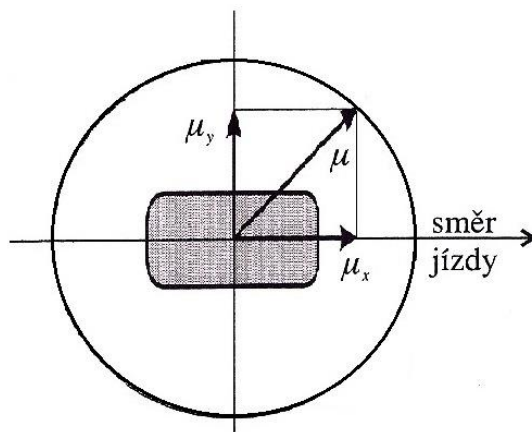
b) Jízda zatáčkou na mezi adheze

Obr. č. 23 – Mezní situace [17]

Vývoj nových pneumatik a zavedení asistenčních systémů umožnilo navýšení přenesitelné boční síly. Při podobně velké mezní adhezní síle v příčném i podélném směru tak bývá adhezní elipsa často nahrazována adhezní kružnicí tzv. Kammova kružnice (obr. č. 24).

Rovnice Kammovi kružnice:

$$\mu_x^2 + \mu_y^2 = \mu^2 \quad [-] \quad (14)$$



Obr. č. 24 – Kammova kružnice [17]

Velikost adheze je závislá především na povrchu a stavu vozovky. V následující tabulce (tab. č. 3) jsou uvedeny hodnoty součinitele adheze pro různé povrchy vozovek.

Tab. č. 3 – Součinitel adheze na různém povrchu [17]

Povrch vozovky		μ [-]	Povrch vozovky		μ [-]
Beton	suchý	0,8 – 1,0	Polní cesta	suchá	0,4 – 0,6
	mokrý	0,5 – 0,8		mokrá	0,3 – 0,4
Asfalt	suchý	0,6 – 0,9	Tráva	suchá	0,4 – 0,6
	mokrý	0,3 – 0,8		mokrá	0,2 – 0,5
Dlažba	suchá	0,6 – 0,9	Hluboký písek, sníh		0,2 – 0,4
	mokrá	0,3 – 0,5	Náledí	0°C	0,05 – 0,10
Makadam	suchý	0,6 – 0,8		-10°C	0,08 – 0,15
	mokrý	0,3 – 0,5		-20°C	0,15 – 0,20

4.2 JÍZDNÍ ODPORY

Jízdní odpory jsou síly, působící proti pohybu vozidla. Některé jízdní odpory působí vždy proti pohybu vozidla (odpor valivý a vzdušný odpor). Při zrychlování musí vozidlo překonat odpor zrychlení a při jízdě do svahu odpor stoupání. Táhne-li automobil přívěs, pak hovoříme o odporu přívěsu. Celkový jízdní odpor je dán součtem všech dílčích jízdních odporů. [18]

Odpor valivý

Valivý odpor vzniká deformacemi kola a vozovky. Je-li vozovka tuhá, pak dochází jen k deformaci kola. Velikost valivého odporu je dána součinem radiální složky tíhové síly automobilu a součinitele valivého odporu f (vztah č. 15). Velikost součinitele valivého odporu je závislá především na povrchu vozovky (tab. č. 4). [17], [18]

$$O_v = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (15)$$

Tab. č. 4 – Součinitel valivého odporu pneumatiky [17]

Povrch vozovky	f [-]	Povrch vozovky	f [-]
Asfalt	0,01 – 0,02	Mokrý hlinitý tráva	0,1 – 0,2
Beton	0,015 – 0,025	Pískovitá lesní cesta	0,1 – 0,2
Dlažba	0,02 – 0,03	Bažinatý terén	0,1 – 0,3
Makadam	0,03 – 0,04	Hluboký písek	0,1 – 0,3
Polní suchá cesta	0,04 – 0,15	Hluboký sníh	0,1 – 0,3
Polní blátivá cesta	0,1 – 0,2		

Odpor vzdušný

Vzdušný odpor vzniká z potřeby vytlačit vzduch z prostoru před vozidlem do prostoru za vozidlo. Velikost vzdušné síly působící na vozidlo je dána výslednicí normálových tlaků vzduchu na povrch karoserie a třecích sil, které působí v tečném směru proudění vzduchu kolem karoserie. Velikost vzdušného odporu se určuje pomocí vztahu č. 16. [17], [18]

$$O_{vz} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (16)$$

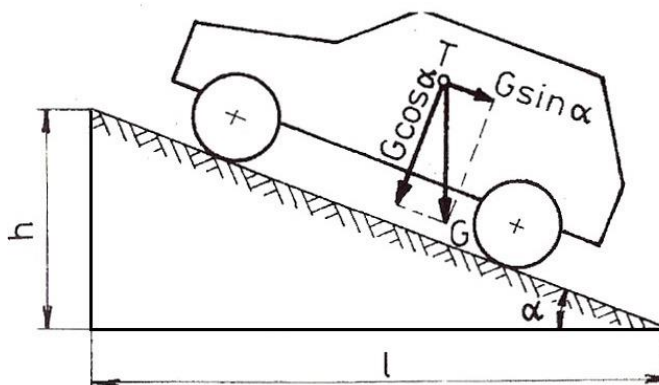
Tab. č. 5 – Popis veličin vzdušného odporu [17]

Značka	Popis
ρ	Hustota vzduchu (1,23 kg/m ³)
c_x	Součinitel odporu vzduchu [-]: - aerodynamicky velmi pečlivě řešená vozidla (0,3 – 0,4) - osobní vozy s běžnou karoserií (0,4 – 0,6) - nákladní vozy (0,7 – 1,0) - autobusy (0,6 – 0,8)
S_x	Čelní plocha vozidla [m ²] - není-li známa, lze užít vztah pro její přibližnou velikost $S_x = B \cdot h$, kde B je rozchod kol a h je výška vozidla
v_r	Náporová rychlost [$m \cdot s^{-1}$] - rychlost vozidla vůči vzdušnému prostředí (tedy se započtením protivětru)

Odpor stoupání

Odpor stoupání se projeví při jízdě vozidla do svahu. Odpor stoupání je dán složkou tíhové síly, rovnoběžné s povrchem vozovky (rovnice č. 17). [17]

$$O_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [N] \quad (17)$$



Obr. č. 25 – Určení odporu stoupání [18]

Odpor zrychlení

Při zrychlování vozidla je zapotřebí překonat setrvačnou sílu vozidla a současně roztáčet některé části vozidla (kola, převodná ústrojí, motor). Odpor zrychlení se vyjadřuje vztahem č. 18. [17]

$$O_z = \mathcal{G} \cdot m \cdot a \quad [\text{N}] \quad (18)$$

Odpor přivěsu

Odpor přivěsu je síla, kterou musí překonat tažné vozidlo k překonání všech jízdních odporů přivěsu. Odpor přivěsu se tedy skládá z odporu valivého, odporu stoupání, odporu vzdušného a odporu proti zrychlení. Odpor přivěsu se vypočte obdobně jako u tažného vozidla sečtením všech jeho dílčích odporů (rovnice č. 19). [17], [18]

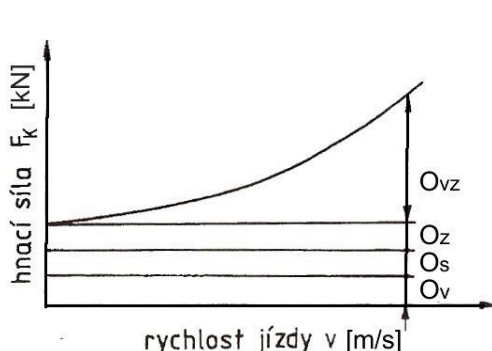
$$O_p = \Sigma O = O_v + O_{vz} + O_s + O_z \quad [\text{N}] \quad (19)$$

Celkový jízdní odpor

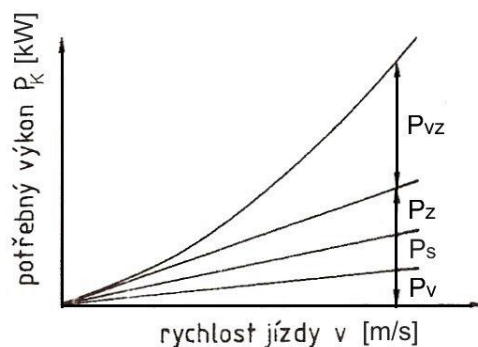
Celkový jízdní odpor určíme sečtením všech dílčích jízdních odporů (vztah č. 20). Potřebná hnací síla na kolech vozidla odpovídá velikosti celkových jízdních odporů. Na obrázku (obr. č. 26 a) je znázorněna závislost jízdních odporů na rychlosti jízdy. S rostoucí rychlostí dochází k exponenciálnímu nárůstu vzdušného odporu. Na dalším obrázku (obr. č. 26 b) je znázorněn lineární nárůst výkonu potřebného k překonání valivého odporu, odporu stoupání a odporu zrychlení s rostoucí rychlostí. Zato výkon potřebný k překonání vzdušného výkonu roste se třetí mocninou. [18]

$$F_K = O_C = \Sigma O = O_v + O_{vz} + O_s + O_z \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F_K = O_C = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v_r^2 + m \cdot g \cdot \sin \alpha + \mathcal{G} \cdot m \cdot a \quad [\text{N}] \quad (21)$$



a) Závislost hnací síly na rychlosti jízdy



b) Závislost potřebného výkonu na rychlosti jízdy

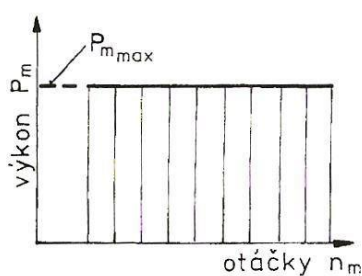
Obr. č. 26 – Závislosti hnací síly a potřebného výkonu na rychlosti jízdy [18]

4.3 HNACÍ ÚSTROJÍ

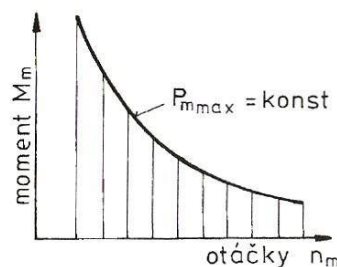
Pro uvedení vozidla do pohybu je zapotřebí překonat jeho jízdní odpory a tedy dosáhnout potřebné hnací momenty a hnací výkony k jeho rozpohybování. Jako pohonné jednotky u automobilů jsou nejčastěji využívány spalovací motory (zážehové nebo vznětové), které přivádí výkon do převodového ústrojí. To mění potřebný točivý moment v závislosti na rychlosti jízdy, který je následně přiveden na hnací kola vozidla.

Ideální charakteristika motoru

Výkon hnacího motoru P_m je závislý na jeho otáčkách n_m . Motor má maximální výkon $P_{m \max}$ jen při určitých otáčkách $n_m(P_{m \max})$. Ideální průběh výkonu by nastal v případě, když by výkon motoru byl konstantní v celém rozsahu otáček motoru $P_m = P_{m \max} = \text{konst.}$ (obr. č. 27 a). V takovém případě by s poklesem otáček motoru vzrůstal točivý moment podle hyperbolické závislosti (obr. č. 27 b). [18]



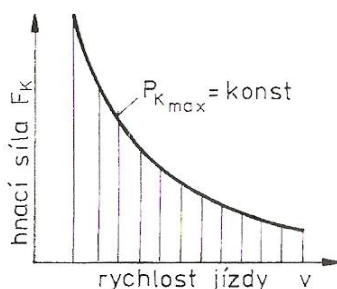
a) Závislost výkonu na otáčkách



b) Závislost točivého momentu na otáčkách

Obr. č. 27 – Ideální charakteristiky hnacího motoru [18]

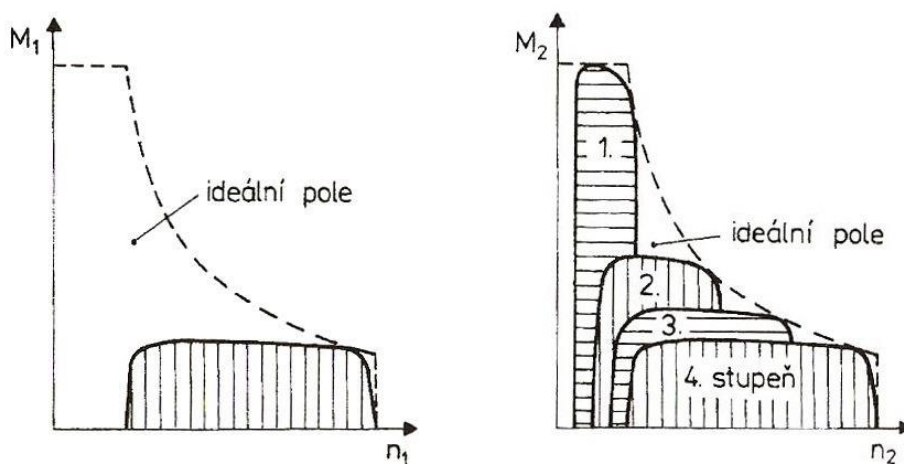
Závislosti nepokračují až do $n_m = 0$, protože by moment motoru vzrostl na nekonečně velkou hodnotu. Neboť hnací síla na kolech je přímo úměrná točivému momentu motoru a rychlost jízdy je zároveň přímo úměrná otáčkám motoru, lze tedy nakreslit tzv. ideální hyperbolu hnací síly (obr. č. 28). Na hnací kola vozidla nelze přivést libovolně velkou sílu, neboť hnací síla F_K je omezena přilnavostí vozovky. [18]



Obr. č. 28 – Ideální hyperbola hnací síly vozidla [18]

Skutečná charakteristika motoru

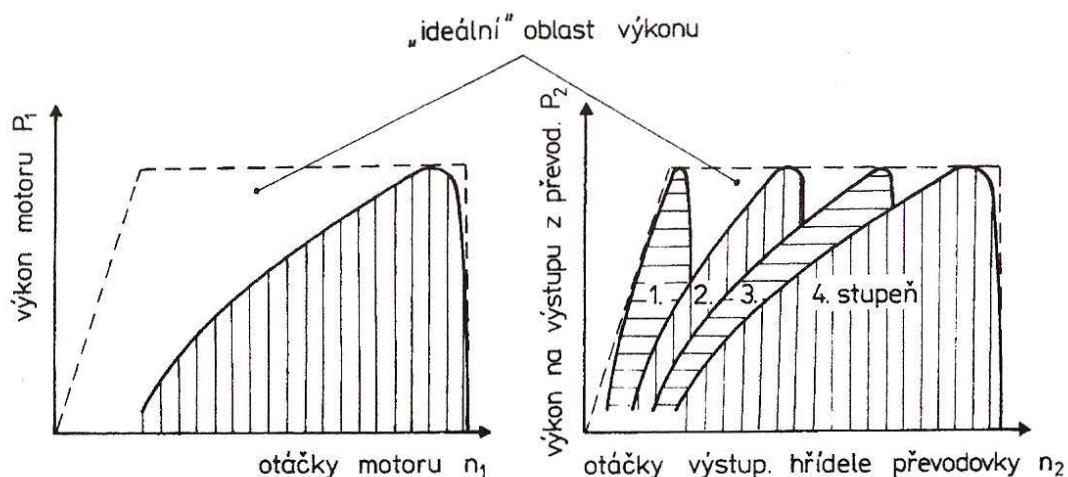
Nejlepší využití motoru při všech rychlostech vozidla by nastalo, jestliže by hnací moment na kolech M_K popř. P_K vyplnil oblast ideální charakteristiky motoru. Charakteristika spalovacího motoru vyplňuje pouze malou část ideální oblasti (obr. č. 29 a). Charakteristiku motoru je proto zapotřebí „změnit“ tak, aby se přiblížila ideální charakteristice. Pro změnu točivého momentu a výstupních otáček se proto využívá převodové ústrojí. To umožňuje větší rozsah pracovní oblasti motoru a výsledná charakteristika se tak přibližuje ideální charakteristice motoru (obr. č. 29 b). [18]



a) Charakteristika spalovacího motoru

b) Charakteristika momentu na výstupu z převodovky

Obr. č. 29 – Změna momentové charakteristiky motoru čtyřstupňovou převodovkou [18]



Obr. č. 30 – Změna výkonové charakteristiky motoru čtyřstupňovou převodovkou [18]

4.4 BRZDĚNÍ

Brzdění se dá definovat jako záměrné snižování rychlosti vozidla nebo zabránění rozjetí stojícího vozidla. Pro brzdění osobních automobilů se nejčastěji používají brzdy třecí (bubnové nebo kotoučové). Brzdný účinek se obvykle dosahuje zpomalováním otáčejících se kol. Na kola vozidla je přiveden brzdný moment, který vyvolá mezi koly a vozovkou vodorovné reakce směřující proti směru jízdy. Maximální dosažitelné zpomalení na rovině v přímé jízdě je závislé především na adhezi (vztah č. 22). [18]

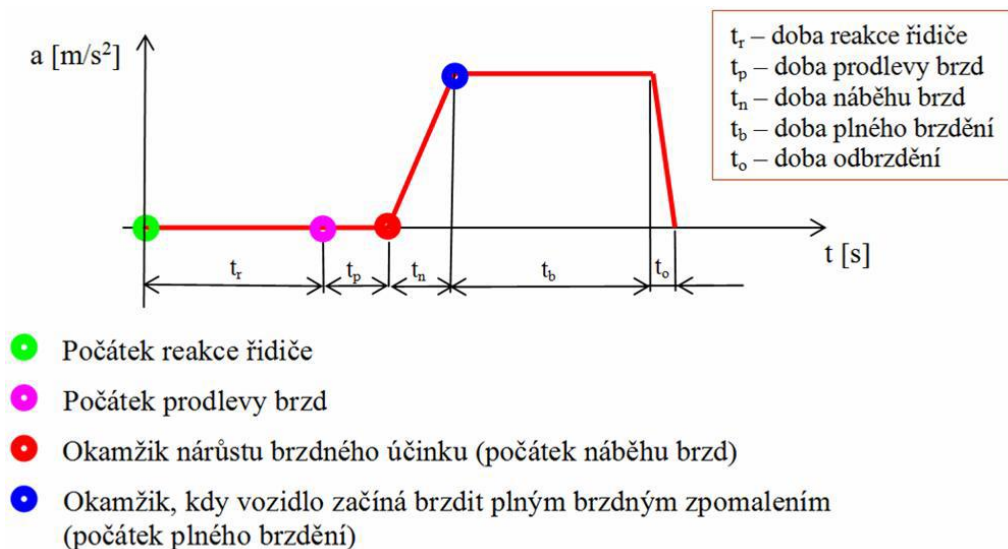
$$a \leq g \cdot \mu \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (22)$$

Podle účelu rozlišujeme čtyři základní druhy brzdění:

- **Provozní brzdění** – musí umožňovat ovládání pohybu automobilu a jeho účinné a rychlé zastavení při všech možných provozních zatíženích, rychlostech a nakloněních.
- **Nouzové brzdění** – musí dovolovat zastavení vozidla, pakliže by došlo k poruše provozního brzdění.
- **Parkovací brzdění** – musí zabránit pohybu vozidla na svahu.
- **Odlehčovací brzdění** – slouží k omezení rychlosti nebo jejímu dodržení při jízdě ve svahu. [18]

Průběh brzdění

Na obrázku níže (obr. č. 31) je znázorněna závislost zpomalení na čase. Doba, která uplyne mezi zpozorováním překážky a vyvozením síly na brzdový pedál, se nazývá reakční doba t_r . Mezi okamžikem, kdy řidič začal působit na brzdový pedál a okamžikem, kdy se začne působit brzdná síla, uplyne doba prodlevy brzdění t_p . Od okamžiku, kdy se začne projevovat účinek brzd, až do okamžiku, kdy dosáhne své mezní hodnoty, uplyne doba náběhu brzd t_n . Doba, kdy brzdění dosahuje svého plného účinku, se nazývá doba plného brzdění t_n . Pakliže vůz nezpomaluje až do svého zastavení, nastane z důvodu hystereze brzdné soustavy ještě doba odbrzdění t_o . Průměrné hodnoty jednotlivých dob využívané, např. při posuzování nehod $t_r = 1$ s, $t_p = 0,1$ s, $t_n = 0,2$ s. [18]



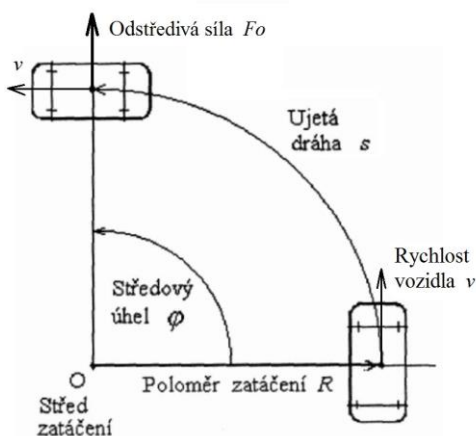
Obr. č. 31 – Závislost zpomalení na čase před zastavením vozidla [13]

4.5 JÍZDA VE SMĚROVÉM OBLOUKU

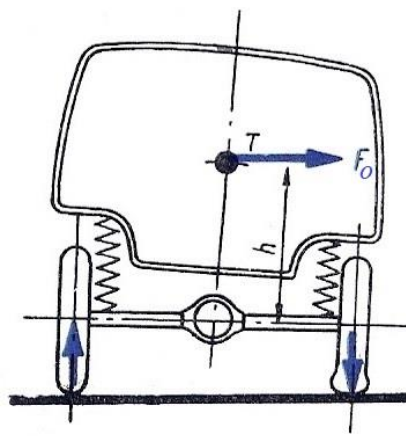
Při jízdě vozidla obloukem (obr. č. 32) působí na vozidlo odstředivá síla F_o , jejíž velikost je závislá na hmotnosti vozidla m , druhé mocnině jeho rychlosti v a poloměru zatáčky R (viz rovnice č. 24). Při jízdě obloukem je část adheze využívána na udržení stability vozidla v příčném směru. Odstředivá síla F_o působí v těžišti vozidla T a naklání jej směrem ven z oblouku (obr. č. 33). Čím bude mít vozidlo větší rozchod kol, tím bude jeho naklopení v oblouku menší. Naklopení vozidla způsobí nárůst zatížení na kolech vnějších a pokles zatížení na kolech vnitřních. [2], [19]

$$a_d = \frac{v^2}{R} \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_o = m \cdot a_d = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad [\text{N}] \quad (24)$$



Obr. č. 32 – Průjezd vozidla obloukem [19]



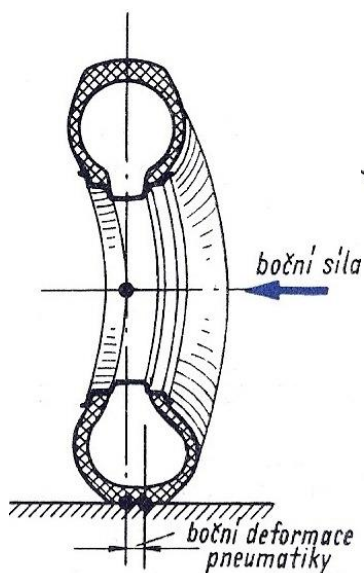
Obr. č. 33 – Působení odstředivé síly [2]

Chování vozidla při jízdě ve směrovém oblouku

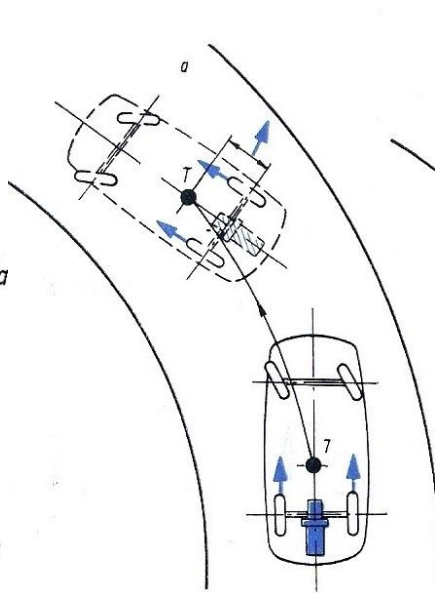
Odstředivá síla při pohybu vozidla v oblouku je zachycena stranovými reakcemi v pneumatikách, jejichž pružnost způsobuje boční vychýlení náprav vůči styčnému bodu pneumatiky se zemí. [2]

Vozidlo s více zatíženou zadní nápravou má těžiště blíže této nápravy. Čím více bude zatížena zadní náprava (a přitom odlehčena náprava přední), tím více se budou deformovat zadní pneumatiky směrem ven z oblouku. Střed styku pneumatiky s vozovkou se přitom vychýlí vůči ose kola o boční deformaci (obr. č. 34). To má za následek, že vozidlo se bude při jízdě v oblouku vychylovat zadní částí ven z oblouku (bude se stavět napříč). Vozidlo se při průjezdu obloukem samovolně přetáčí (obr. č. 35). Takové chování vozidla se označuje jako tzv. přetáčivé. Přetáčivé chování je typické pro vozy s motorem vzadu. [2]

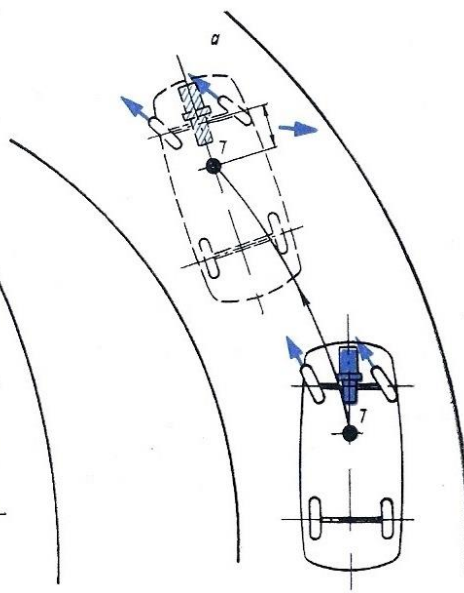
U automobilů s více zatíženou přední nápravou nastává při jízdě v oblouku jev opačný. Vozidlo se snaží přední částí vytáčet ven z oblouku (obr. č. 36). Takováto vozidla označujeme jako nedotáčivá. Nedotáčivé chování je charakteristické pro vozy s motorem vpředu. Pro řidiče jsou nedotáčivé vozy při průjezdu obloukem snáze ovladatelné, a tedy i bezpečnější než vozidla přetáčivá. [2]



Obr. č. 34 – Boční deformace pneumatiky [2]



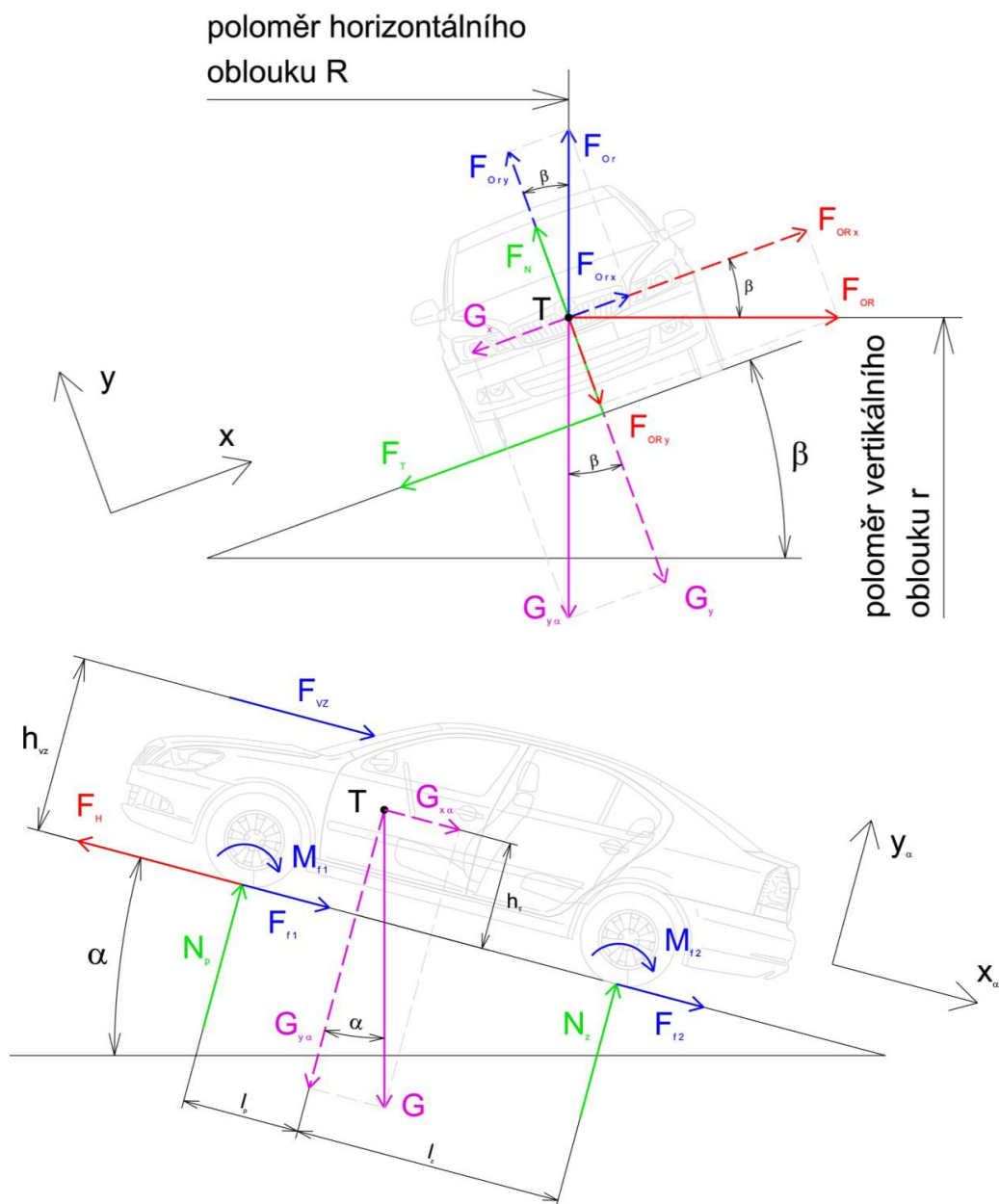
Obr. č. 35 – Přetáčivé vozidlo [2]



Obr. č. 36 – Nedotáčivé vozidlo [2]

Mezní rychlost

Mezní rychlostí rozumíme takovou, kdy vozidlo jede po horizontálním oblouku (popř. včetně vertikálního oblouku) konstantní rychlostí, při maximálním využití dostředivého zrychlení ($a_y = a_{y\max}$; $\mu_{y\max} = d$). V takovém případě platí rovnováha síly odstředivé a síly adhezní. Síly působící na vozidlo při jízdě po vrcholovém prostorovém oblouku jsou znázorněny na obrázku níže (obr. č. 37). Z podmínky rovnováhy sil lze odvodit vztah pro mezní rychlost vozidla jedoucího po vrcholovém prostorovém oblouku (vztah č. 25). Analogicky lze pro jiné podmínky odvodit vztahy mezních rychlostí (tab. č. 6). [17], [20]



Obr. č. 37 – Síly působící na vozidlo pohybující se konstantní rychlostí po vrcholovém prostorovém oblouku [21]

Legenda k obr. č. 37 (ostatní symboly viz Seznam symbolů a zkratk) [21]:

G	[N]	– tíhová síla
F _{OR}	[N]	– odstředivá síla vzniklá vlivem horizontálního oblouku
F _{Or}	[N]	– odstředivá síla vzniklá vlivem vertikálního oblouku
F _T	[N]	– třecí síla
F _N	[N]	– normálová síla
r	[m]	– poloměr vertikálního oblouku ($r > 0 \Rightarrow$ vrcholový oblouk, $r < 0 \Rightarrow$ údolnicový oblouk)
R	[m]	– poloměr horizontálního oblouku
α	[°]	– podélný sklon vozovky ($\alpha > 0 \Rightarrow$ jízda do svahu, $\alpha < 0 \Rightarrow$ jízda ze svahu)
β	[°]	– příčný sklon vozovky ($\beta > 0 \Rightarrow$ dostředivý sklon, $\beta < 0 \Rightarrow$ odstředivý sklon)

$$v_m = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot (\operatorname{tg} \beta + \mu_y)}{r \cdot (1 - \mu_y \cdot \operatorname{tg} \beta) + R \cdot (\mu_y + \operatorname{tg} \beta)}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (25)$$

Dojde-li k překročení mezní rychlosti, stane se automobil nestabilní. V případě ztráty směrové stability může dojít ke smyku či převrácení vozidla. Pomocí vztahů níže (vztahy č. 26 až 28) lze určit, k jakému stavu dojde. Převrácení vozidla je pro posádku vozidla nebezpečnější, a proto se automobily konstruují tak, aby při ztrátě směrové stability docházelo ke smyku vozidla.

$$\mu_y < \frac{t}{2 \cdot h} \Rightarrow \text{smyk} \quad [-] \quad (26)$$

$$\mu_y > \frac{t}{2 \cdot h} \Rightarrow \text{převrácení} \quad [-] \quad (27)$$

$$\mu_y = \frac{t}{2 \cdot h} \Rightarrow \text{převrácení} + \text{smyk} \quad [-] \quad (28)$$

Tab. č. 6 – Vztahy pro výpočet mezní rychlosti při jízdě bez brzdění a akcelerace [17]

Podélný sklon α [°]	Příčný sklon β [°]	Mezní rychlost v_m [m · s ⁻¹]	Vztah č.
Vztahy č. 29 až 32 platí pro oblouk bez vertikálního zakřivení.			
= 0	= 0	$\sqrt{g \cdot \mu_y \cdot R}$	29
≠ 0	= 0	$\sqrt{g \cdot \mu_y \cdot R \cdot \cos \alpha}$	30
= 0	≠ 0	$\sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\operatorname{tg} \beta + \mu_y)}{1 - \mu_y \cdot \operatorname{tg} \beta}}$	31
≠ 0	≠ 0	$\sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\operatorname{tg} \beta + \mu_y) \cdot \cos \alpha}{1 - \mu_y \cdot \operatorname{tg} \beta}}$	32
Včetně oblouku vrcholového resp. údolnicového Ve vztazích č. 33 až 36 platí ve jmenovateli při $\pm$ znaménko: + pro oblouk vrcholový, - pro oblouk údolnicový			
= 0	= 0	$\sqrt{\frac{g \cdot \mu_y \cdot r \cdot R}{r \pm R \cdot \mu_y}}$	33
≠ 0	= 0	$\sqrt{\frac{g \cdot \mu_y \cdot r \cdot R \cdot \cos \alpha}{r \pm R \cdot \mu_y}}$	34
= 0	≠ 0	$\sqrt{\frac{g \cdot R \cdot r \cdot (\operatorname{tg} \beta + \mu_y)}{r \cdot (1 - \mu_y \cdot \operatorname{tg} \beta) \pm R \cdot (\mu_y + \operatorname{tg} \beta)}}$	35
≠ 0	≠ 0	$\sqrt{\frac{g \cdot R \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot (\operatorname{tg} \beta + \mu_y)}{r \cdot (1 - \mu_y \cdot \operatorname{tg} \beta) \pm R \cdot (\mu_y + \operatorname{tg} \beta)}}$	36

4.6 OVLADATELNOST

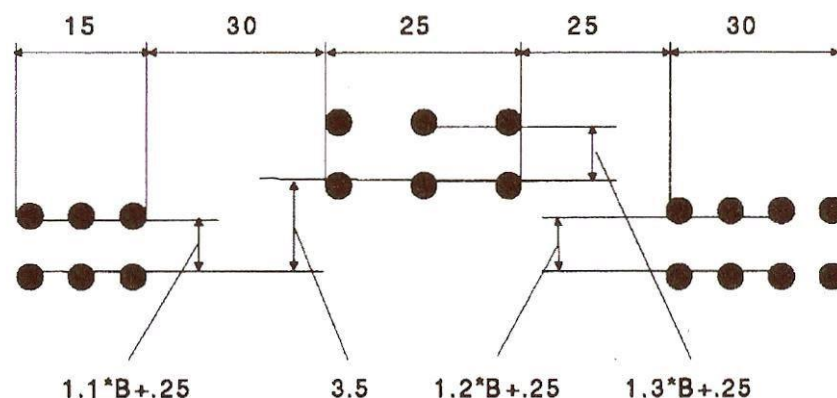
Pojem ovladatelnost je v dynamice motorových vozidel chápán jako označení pro jízdní vlastnosti celkového systému (řidič – vozidlo – okolí). Řidič ovládá vozidlo řízením, brzděním nebo akcelerací. Na vozidlo při jízdě působí různé vlivy okolí (boční vítr, nerovnosti vozovky atd.). Úkolem výzkumu a vývoje motorových vozidel je přizpůsobit vozidlo schopnostem řidiče, a tím docílit zvýšení aktivní bezpečnosti vozidla (snížení počtu dopravních nehod). Pro zjištění ovladatelnosti vozidel se využívají tři základní metody. [16]

4.6.1 Čistě subjektivní hodnocení

Jízdní vlastnosti posuzuje pouze řidič, který s využitím svých smyslů a zkušeností hodnotí ovladatelnost zkoušeného vozidla. Tato metoda není založena na objektivním měření. Reprodukovatelnost a přesnost měření je výrazně omezená. [16]

4.6.2 Subjektivní zkoušky ovladatelnosti

Zkušební řidič projíždí s vozidlem určenou dráhou, přičemž vozidlo nesmí vybočit z dráhy, která je vytyčena kuželi. Ovladatelnost je posuzována podle rychlosti jízdy, vzdálenosti značek a dalších veličin. Příkladem subjektivní zkoušky ovladatelnosti může být například předjížděcí manévr podle normy ISO/TR 3888. Při průjezdu vytyčené dráhy se měří čas průjezdu. Rozměry a tvar dráhy jsou znázorněny na obrázku níže (obr. č. 38). [14]



Obr. č. 38 – Rozměry zkušební dráhy pro vyhýbací manévr podle ISO/TR 3888 [14]

4.6.3 Objektivní zkoušky ovladatelnosti

Posuzuje se chování samotného vozidla, tzn. vliv řidiče je vyloučen. Vlastnosti vozidla jsou posuzovány měřením reakcí vozidla na definované ovládací úkony. Pro lepší reprodukovatelnost těchto úkonů je řidič nahrazen řídícím strojem (programovatelné ovládání volantu, brzd, akcelératoru...). Objektivní zkoušky ovladatelnosti umožňují zjistit vlastnosti samotného vozidla. Ty mají velký význam i pro objektivní posouzení vlastností celkového systému řidič – vozidlo – okolí. K hodnocení ovladatelnosti se používají především následující metody zkoušení (obr. č. 39). [16]

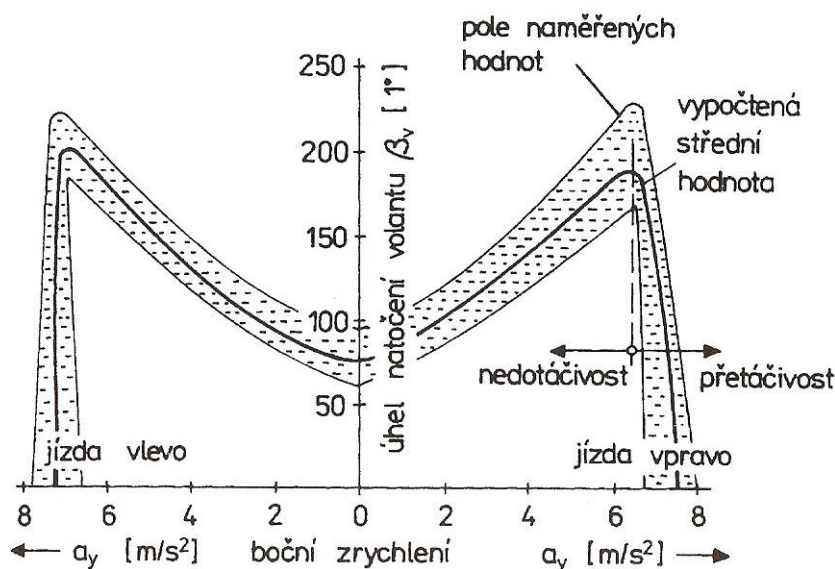
METODY ZKOUŠENÍ OVLADATELNOSTI	
zkouška	směr jízdy
1.Brzdění při přímé jízdě	
2.Ustálené zatáčení	
3.Zatáčení přes ojedinělou nerovnost	
4.Skokové natočení volantu	
5.Impulsové natočení volantu	
6.Harmonické natáčení volantu	
7.Změna hnací síly při zatáčení	
8.Brzdění při zatáčení	
9.Citlivost na boční vítr při fixovaném volantu	

Obr. č. 39 – Objektivní metody zkoušení ovladatelnosti [14]

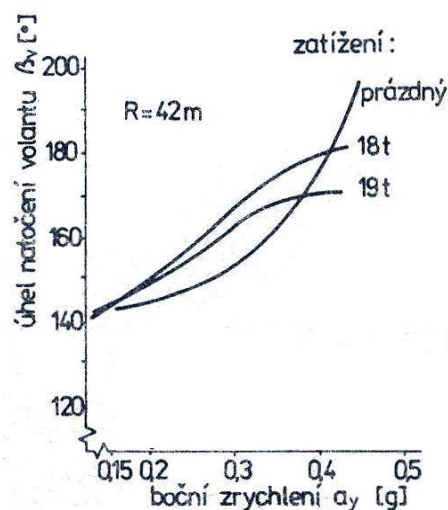
Ustálené zatáčení

Metoda ustáleného zatáčení je jednou z nejstarších metod zkoušení ovladatelnosti. Řidič při ní jede po kruhové dráze konstantní rychlostí. Změřením času potřebného k projetí kruhu o stálém poloměru lze snadno určit maximální boční zrychlení (meze smyku nebo překlpení) na určitém povrchu vozovky. Kromě maximálně dosažitelného bočního zrychlení

lze také sledovat, jak se jednotlivé veličiny mění v závislosti na bočním zrychlení. Z průběhu závislosti úhlu natočení volantu na bočním zrychlení je možno posoudit statickou říditelnost vozidla (nedotáčivost, přetáčivost). Vzhledem k nerovnostem vozovky a malým řidičským korekturám k dodržení kruhové dráhy vzniká rozptýl naměřených hodnot. Proložení naměřených hodnot křivkou (s využitím PC) lze získat střední hodnotu závislosti úhlu natočení volantu na bočním zrychlení (viz obr. č. 40). Podobně lze sledovat i další charakteristiky. Kruhový test umožňuje objektivně zjišťovat vliv změn různých konstrukčních parametrů na statickou říditelnost vozidla. Na obrázku níže (obr. č. 41) je znázorněn vliv zatížení nákladního automobilu na jeho chování při ustáleném zatáčení. [14]



Obr. č. 40 – Závislost úhlu natočení volantu na bočním zrychlení při ustáleném zatáčení po kruhové zkoušce [14]



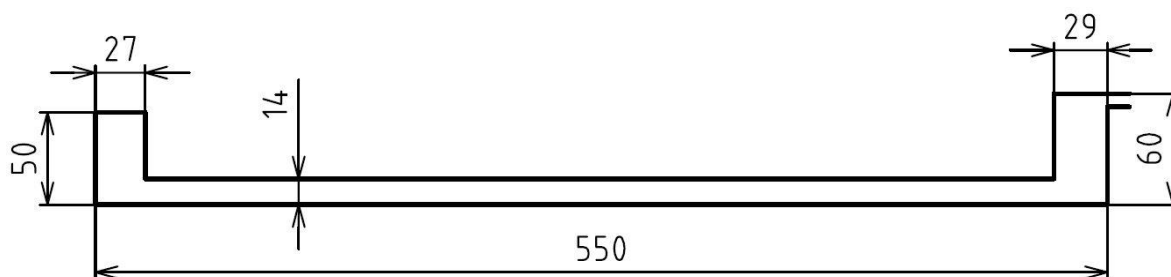
Obr. č. 41 – Vliv zatížení vozidla [16]

5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Pro zkoumání vlivu hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku byly provedeny vybrané jízdní zkoušky. Při nichž byl zkoumán především vliv změny zatížení na chování vozidla při jízdě ve směrovém oblouku. Jízdní zkoušky byly provedeny na účelovém letišti v Hrochově Týnci. Zkoušeny byly tři vozy různých obchodních tříd (Renault Twingo - Mini, Škoda Fabia Combi - Malé a Renault Laguna - Střední). Každý vůz byl zkoušen ve dvou různých stavech zatížení. Ve stavu částečně zatíženém, kdy bylo vozidlo zatíženo pouze řidičem a spolujezdcem, který obsluhoval měřící přístroje. Druhým stavem byl stav, kdy bylo vozidlo plně zatíženo, až na jeho užitečnou hmotnost.

5.1 ZKUŠEBNÍ DRÁHA

Měření bylo provedeno na účelovém letišti v obci Hrochův Týnec. Dráha má rozměry 550 x 14 m. Na začátku a konci dráhy je rozšíření pro otáčení o rozměrech 29 x 60 m a 27 x 50 m (viz obr. č. 42). Dráha má homogenní asfaltový povrch, je dostatečně rovinná a bez výrazného poškození. Dostatečné rozměry a stav zvolené jízdní dráhy umožnily bezpečné provedení zvolených jízdních manévřů.



Obr. č. 42 – Rozměry účelového letiště Hrochův Týnec [27]

5.2 PODMÍNKY MĚŘENÍ

Měření proběhlo dne 4. 3. 2016 mezi 9:00 a 18:30 na letišti u Hrochova Týnce.

- Polojasno, teplota vzduchu: $5 \div 9$ °C
- Mírný vítr: $2 \div 5$ m/s
- Tlak vzduchu: 1012,8 hPa
- Vozovka: suchá asfaltová

5.3 MĚŘENÉ OBJEKTY

Pro experiment byly použity tři vozy různých tříd Renault Twingo, Škoda Fabia Combi a Renault Laguna. Každý vůz byl zkoušen ve dvou různých stavech zatížení. Ve stavu částečně zatíženém, kdy byl vůz zatížen pouze řidičem - Ing. Otakar Dušek (hmotnost cca 90 kg) a spolujezdcem vpředu - Bc. Jaroslav Renza (hmotnost cca 90 kg), který obsluhoval měřicí přístroje.

Druhým stavem byl stav, kdy bylo vozidlo plně zatíženo, až na jeho užitečnou hmotnost (viz tab. č. 7). Kromě posádky byly jako zátěž použity betonové dlaždice (hmotnost jedné dlaždice cca 30 kg). Zátěž byla umístěna na zadních sedadlech tak, aby simulovala jízdu plně obsazeného vozidla. Dále pak v zavazadlovém prostoru, ve kterém byl doložen náklad tak, aby zatížení vozidla odpovídalo jeho užitečné hmotnosti (viz tab. č. 8).

Tab. č. 7 – Souhrn hmotností zkoušených automobilů [27]

Automobil	Obchodní třída	Pohotovostní hmotnost [kg]	Užitečná hmotnost [kg]	Přípustná celková hmotnost [kg]
Renault Twingo	Mini	845	410	1255
Škoda Fabia Combi	Malé	1125	440	1565
Renault Laguna	Střední	1310	515	1825

Tab. č. 8 – Rozdělení zátěže u zkoušených automobilů [27]

Automobil	Stav zatížení	Přední řada sedadel [kg]	Zadní řada sedadel [kg]	Zavazadlový prostor [kg]	Celková hmotnost zátěže [kg]
Renault Twingo	částečné	180	0	0	180
	plné	180	180	60	420
Škoda Fabia Combi	částečné	180	0	0	180
	plné	180	180	90	450
Renault Laguna	částečné	180	0	0	180
	plné	180	180	150	510

Rozložení nákladu na jednotlivých vozidlech

Jako zátěž byly použity betonové dlaždice o rozměrech 50 x 50 x 6 cm, které umožňovaly snadnou manipulaci a rozložení zatížení v dostatečně velké ploše. Náklad byl ve vozidlech uložen a zabezpečen tak, aby při jízdách manévrech nedocházelo k jeho pohybu a případnému poškození interiéru vozidla.



Obr. č. 43 – Zatížení vozidla Renault Twingo [27]



Obr. č. 44 – Zatížení vozidla Škoda Fabia [27]



Obr. č. 45 – Zatížení vozidla Renault Laguna [27]

5.3.1 Vozidlo Renault Twingo

Zkoušeným objektem bylo vozidlo Renault Twingo (obr. č. 46), které patří mezi vozidla třídy Mini. Jeho základní parametry jsou uvedeny níže (viz tab. č. 9).

Tab. č. 9 – Identifikace a technické parametry vozidla Renault Twingo [27]

Druh vozidla	Osobní automobil, kategorie M1	
Rok výroby	2002	Uvedení do provozu: 29. 08. 2002
VIN, TP	VF1CO6DO525447729	BF 095835
Karoserie	Hatchback	
Motor	Palivo	Natural 95
	Zdvihový objem	1149 cm ³
	Výkon	55 kW
	Převodovka	5 st. ručně řazená (manuální)
Hmotnosti	Pohotovostní hmotnost	845 kg
	Přípustná celková hmotnost	1255 kg
Rozměry	Délka	3433 mm
	Šířka	1630 mm
	Výška	1423 mm
	Rozvor	2340 mm
Pneumatiky	Označení	MATADOR NORDICCA 155/65 R14 75T
	Hloubka dezénu	7 mm
Asistenční systémy	ABS	



Obr. č. 46 – Zkoušené vozidlo Renault Twingo [27]

5.3.2 Vozidlo Škoda Fabia Combi

Zkoušeným objektem bylo vozidlo Škoda Fabia (obr. č. 47), které patří mezi vozidla třídy Malé. Jeho základní parametry jsou uvedeny níže (viz tab. č. 10).

Tab. č. 10 – Identifikace a technické parametry vozidla Škoda Fabia [27]

Druh vozidla	Osobní automobil, kategorie M1	
Rok výroby	2006	Uvedení do provozu: 21. 11. 2006
VIN, TP	TMBHK46Y574104133	UB 505334
Karoserie	Kombi	
Motor	Palivo	Nafta
	Zdvihový objem	1422 cm ³
	Výkon	59 kW
	Převodovka	5 st. ručně řazená (manuální)
Hmotnosti	Pohotovostní hmotnost	1125 kg
	Přípustná celková hmotnost	1565 kg
Rozměry	Délka	4232 mm
	Šířka	1646 mm
	Výška	1495 mm
	Rozvor	2462 mm
Pneumatiky	Označení	DEBICA FRIGO 2 185/60 R14 82T
	Hloubka dezénu	6,4 mm
Asistenční systémy	ABS	



Obr. č. 47 – Zkoušené vozidlo Škoda Fabia [27]

5.3.3 Vozidlo Renault Laguna

Zkoušeným objektem bylo vozidlo Renault Laguna (obr. č. 48), které patří mezi vozidla třídy Střední. Jeho základní parametry jsou uvedeny níže (viz tab. č. 11).

Tab. č. 11 – Identifikace a technické parametry vozidla Renault Laguna [27]

Druh vozidla	Osobní automobil, kategorie M1	
Rok výroby	2000	Uvedení do provozu: 11. 07. 2000
VIN, TP	VF1CO6DO525447729	BA 057801
Karoserie	Liftback	
Motor	Palivo	Nafta
	Zdvihový objem	1870 cm ³
	Výkon	55 kW
	Převodovka	5 st. ručně řazená (manuální)
Hmotnosti	Pohotovostní hmotnost	1310 kg
	Přípustná celková hmotnost	1825 kg
Rozměry	Délka	4508 mm
	Šířka	1752 mm
	Výška	1442 mm
	Rozvor	2654 mm
Pneumatiky	Označení	LASSA SNOWAYS 195/65 R15 91T
	Hloubka dezénu	6,2 mm
Asistenční systémy	ABS	



Obr. č. 48 – Zkoušené vozidlo Renault Laguna [27]

5.4 MĚŘÍCÍ A ZÁZNAMOVÁ TECHNIKA

Pro správné provedení a vyhodnocení jízdních zkoušek bylo použito několik měřících a záznamových zařízení. Použité přístroje budou podrobněji popsány v následujících podkapitolách.

5.4.1 Racelogic

Přístroj Racelogic PerformanceBox (obr. č. 49) je určen převážně ke sběru a analýze dat jízdy na okruhu. Měří pomocí GPS zrychlení (akceleraci a deakceleraci), maximální rychlost, čas na 400m, časy jednotlivých kol, pomocí GPS zaznamenává ideální stopu a mnoho dalšího. Data se pak dají přenést do PC pro detailní hodnocení. [22]

Funkce zařízení:

- 10Hz GPS systém
- příčné zrychlení
- maximální rychlost
- brzdná dráha
- podélné zrychlení
- měření času na trati
- záznam polohy
- a mnoho dalších funkcí

Součástí balení:

- PerformanceBox GPS data logger
- držák na přední okno
- napájecí kabel 12V a 230V
- USB kabel pro komunikaci s PC
- SD karta
- software
- manuál AJ, manuál CZ
- externí anténa
- profesionální plastický kufřík



Obr. č. 49 – Racelogic [27]

5.4.2 XL meter

Přístroj XL meter (obr. č. 50) slouží primárně k měření zpomalení/zrychlení ve dvou na sebe navzájem kolmých osách. Tento přístroj tedy zaznamenává průběhy podélného a příčného zrychlení vozidla. Pomocí softwaru XL Vision je možné z takto naměřených průběhů zpomalení získat průběh rychlosti a dráhy v závislosti na čase. [13]

Postup brzdné zkoušky vozidla s decelerometrem XL meter:

0. Zkouška se provede na rovném přímém úseku bez výrazných spádových poměrů. Na této trase bude možné bezpečně zastavit z předem stanovené rychlosti.
1. Umístí se decelerometr do vozidla pomocí přísavky na čelní sklo.
2. Zapne se přístroj a provede se jeho kalibrace. Tedy přístroj se tak ustaví tak, aby hodnoty příčného a podélného zrychlení byly rovny nule.
3. Spustí se měření přístroje s předstihem před rozjezdem vozidla.
4. Rozjezd vozidla, ustálení na výchozí rychlosti, brzdění do zastavení.
5. Ukončení měření se provede až po ustálení kmitů karoserie, aby přístroj správně vyhodnotil klidovou polohu vozidla a tím i brzdou zkoušku.
6. Po ukončení měření přístroj na displeji zobrazil výchozí rychlost, dobu brzdění, průměrné zpomalení a brzdou dráhu.
7. Po připojení přístroje k PC a načtení měření v softwaru XL Vision můžeme získat průběhy zpomalení/zrychlení, rychlosti a ujeté dráhy během měření. [13]



Obr. č. 50 – XL meter [27]

5.4.3 Videokamery

Pro záznam měření bylo použito dvou kamer. Kamera Panasonic HDD SDR-H50 (obr. č. 51) sloužila jako statická kamera a byla umístěna vždy tak, aby nahrávala celý průběh dané jízdní zkoušky. Druhá kamera Lark DVR FreeCam 3.0 (obr. č. 52) byla umístěna u stropu automobilu, v místě před řidičovou sluneční clonou. Tato kamera natáčela především stupnici natočení volantu v průběhu jízdních zkoušek.



Obr. č. 51 – Panasonic HDD SDR-H50 [23]



Obr. č. 52 – Lark DVR FreeCam 3.0 [24]

5.4.4 Měřicí kolečko

Pro postavení zkušebních drah a měření brzdných stop bylo použito měřicí kolečko NEDO 100 (obr. č. 53).

Technická data:

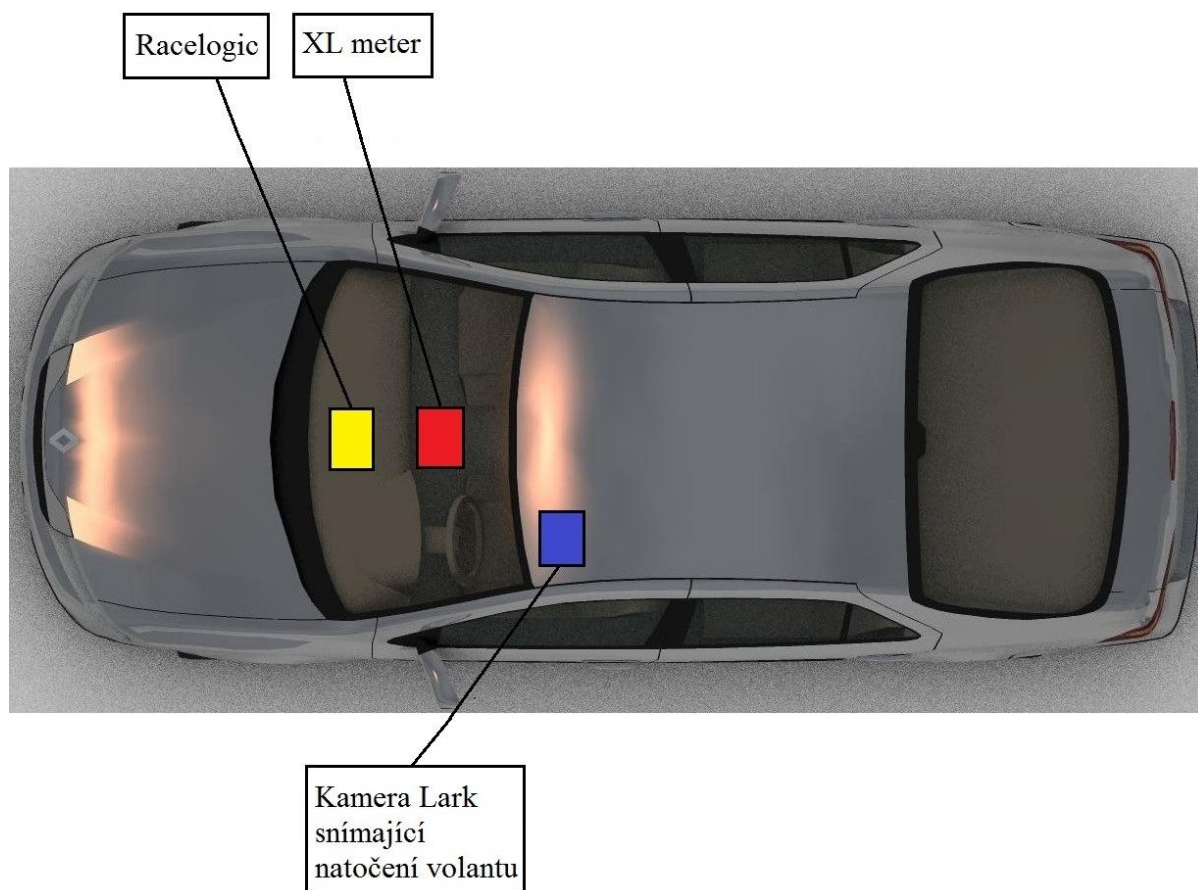
- Obvod kola: 1 m
- Měřicí rozsah: 0 ÷ 9 999,9 m
- Přesnost: max. odchylka $\pm 0,05 \%$
- Hmotnost: 2,4 kg
- Reset tlačítko v rukojeti



Obr. č. 53 – Měřicí kolečko NEDO 100 [27]

Rozmístění měřicí a záznamové techniky ve vozidle

Rozložení měřících a záznamových přístrojů je znázorněno na obr. č. 54. Měřicí zařízení Racelogic a XL meter byla připevněna na čelním skle pomocí přísavek. Videokamera Lark, zaznamenávající natočení volantu, byla umístěna v pozici před řidičovou sluneční clonou. Umístění kamery nad osou volantu umožnilo vytvoření nezkresleného video záznamu. Umístění měřicí a záznamové techniky bylo na všech třech vozech provedeno obdobně.

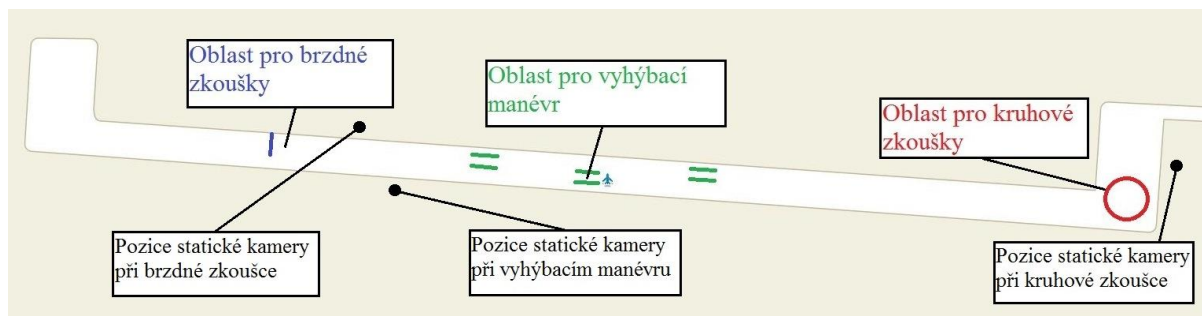


Obr. č. 54 – Rozmístění měřících a záznamových přístrojů ve vozidle [28]

5.5 JÍZDNÍ ZKOUŠKY

Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.1, všechny jízdní zkoušky byly provedeny na účelovém letišti v obci Hrochův Týnec. Povrch letiště je asfaltový. Zkoušky byly provedeny dne 4. 3. 2016. Cílem jízdních zkoušek bylo posouzení vlivu hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku. Celkem byly uskutečněny tři různé jízdní zkoušky. Brzdná zkouška pro zjištění dosahované adheze. Dále pak kruhová zkouška a vyhýbací manévr pro posouzení

vlivu hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku. Rozmístění jednotlivých jízdních zkoušek na zkušební dráze je znázorněno na obrázku níže (obr. č. 55).



Obr. č. 55 – Rozmístění jízdních zkoušek na zkušební dráze [25]

5.5.1 Brzdná zkouška

Brzdná zkouška byla provedena z důvodu zjištění součinitele adheze na daném povrchu. K měření brzdného zpomalení byly využity dvě metody. Jednak přesnější metoda a to měření s decelerometrem (XL meter), který průběh zkoušky zaznamenával. Dále pak pro kontrolu bylo provedeno měření brzdných stop, které byly změřeny pomocí měřicího kolečka. Brzdná zkouška byla provedena se všemi třemi vozy a to pouze ve stavu částečně zatíženém. Tedy stavem, kdy vozidlo bylo zatíženo pouze řidičem a spolujezdcem vpředu. Všechna vozidla byla brzděna z rychlosti 50 km/h.

Měření délky brzdných stop

Pro měření brzdných stop bylo použito měřicí kolečko NEDO 100 (obr. č. 53). Z naměřených stop lze pak, pomocí vztahu níže (vztah č. 37), určit velikost brzdného zpomalení. Z něhož pak lze, pomocí vzorce č. 38, určit součinitele adheze. Vzhledem k nevýrazným hranicím brzdných stop je však vnášena jistá chyba, a proto je tato metoda spíše kontrolní.

Tab. č. 12 – Naměřené délky brzdných stop [27]

Vozidlo	Výchozí rychlost [km/h]	Brzdná dráha [m]
Renault Laguna	50	12,3
Renault Twingo	50	12,7
Škoda Fabia Combi	50	11,3

Výpočet brzdných zpomalení:

$$a = \frac{v^2}{2 \cdot s_B} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (37)$$

$$a_{LAGUNA} = \frac{\left(\frac{50}{3,6}\right)^2}{2 \cdot 12,3} = 7,84 m \cdot s^{-2}$$

$$a_{TWINGO} = \frac{\left(\frac{50}{3,6}\right)^2}{2 \cdot 12,7} = 7,59 m \cdot s^{-2}$$

$$a_{FABIA} = \frac{\left(\frac{50}{3,6}\right)^2}{2 \cdot 11,3} = 8,54 m \cdot s^{-2}$$

Výpočet součinitele adheze z dosažených brzdných zpomalení:

$$\mu = \frac{a}{g} \quad [-] \quad (38)$$

$$\mu_{LAGUNA} = \frac{7,84}{9,81} = 0,80$$

$$\mu_{TWINGO} = \frac{7,59}{9,81} = 0,77$$

$$\mu_{FABIA} = \frac{8,54}{9,81} = 0,87$$

Měření decelorometrem XL meter

Hodnoty změřené pomocí měřicího přístroje XL meter jsou zaznamenány v tabulce číslo 13. Ze změřeného brzdného zpomalení lze pomocí vztahu č. 37 určit součinitele adheze.

Tab. č. 13 – Naměřené hodnoty XL metrem [27]

Vozidlo	Výchozí rychlost [km/h]	Brzdná dráha [m]	Doba brzdění [s]	Střední brzdné zpomalení [m/s²]
Renault Laguna	51,5	13,62	1,81	8,39
Renault Twingo	54,09	15,51	1,98	8,56
Škoda Fabia Combi	50,1	12,79	1,7	9,54

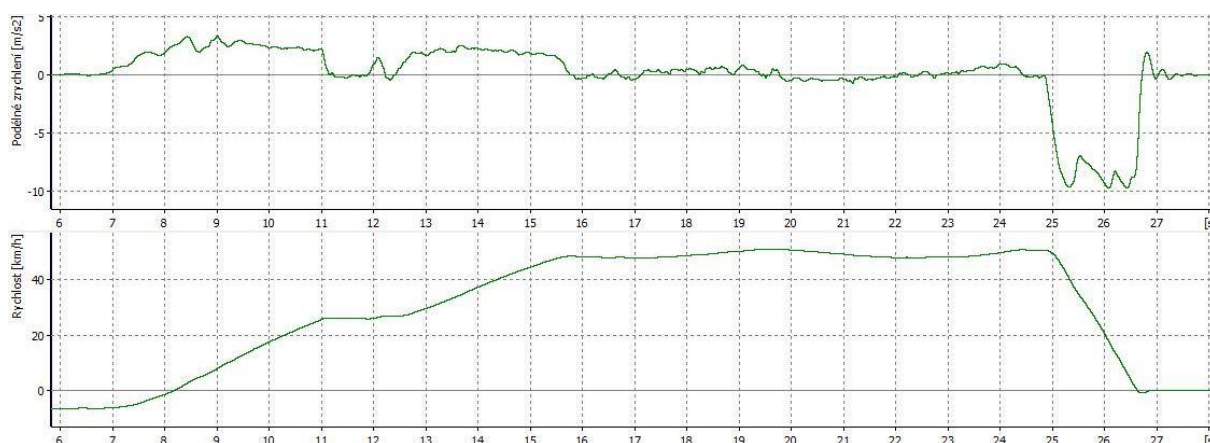
Výpočet součinitele adheze z dosažených brzdných zpomalení:

$$\mu_{XLLAGUNA} = \frac{8,39}{9,81} = 0,86$$

$$\mu_{XLTWINGO} = \frac{8,56}{9,81} = 0,87$$

$$\mu_{XLFABIA} = \frac{9,54}{9,81} = 0,97$$

Průběh jedné z brzdných zkoušek (vozidla Renault Laguna) je znázorněn na obrázku níže (obr. č. 56). Vozidlo se rozjíždělo z nulové rychlosti na požadovanou rychlost (50 km/h). Po dosažení zvolené rychlosti vozidlo udržovalo konstantní rychlost. Po dojetí vozidla na vyznačenou oblast pro brzdné zkoušky následovalo intenzivní brzdění až do úplného zastavení vozidla (obr. č. 57). Průběh brzdění byl již podrobněji popsán v kapitole 4.4 brzdění. Průběhy všech brzdných zkoušek jsou uvedeny v příloze č. 1.



Obr. č. 56 – Průběh podélného zrychlení a rychlosti v závislosti na čase [27]



Obr. č. 57 – Poloha vozů na konci brzdných zkoušek [27]

Pro kontrolu bylo brzdné zpomalení určeno dvěma různými metodami. Souhrnný přehled výsledků z brzdných zkoušek je znázorněn v tabulce č. 14. Při porovnání zjištěných výsledků je patrné, že je mezi výsledky jednotlivých metod patrná odchylka. Ta je zapříčiněna pravděpodobně nepřesným odečtem délky brzdných stop z důvodu jejich nevýrazných hranic. Z tohoto důvodu je metoda stanovení součinitele adheze pomocí měřicího kolečka méně přesná, a proto se jedná se o metodu orientační. Pomocí přesnější metody měření, měřením pomocí decelerometru (XL meter) byl zjištěn součinitel adheze na zkušební dráze v rozsahu $\mu = 0,86 \div 0,97$. Pro výpočty mezních rychlostí jednotlivých jízdních zkoušek bude z důvodu bezpečnosti pro součinitele adheze uvažována spodní hranice tohoto rozsahu $\mu = 0,86$.

Tab. č. 14 – Souhrnná tabulka brzdných zkoušek [27]

	Měřicí kolečko				XL meter			
Vozidlo	Výchozí rychlost [km/h]	Brzdná dráha [m]	Brzdné zpomalení [m/s ²]	Součinitel adheze [-]	Výchozí rychlost [km/h]	Brzdná dráha [m]	Brzdné zpomalení [m/s ²]	Součinitel adheze [-]
Renault Laguna	50	12,3	7,84	0,80	51,5	13,62	8,39	0,86
Renault Twingo	50	12,7	7,59	0,77	54,09	15,51	8,56	0,87
Škoda Fabia Combi	50	11,3	8,54	0,87	50,1	12,79	9,54	0,97
Rozsah	---	---	7,59 ÷ 8,54	0,77 ÷ 0,87	---	---	8,39 ÷ 9,54	0,86 ÷ 0,97

5.5.2 Kruhová zkouška

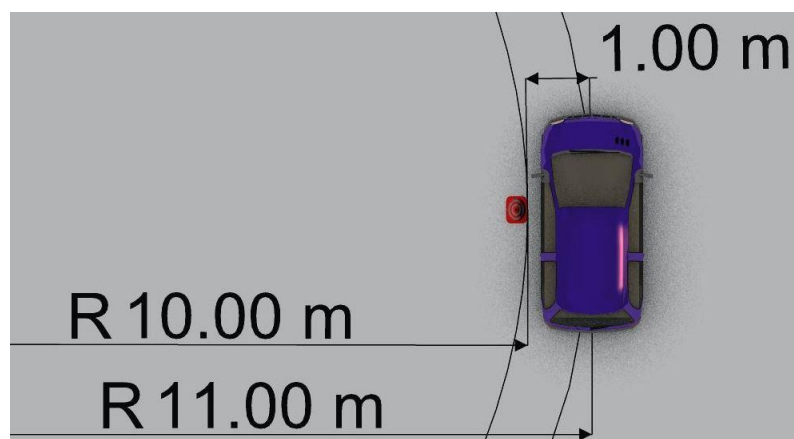
Pro posouzení vlivu hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku byla provedena série kruhových zkoušek, při nichž byly všechny tři zkoušené vozy zkoumány ve stavu částečného i plného zatížení. Účelem zkoušky bylo vyhodnotit, jak změna zatížení vozidla ovlivní jeho statickou říditelnost.

Vzhledem k omezeným rozměrům zkušební dráhy byla pomocí kuželů vytyčena kruhová dráha o maximálním možném poloměru 10 m (obr. č. 58). Zkoušená vozidla se při

kruhové zkoušce pohybovala vnitřními koly v bezprostřední blízkosti kuželů. Skutečný poloměr oblouku, po kterém se zkoušená vozidla pohybovala, pak byl roven 11 m (viz obr. č. 59).



Obr. č. 58 – Dráha pro kruhovou zkoušku [27]



Obr. č. 59 – Poloměr kruhové zkoušky [28]

Výpočet mezní rychlosti

Dosazením do vztahu číslo 29 lze vypočítat mezní rychlost průjezdu rovinnou zatáčkou. Teoretická mezní rychlost průjezdu rovinnou zatáčkou za daných podmínek je 34,7 km/h. Z důvodu bezpečnosti a přesnější proveditelnosti kruhových zkoušek byla maximální rychlost, při které byla kruhová zkouška prováděna, snížena na rychlost 30 km/h.

$$v_m = \sqrt{g \cdot \mu_y \cdot R} = \sqrt{9,81 \cdot 0,86 \cdot 11} = 9,6 \text{ m/s} = 34,7 \text{ km/h}$$

Záznamenávání úhlu natočení volantu

Zkoušená vozidla nebyla vybavena elektronickým stabilizačním systémem (ESP). Zkoušené vozy tak nedisponovaly elektronickými snímači natočení volantu. Pro

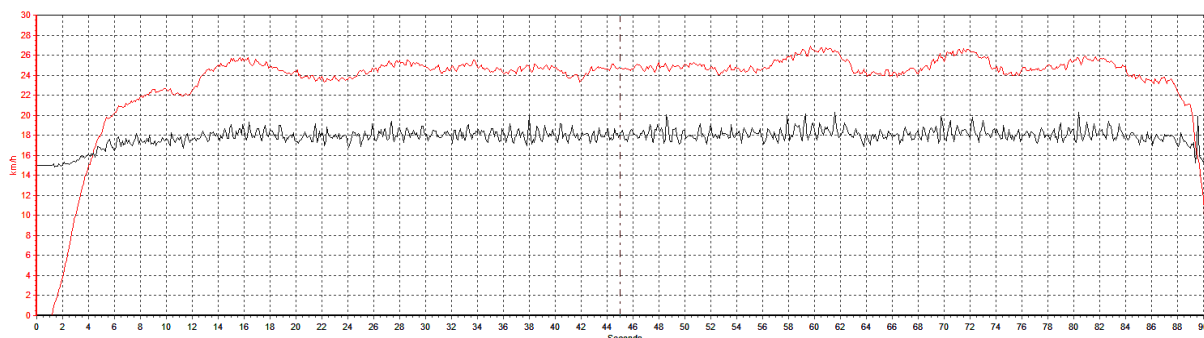
zaznamenávání úhlu natočení volantu při kruhové zkoušce byla na volant zkoušených automobilů připevněna úhlová stupnice, která byla v průběhu jízdní zkoušky natáčena pomocí videokamery (viz obr. č. 60). Při rozboru videozáznamu pak bylo možné, pro danou rychlost jízdy, stanovit střední hodnotu natočení volantu.



Obr. č. 60 – Zaznamenávání úhlu natočení volantu [27]

Provedení zkoušky

Všechna vozidla byla zkoušena ve stavu částečně a plně zatíženém. Průběh kruhových zkoušek byl zaznamenáván pomocí přístroje Racelogic (viz obr. č. 61). Na obrázku je znázorněn průběh kruhové zkoušky vozidla Škoda Fabia Combi (v částečně zatíženém stavu, při rychlosti 25 km/h). Kruhové zkoušky byly prováděny proti směru hodinových ručiček. Takový směr jízdy umožňoval řidiči lepší odhad na vzdálenost mezi bokem vozidla a kužely. To umožňovalo řidiči průjezd v těsné blízkosti oblouku vytyčeného kužely. Před rozjetím vozidla bylo spuštěno nové měření na měřicím přístroji. Vozidla se rozjížděla z nulové rychlosti po kruhové dráze tak, aby na konci prvního ujetého kola dosáhla zvolené rychlosti. Pak následovala tři kola (v některých případech dvě kola) jízdou s konstantní rychlostí. Po ujetí dané dráhy došlo k zastavení vozidla a ukončení měření. Takto byla provedena měření při rychlostech 7, 10, 15, 20, 25 a 30 km/h. Celkem bylo provedeno 36 kruhových zkoušek.



Obr. č. 61 – Průběh rychlosti a příčného zrychlení v závislosti na čase [27]

Průběh záznamu ze statické kamery

Průběh kruhové zkoušky vozidla Škoda Fabia Combi (ve stavu částečně zatíženém pro rychlost 15 km/h) je znázorněn na obrázcích 62 až 69.



Obr. č. 62 – Rozjezd vozidla $t = 0$ s [27]



Obr. č. 63 – Jízda obloukem $t = 4$ s [27]



Obr. č. 64 – Jízda obloukem $t = 6$ s [27]



Obr. č. 65 – Jízda obloukem $t = 8$ s [27]



Obr. č. 66 – Jízda obloukem $t = 11$ s [27]



Obr. č. 67 – Jízda obloukem $t = 13$ s [27]



Obr. č. 68 – Jízda obloukem $t = 15$ s [27]



Obr. č. 69 – Jízda obloukem $t = 17$ s [27]

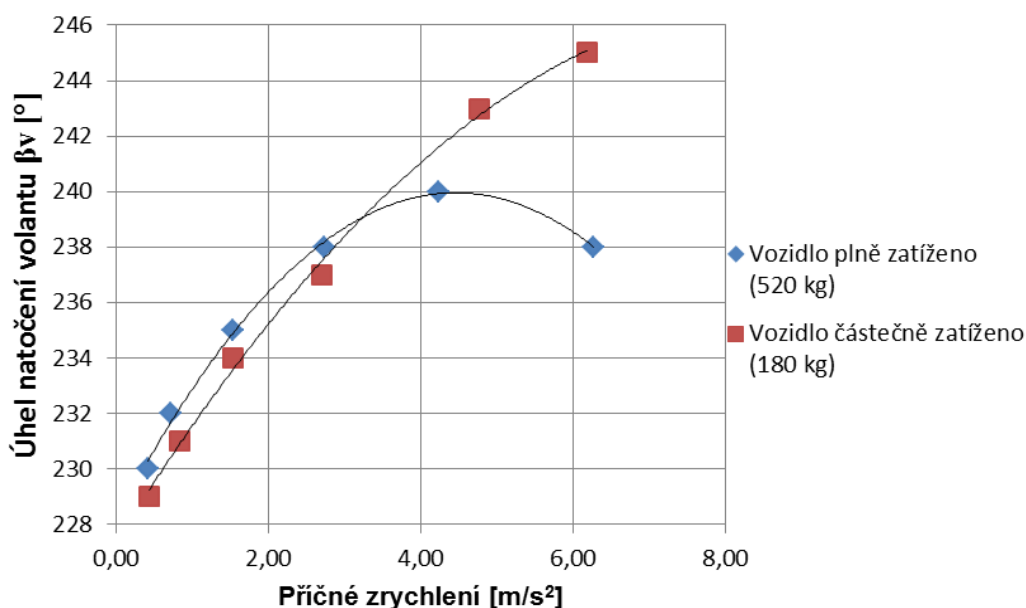
Vyhodnocení měření

Zkoušené vozy nebyly vybaveny tempomatem. Skutečná rychlost jednotlivých kruhových zkoušek se tak může nepatrně lišit od předpokladu. Pro zpřesnění hodnoty skutečné rychlosti vozidel v jednotlivých zkouškách byla jako rychlost vozidla uvažována průměrná rychlost naměřená přístrojem Racelogic. Pro orientační měření trvání zkoušky byl též měřen čas průjezdu dílčích kruhových zkoušek za pomoci stopek. Hodnoty naměřené z kruhových zkoušek jsou uvedeny v příloze č. 2.

Dosazením rychlostí jednotlivých kruhových zkoušek (viz příloha č. 2) a poloměru oblouku ($R = 11 \text{ m}$), po kterém se automobily pohybovaly, do vztahu číslo 23 bylo možné určit velikost příčného zrychlení v jednotlivých kruhových zkouškách (viz příloha č. 2). Vynesením závislostí úhlu natočení volantu na příčném zrychlení do grafu (obrázek č. 70, 71 a 72) byly získány závislosti, z nichž lze posuzovat statickou řiditelnost vozidel.

Vozidlo Renault Laguna, (obrázek č. 70) v částečně zatíženém stavu (řidič + spolujezdec vpředu), vykazovalo v celém rozsahu zkoušených rychlostí nedotáčivé chování. Vozidlo Renault Laguna v plně zatíženém stavu vykazovalo zpočátku nedotáčivé chování. Při rychlosti blízké se rychlosti mezní se však automobil začal chovat přetáčivě. Změna chování je způsobena především změnou polohy těžiště vlivem zatížení vozidla. Dále pak u zkoušených rychlostí do 20 km/h (při hodnotách příčného zrychlení do cca 3 m/s^2) došlo k mírnému nárůstu úhlu natočení volantu vlivem zvýšeného zatížení vozidla.

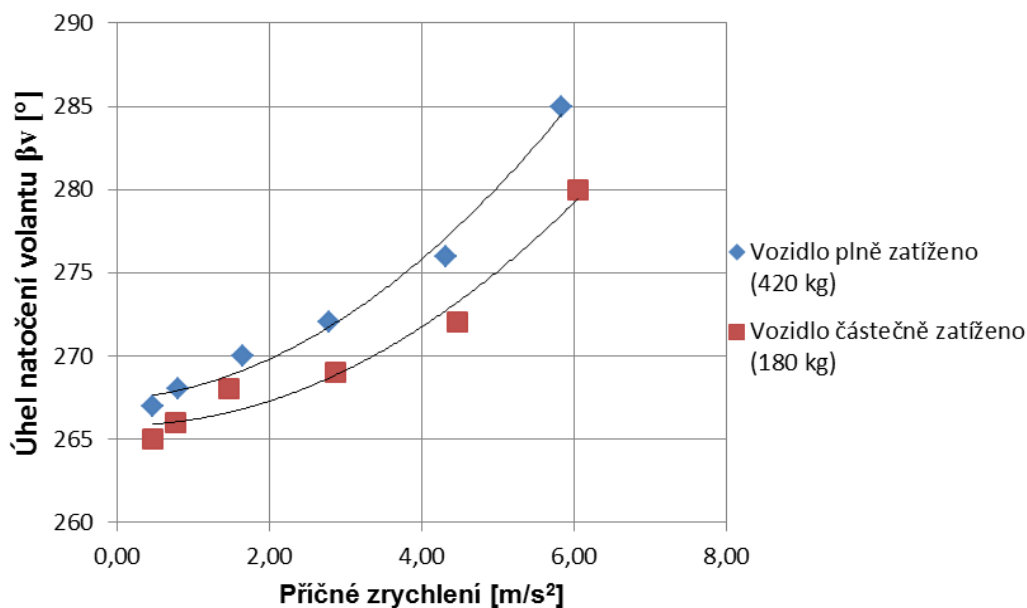
Vliv zatížení vozidla Renault Laguna



Obr. č. 70 – Vliv zatížení vozidla Renault Laguna [27]

Vozidlo Renault Twingo, (obrázek č. 71) v částečně zatíženém stavu (řidič + spolujezdec vpředu), vykazovalo v celém rozsahu zkoušených rychlostí nedotáčivé chování. Vozidlo Renault Twingo v plně zatíženém stavu také vykazovalo, v celém rozsahu zkoušených rychlostí, nedotáčivé chování. Vlivem změny zatížení vozidla tedy nedošlo k výrazné změně chování vozidla. Vlivem zvýšeného zatížení vozidla došlo pouze k mírnému nárůstu úhlu natočení volantu.

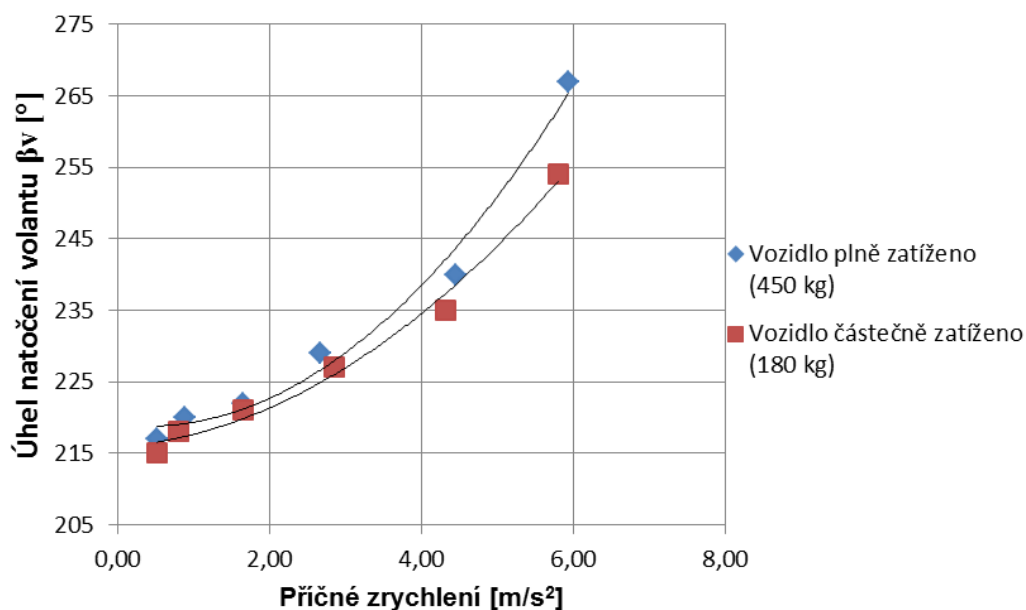
Vliv zatížení vozidla Renault Twingo



Obr. č. 71 – Vliv zatížení vozidla Renault Twingo [27]

Vozidlo Škoda Fabia Combi, (obrázek č. 72) v částečně zatíženém stavu (řidič + spolujezdec vpředu), vykazovalo v celém rozsahu zkoušených rychlostí nedotáčivé chování. Vozidlo Renault Twingo v plně zatíženém stavu také vykazovalo v celém rozsahu zkoušených rychlostí nedotáčivé chování. Vlivem změny zatížení vozidla tedy nedošlo k výrazné změně chování vozidla. Vlivem zvýšeného zatížení vozidla došlo pouze k mírnému nárůstu úhlu natočení volantu. Vozidlo Škoda Fabia Combi tak vykazovalo podobné chování jako vozidlo Renault Twingo. Toto chování je patrně způsobeno konstrukcí těchto vozidel, kdy uložení nákladu nezpůsobí dostatečně velkou změnu polohy těžiště tak, aby mohlo dojít ke změně chování vozidel (přetáčivému chování).

Vliv zatížení vozidla Škoda Fabia

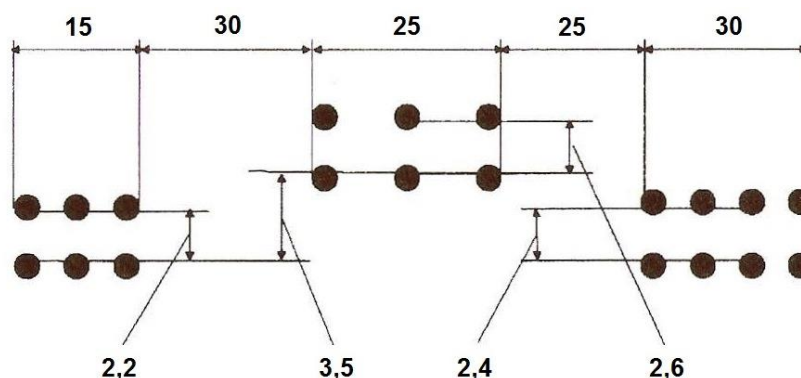


Obr. č. 72 – Vliv zatížení vozidla Škoda Fabia Combi [27]

5.5.3 Vyhýbací manévr

Za účelem posouzení vlivu hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku byla realizována řada vyhýbacích manévrů. Všechny tři zkoušené vozy byly testovány ve stavu částečně i plně zatíženém. Účelem zkoušky bylo vyhodnotit, zda změna zatížení vozidla ovlivní jeho chování při vyhýbacím manévru.

Zkušební dráha pro vyhýbací manévr byla postavena (dle ISO/TR 3888) pomocí kuželů. Rozměry dráhy jsou uvedeny na obrázku č. 73. Realizovaná zkušební dráha pro vyhýbací manévr je znázorněna na obrázku č. 74.



Obr. č. 73 – Rozměry zkušební dráhy pro vyhýbací manévr [14]



Obr. č. 74 – Zkušební dráha pro vyhýbací manévr [27]

Výpočet mezní rychlosti

Dosazením do Kovaříkova vzorce v Bradáčově úpravě (vztah č. 39) pro výpočet příčného přemístění vozidla (příčná vzdálenost přemístění vozidla 3,5 m) dvěma oblouky lze vypočítat čas potřebný pro provedení daného jízdního manévru. Následným dosazením vypočteného času a dráhy (30 m viz obr. č. 73), na které k příčnému přemístění dojde do vztahu č. 40, lze vypočítat mezní rychlost pro provedení vyhýbacího manévru.

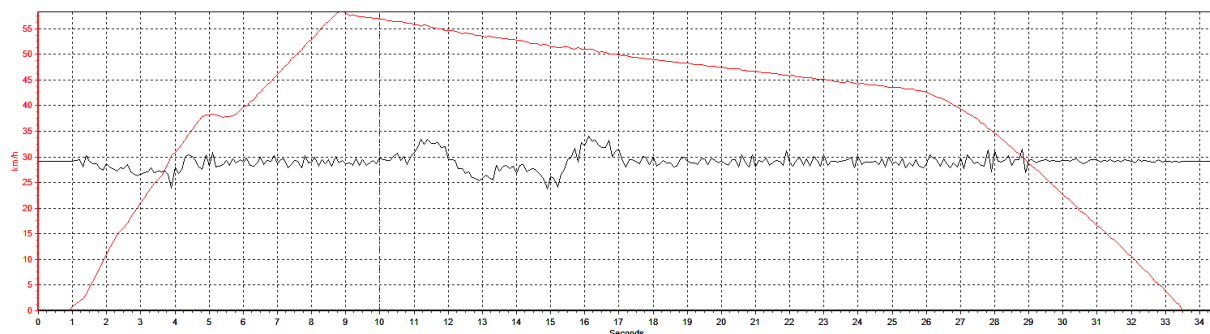
$$t_y \geq 3,13 \sqrt{\frac{y}{a_y}} = \sqrt{\frac{y}{\mu_y}} = \sqrt{\frac{3,5}{0,86}} = 2,02 \text{ s} \quad [\text{s}] \quad (39)$$

$$v_m = \frac{s}{t_y} = \frac{30}{2,02} = 14,9 \text{ m/s} = 54 \text{ km/h} \quad [\text{m/s}] \quad (40)$$

Provedení zkoušky

Všechna vozidla byla zkoušena ve stavu částečně a plně zatíženém. Při vyhýbacím manévru byl pohyb vozidel zaznamenáván pomocí přístroje Racelogic (viz obr. č. 75 znázorňuje průběh vyhýbacího manévru vozidla Renault Twingo v částečně zatíženém stavu). Před rozjetím vozidla bylo spuštěno nové měření na měřicím přístroji. Vozidla se rozjížděla z nulové rychlosti tak, aby při nájezdu mezi kužely dosáhla zvolené rychlosti cca 54 km/h.

Před vjetím mezi kužely došlo k sešlápnutí spojkového pedálu a projetí vyznačenou dráhou. Po ujetí dané dráhy došlo k zastavení vozidla a ukončení měření. Takto byla provedena měření u všech vozidel jak ve stavu částečně zatíženém, tak ve stavu plně zatíženém. Celkem bylo provedeno 6 vyhýbacích manévřů.



Obr. č. 75 – Průběh rychlosti a příčného zrychlení v závislosti na čase [27]

Průběh záznamu ze statické kamery

Průběh vyhýbacího manévru vozidla Renault Twingo, ve stavu plně zatíženém pro rychlost 54 km/h, je znázorněn na obrázcích 76 až 80.



Obr. č. 76 – Vjetí do dráhy $t = 0$ s [27]



Obr. č. 77 – Příčné přemístění $t = 2$ s [27]



Obr. č. 78 – Průjezd 2. branou $t = 4$ s [27]



Obr. č. 79 – Příčné přemístění $t = 6$ s [27]



Obr. č. 80 – Výjezd z dráhy $t = 8\text{ s}$ [27]

Vyhodnocení měření

Skutečná nájezdová rychlost se od předpokladu (54 km/h) mohla lišit. Z tohoto důvodu byla skutečná rychlost jednotlivých jízdních zkoušek odečtena z přístroje Racelogic. Pro orientační měření doby průjezdu danou drahou byl měřen čas pomocí stopek. Hodnoty naměřené ze všech vyhybovacích manévru jsou uvedeny v tabulce č. 15. Průběhy rychlostí a příčného zrychlení jednotlivých zkoušek jsou uvedeny v příloze č. 3. Při všech zkouškách došlo k bezpečnému projetí (bez ztráty adheze) vytyčené dráhy, aniž by došlo ke sražení kuželů. Změna zatížení neměla podstatný vliv na čas průjezdu. Vliv změny zatížení na dosažitelné příčné přemístění nelze objektivně posoudit, neboť jeho velikost je výrazně ovlivněna technikou jízdy řidiče v jednotlivých zkouškách. Změna velikosti zatížení neměla podstatný vliv na jízdní dynamiku pro vyhybovací manévr o výše specifikovaných parametrech.

Tab. č. 15 – Souhrnná tabulka vyhybovacích manévru [27]

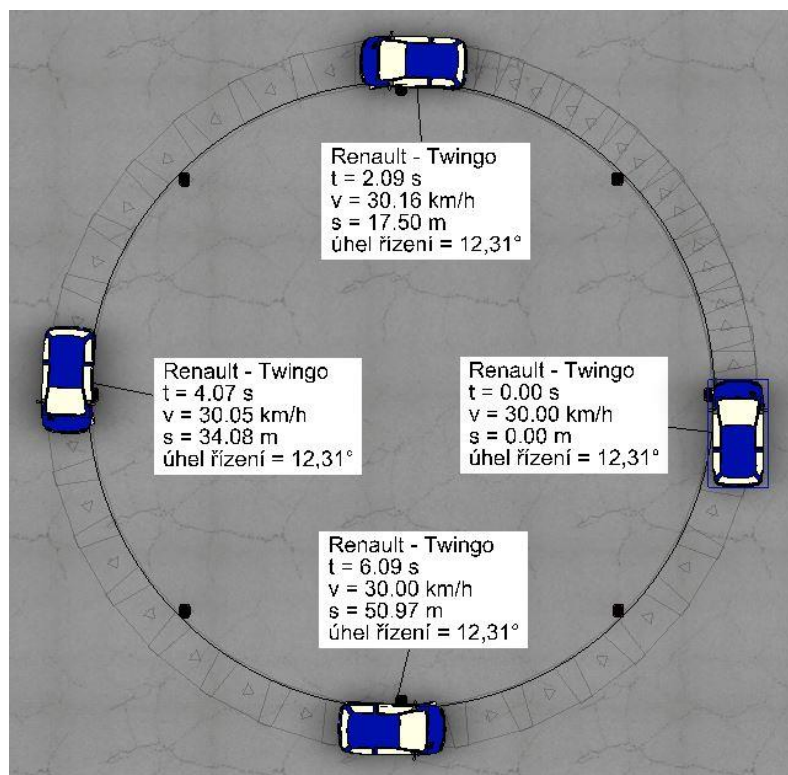
Automobil	Stav zatížení	Nájezdová rychlost [km/h]	Čas průjezdu [s]	Počet sražených kuželů [ks]	Maximální příčné zrychlení [m/s^2]
Renault Twingo	částečné	57	8,8	0	2,9
	plné	57	8,9	0	2,8
Škoda Fabia Combi	částečné	59	8,3	0	4,3
	plné	59	8,4	0	3,7
Renault Laguna	částečné	57	9,4	0	3,4
	plné	58	8,4	0	4,2

6 SIMULACE V PROGRAMU VIRTUAL CRASH

Za účelem porovnání a zjištění dalších informací byly v simulačním programu Virtual CRASH 3.0 provedeny simulace jízdních zkoušek, které se uskutečnily dne 4. 3. 2016 na letišti u Hrochova Týnce. Simulovány byly kruhové zkoušky a vyhýbací manévry. V simulacích byly zohledněny adhezní podmínky zjištěné pomocí brzdných zkoušek. Výsledky těchto simulací jsou uvedeny v následujících podkapitolách.

6.1 SIMULACE KRUHOVÉ ZKOUŠKY

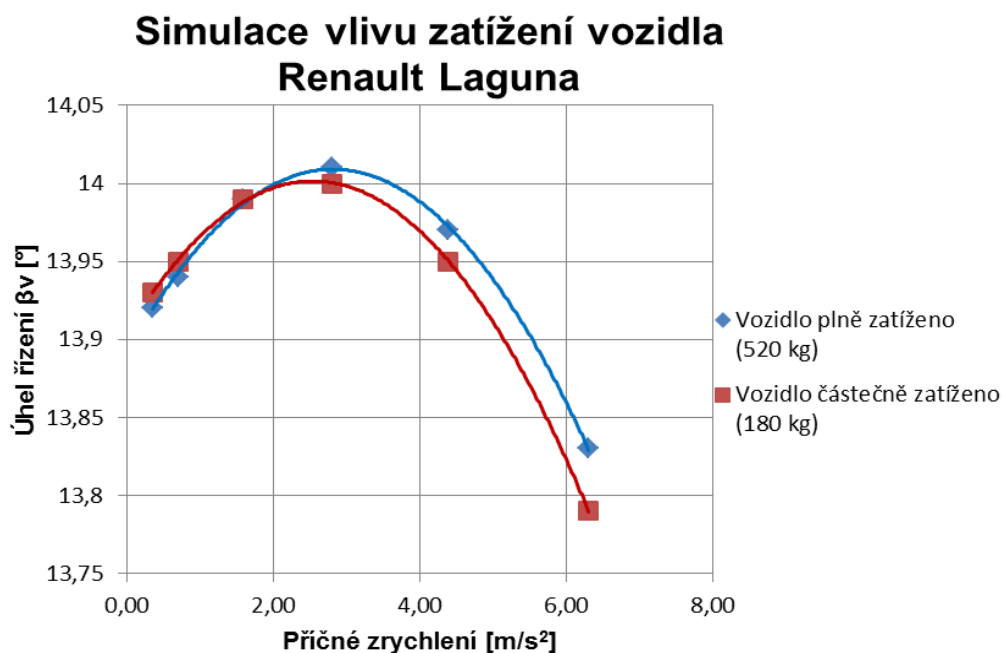
Simulován byl průjezd kruhovou dráhou všech tří zkoušených vozidel, v obou zkoušených stavech (při částečném a plném zatížení) a to při rychlostech 7, 10, 15, 20, 25 a 30 km/h. Celkem bylo simulováno všech 36 provedených kruhových zkoušek za účelem porovnání výsledných charakteristik. Při simulaci byly zohledněny podmínky a parametry, za kterých byly kruhové zkoušky prováděny. Simulována byla jízda zvolenou rychlostí tak, aby vozidlo při jízdě obloukem opisovalo co možná nejmenší poloměr, aniž by došlo ke sražení kuželů vytyčujících kruhovou dráhu. Zjišťovaným parametrem simulace byl úhel natočení řízení při zkoumané rychlosti. Příklad simulace je znázorněn na obrázku níže (obr. č. 81). Na obrázku je simulace plně zatíženého vozidla Renault Twingo, které má při rychlosti 30 km/h úhel řízení nastaven na hodnotu 12,31 °.



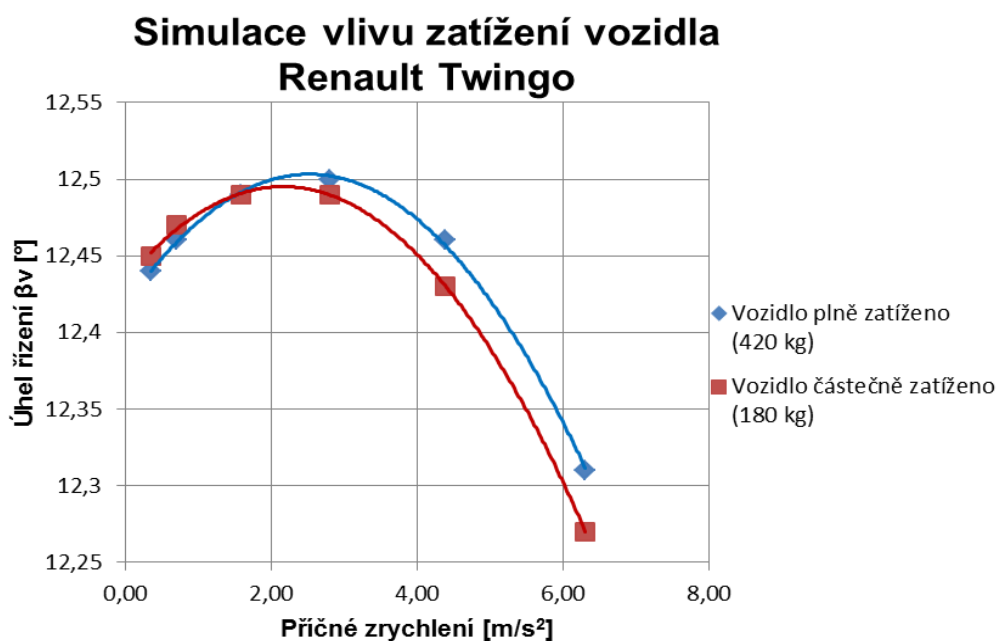
Obr. č. 81 – Simulace Renault Twingo, vozidlo plně zatíženo, $v = 30 \text{ km/h}$ [28]

Simulace s výchozím nastavením polohy těžiště

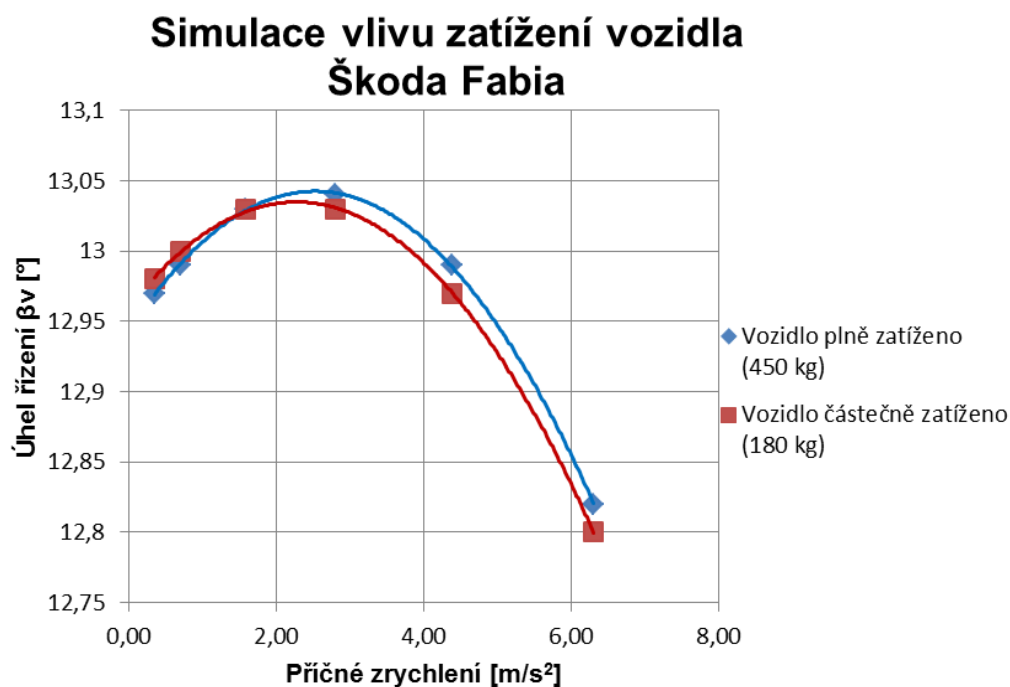
Výsledky simulací kruhových zkoušek jsou uvedeny v příloze č. 4 této práce. Závislosti úhlu natočení řízení na velikosti příčného zrychlení pro jednotlivé automobily jsou znázorněny na obrázcích č. 82, 83 a 84. Závislosti vytvořené za pomoci simulačního softwaru mají podobný průběh. Vozidla při hodnotách příčného zrychlení do cca 3 m/s^2 vykazovala nedotáčivé chování. U vyšších hodnot příčného zrychlení docházelo k přetáčivému chování vozidel. Změna zatížení vozidel výrazně neovlivnila jejich chování.



Obr. č. 82 – Simulace vlivu zatížení vozidla Renault Laguna [27]



Obr. č. 83 – Simulace vlivu zatížení vozidla Renault Twingo [27]



Obr. č. 84 – Simulace vlivu zatížení vozidla Škoda Fabia Combi [27]

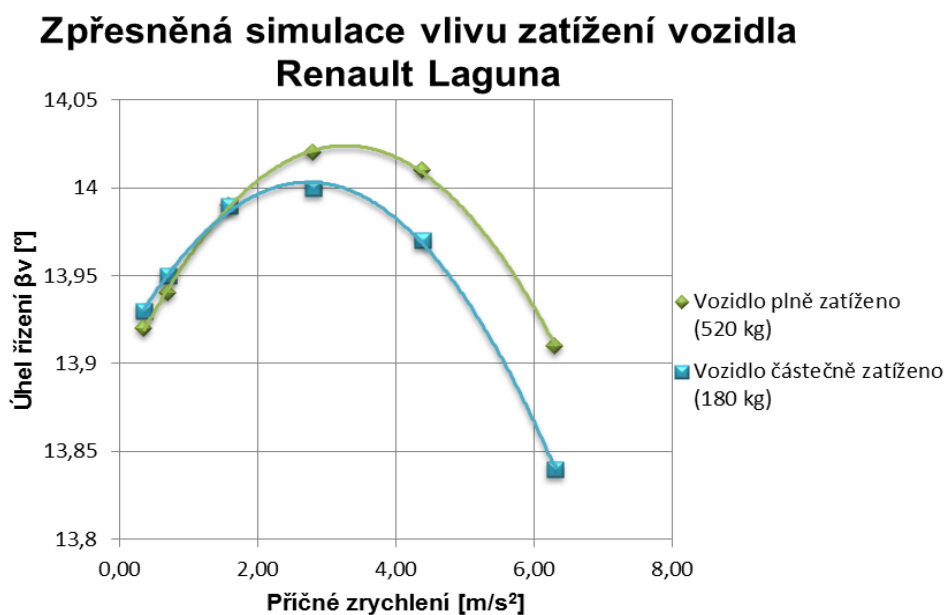
Obvykle se při vytváření simulací vychází ze standartního nastavení modelu, kdy není zcela přesně uvedena výchozí poloha těžiště vozidla. Zpřesněné nastavení výchozí polohy těžiště vozidla by tak mělo umožnit dosažení přesnějších výsledků. Z tohoto důvodu byly provedeny další dílčí simulace, ve kterých byla zohledněna skutečná výchozí poloha těžiště, a to u vozidel Škoda Fabia a Renault Laguna. Výchozí hodnoty polohy těžiště nezatíženého vozidla (viz tab. č. 16) byly převzaty z diplomové práce pana Ing. Jana Rückera, viz [26]. Poloha těžiště vozidla Renault Laguna byla uvažována totožná jako u srovnatelného vozidla Škoda Octavia, které je vozidlem stejné obchodní třídy. Z hodnot uvedených v tabulce níže (tab. č. 16) vyplývá, že v porovnání s výchozím nastavením simulačního softwaru se skutečná poloha těžiště nachází blíže přední nápravě.

Tab. č. 16 – Porovnání výchozích poloh těžiště [26]

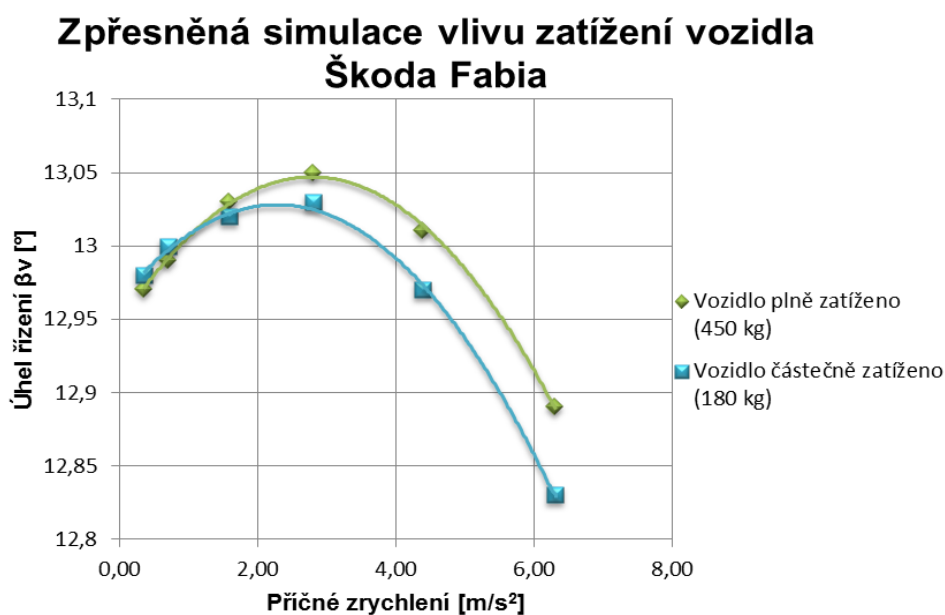
Vozidlo	Standartní výchozí nastavení softwaru Virtual CRASH 3.0		Naměřené hodnoty	
	h [m]	l_p [m]	h [m]	l_p [m]
Škoda Octavia / Renault Laguna	0,54	1,335	0,54	1,08
Škoda Fabia	0,54	1,231	0,47	1,03

Simulace se změnou nastavení polohy těžiště

Aplikací naměřených hodnot polohy těžiště dle [26] při simulaci získáme závislosti znázorněné na obrázcích č. 85 a 86. Vozidla při hodnotách příčného zrychlení cca 2 m/s^2 nevykazovala výraznou změnu chování vlivem změny zatížení. Při hodnotě příčného zrychlení cca 3 m/s^2 začala vozidla vykazovat přetáčivé chování. Při porovnání závislostí s průběhy vytvořenými s výchozím nastavením polohy těžiště (obr. č. 82 a 84) dochází k výraznější změně chování vozidla vlivem změny jeho zatížení. Vlivem změny zatížení dojde ke změně úhlu řízení. Změna zatížení vozidla však výrazně nezměnila chování vozidla.



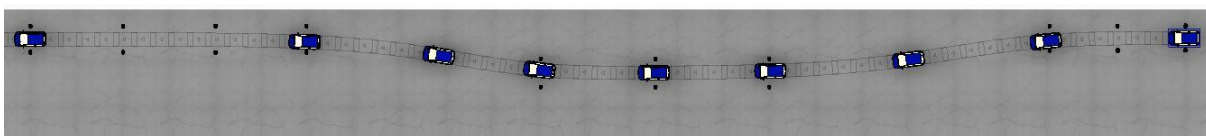
Obr. č. 85 – Zpřesněná simulace vlivu zatížení vozidla Renault Laguna [27]



Obr. č. 86 – Zpřesněná simulace vlivu zatížení vozidla Škoda Fabia Combi [27]

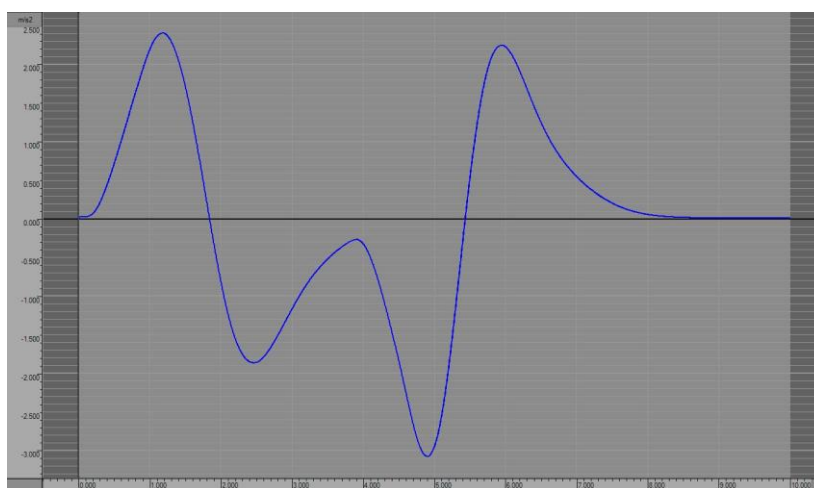
6.2 SIMULACE VYHÝBACÍHO MANÉVRU

Simulován byl vyhýbací manévr všech tří zkoušených vozidel, v obou zkoušených stavech (při částečném a plném zatížení) a to při rychlosti 54 km/h. Cílem této simulace bylo posouzení vlivu změny zatížení na velikost dosahovaného příčného zrychlení. Při simulaci byly zohledněny podmínky a parametry, za kterých byly vyhýbací manévry prováděny. Příklad simulace průjezdu vyhýbacím manévrem vozidla Renault Twingo je znázorněn na obrázku níže (obr. č. 87). Dalším cílem simulování vyhýbacího manévru bylo stanovení mezní rychlosti, při které dojde k projetí dané dráhy tak, aniž by došlo ke sražení dopravních kuželů. Porovnáním různých stavů zatížení následně posoudit vliv změny zatížení na maximální rychlost průjezdu vytyčenou drahou.



Obr. č. 87 – Simulace vyhýbacího manévru vozidla Renault Twingo [28]

Průběh příčného zrychlení, v závislosti na čase při průjezdu vyhýbacím manévrem vozidlem Renault Twingo částečně zatíženým, je znázorněn na obrázku č. 88. Souhrnné výsledky simulací vyhýbacích manévru při rychlosti 54 km/h jsou znázorněny v tabulce č. 17. Ze zjištěných výsledků vyplývá, že změna zatížení vozidla nemá podstatný vliv na velikost dosahovaného příčného zrychlení, a ani výrazně neovlivňuje čas průjezdu vozidla vytyčenou drahou.



Obr. č. 88 – Průběh příčného zrychlení v závislosti na čase vozidla Renault Twingo [28]

Tab. č. 17 – Souhrnná tabulka simulace vyhýbacích manévru [27]

Automobil	Stav zatížení	Nájezdová rychlost [km/h]	Čas průjezdu [s]	Počet sražených kuželů [ks]	Maximální příčné zrychlení [m/s ²]
Renault Twingo	částečné	54	8,690	0	2,407
	plné	54	8,690	0	2,403
Škoda Fabia Combi	částečné	54	8,749	0	2,420
	plné	54	8,749	0	2,421
Renault Laguna	částečné	54	8,767	0	2,411
	plné	54	8,768	0	2,410

Výsledky simulací maximálních nájezdových rychlostí, při kterých došlo k projetí dráhy, bez sražení kuželů jsou znázorněny v tabulce č. 18. Vozidla při částečném zatížení umožňovala průjezd vyhýbacím manévrem s nepatrně vyšší nájezdovou rychlostí než vozidla plně zatížená. Při porovnání velikosti maximálních nájezdových rychlostí lze tvrdit, že změna zatížení vozidla má jen nepatrný vliv na změnu velikosti maximální rychlosti (řádově do 1 %). Vozidla při částečném zatížení také dosahovala vyššího příčného zrychlení než vozidla plně zatížená. Změna velikosti maximálního příčného zrychlení vlivem změny zatížení však nepřesáhla 5 %. Výsledkem výše zmíněných změn vozidla při částečném zatížení dosahovala kratšího času průjezdu než vozidla při plném zatížení.

Tab. č. 18 – Simulace maximálních nájezdových rychlostí vyhýbacích manévru [27]

Automobil	Stav zatížení	Maximální nájezdová rychlost [km/h]	Čas průjezdu [s]	Počet sražených kuželů [ks]	Maximální příčné zrychlení [m/s ²]
Renault Twingo	částečné	87,30	5,378	0	3,908
	plné	87,08	5,392	0	3,808
Škoda Fabia Combi	částečné	88,58	5,337	0	3,835
	plné	88,47	5,344	0	3,744
Renault Laguna	částečné	86,49	5,477	0	3,686
	plné	86,28	5,491	0	3,573

Z výše popsaných výsledků vyplývá, že vliv změny hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku se výrazněji projeví až při mezních rychlostech. Velikost změny jízdních parametrů je však velmi malá, a proto vliv zatížení na jízdní dynamiku je téměř zanedbatelný.

7 ANALÝZA A VYUŽITÍ ZJIŠTĚNÝCH VÝSLEDKŮ PŘI ZNALECKÉ ČINNOSTI V OBORU DOPRAVA

Vyhodnocením a porovnáním dílčích výsledků z výše uvedených kapitol (kapitol 5 a 6) lze posoudit vliv hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku. Pomocí brzdných zkoušek (tabulka č. 14) byla zjištěna velikost součinitele adheze ($\mu = 0,86$) na zkušební dráze, která byla následně použita k výpočtu mezních rychlostí a simulaci zkoušených manévrů v simulačním softwaru Virtual CRASH 3.0. Za účelem posouzení vlivu hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku byla provedena série kruhových zkoušek a vyhýbacích manévrů.

Přímé porovnání výsledků kruhových zkoušek mezi realizovanými a simulovanými zkouškami není zcela možné, neboť při nich byly analyzovány odlišné parametry (úhel natočení volantu u experimentálního měření a úhel natočení řízení u simulace). Lze však kvantitativně posoudit velikost změny těchto parametrů vlivem změny zatížení. Při porovnání závislostí je patrné, že u simulovaných kruhových zkoušek (obrázky č. 82, 83, 84, 85 a 86) dochází ke změně chování vozidla z nedotáčivého na přetáčivé. K této změně závislosti u experimentálních zkoušek (obrázky č. 70, 71 a 72) povětšinou nedocházelo. Tato odlišnost je pravděpodobně způsobena možnou nepřesností realizovaných jízdních zkoušek, kdy mohly být vstupní hodnoty výrazně ovlivněny technikou jízdy řidiče a přesností odečtu úhlu natočení volantu. Stanovení zjišťovaných závislostí úhlu natočení volantu na velikosti příčného zrychlení vyžaduje značnou přesnost. Lidský faktor mohl částečně ovlivnit jejich vypovídající hodnotu. Nicméně při porovnání všech závislostí mezi stavem částečně a plně zatíženým vozidlem lze konstatovat, že vlivem změny zatížení vozidla nedojde k výrazným změnám posuzovaných charakteristik. Dojde pouze k nepatrné změně úhlu natočení volantu (řízení) o několik málo stupňů (setin stupně). Vyhodnocení kruhových zkoušek tak neprokázalo podstatnou změnu chování vozidla vlivem změny hmotnostních parametrů.

Druhou zkouškou, která byla provedena za účelem posouzení zkoumaného vlivu, byl vyhýbací manévr. Při experimentálním provedení vyhýbacího manévru (tabulka č. 15) s nájezdovou rychlostí 54 km/h řidič nezaznamenal změnu chování vozidla vlivem změny hmotnostních parametrů. Čas průjezdu se změnou zatížení výrazně nezměnil. Posouzení příčného zrychlení však nebylo objektivně možné, neboť jeho velikost byla výrazně ovlivněna technikou jízdy řidiče. Z důvodu vyloučení vlivu techniky jízdy řidiče byla provedena simulace zkoušeného vyhýbacího manévru (tabulka č. 17). Posouzením časů průjezdu

a maximálních příčných zrychlení lze konstatovat, že změnou zatížení při zkoušené rychlosti 54 km/h dojde jen k zanedbatelné změně chování vozidla. Dále pak byla provedena simulace maximálních rychlostí (tabulka č. 18), při nichž by došlo k projetí bez sražení dopravních kuželů vozidlem. Změna zatížení vozidel ovlivnila velikost dosažitelné maximální rychlosti projetí dráhy, avšak velikost změny mezních rychlostí vlivem změny hmotnostních parametrů nebyla větší než 1 %. Vozidla částečně zatížená dosahovala vyšších hodnot maximálního příčného zrychlení než vozidla plně zatížená. Velikost změny maximálního příčného zrychlení vlivem zatížení ale nepřesáhla 5 %. Vyhodnocení vyhýbacích manévřů prokázalo změnu chování vozidla vlivem změny hmotnostních parametrů a to především při maximálních rychlostech. Za zkoušených podmínek byla velikost změny chování vozidla však velmi malá a z praktického hlediska téměř zanedbatelná.

Celkově lze říci, že u zkoušených osobních vozidel při definovaných jízdních manévrech nedošlo změnou zatížení v rámci užitečné hmotnosti k tak velké změně polohy těžiště a momentu setrvačnosti vozidla, aby došlo k podstatné změně chování vozidla při jízdě v oblouku. Nutno podotknout, že vozidla byla zkoušena za nesnížených adhezních podmínek a v rámci jízdní stability (do meze adheze).

Znalci při své činnosti mnohdy nemají dostatek přesných vstupních údajů (poloha těžiště vozidla, zatížení vozidla atd.) a často při vytváření simulací používají výchozí nastavení simulačních programů. Použitím nepřesných vstupních údajů je tak do simulace vnášena určitá nepřesnost. Z výsledků této práce vyplývá, že vlivem změny zatížení vozidla v rozsahu užitečné hmotnosti nedochází k výrazné změně chování vozidla. Zatížení vozidla v rozsahu jeho užitečné hmotnosti tak výrazněji neovlivňuje jeho jízdní dynamiku. Znalci vnášená odchylka vlivem rozdílu v zatížení vozidla mezi skutečným a simulovaným jízdním stavem tak nemá podstatný vliv na výsledek simulace.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo posouzení vlivu hmotnostních parametrů vozidel na jízdní dynamiku. V úvodu této práce je uvedeno základní rozdělení osobních vozidel. Dále jsou popsány hmotnostní parametry a jízdní dynamika osobních vozidel. Úvodní teoretická část obsahuje základní znalosti potřebné pro pochopení dané problematiky a informace potřebné pro následnou realizaci experimentální části.

Za účelem posouzení zkoumaného vlivu byla provedena série jízdních zkoušek. V páté kapitole je uvedena metodika a výsledky realizovaných jízdních zkoušek. V rámci jízdních zkoušek byly realizovány zkoušky brzdná, kruhová a vyhýbací manévr. Brzdná zkouška byla provedena za účelem zjištění velikosti dosahované adheze ($\mu = 0,86$) na povrchu zkušební dráhy (účelovém letišti v Hrochově Týnci). S jejíž znalostí bylo možné stanovit mezní rychlosti kruhové zkoušky o poloměru $R = 11$ m ($v_m = 34,7$ km/h) a vyhýbacího manévru ($v_m = 54$ km/h).

Kruhová zkouška a vyhýbací manévr byly provedeny za účelem posouzení vlivu hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku. Vybraná vozidla byla zkoušena ve dvou různých stavech zatížení. Ve stavu částečně zatíženém, kdy vozidla byla zatížena pouze řidičem a spolujezdcem. Dále pak ve stavu plného zatížení, kdy byla vozidla zatížena, až na jejich užitečnou hmotnost. Vyhodnocením provedeným jízdních zkoušek byly získány závislosti (úhlu natočení volantu na velikosti příčného zrychlení), z kterých je možné posuzovat vliv změny zatížení zkoušených vozidel na jejich jízdní dynamiku. Realizované jízdní zkoušky byly za účelem porovnání také simulovány v simulačním softwaru Virtual CRASH 3.0 (viz kapitola 6). Zjištěné výsledky jsou obsáhle vyhodnoceny v kapitole sedm. Při porovnání výsledků kruhových zkoušek lze konstatovat, že změna hmotnostních parametrů výrazně neovlivnila chování vozidel. Vlivem změny zatížení došlo pouze ke změně velikosti úhlu natočení volantu a to pouze v řádu jednotek stupňů. Analýzou vyhýbacích manévrů bylo prokázáno, že změna hmotnostních parametrů se výrazněji projeví až při dosažení rychlostí blízkých mezní rychlosti. Vliv změny zatížení vozidla však ovlivňoval výsledné jízdní parametry (velikost maximální rychlosti, maximální příčné zrychlení atd.) pouze v řádu několika málo procent. Daleko podstatnější vliv na velikost jízdních parametrů měla technika jízdy řidiče. Ze získaných výsledků vyplývá, že změna zatížení v rámci užitečné hmotnosti u zkoušených osobních vozidel výrazně neovlivnila jízdní dynamiku vozidel (za zkoušených - nesnížených adhezních podmínek).

V návaznosti na tuto práci by bylo dobré zabývat se vlivem hmotnostních parametrů na jízdní dynamiku za snížené adheze. Bylo by tak možné komplexněji posoudit zkoumaný vliv a rozšířit tak získané poznatky. Dalším možným předmětem zkoumání by mohlo být posouzení vlivu zatížení nad rámec užitečné hmotnosti. Zda přetížení vozidla může výrazněji ovlivnit jeho jízdní dynamiku. Necht' je to jako námět pro další případné zkoumání jízdní dynamiky osobních vozidel.

Seznam použitých zdrojů

- [1] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 1, Podvozky. 2. vyd. Brno: Avid, 2009, 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [2] VYKOUKAL, Rudolf. *Automobily pro 1., 2. a 3. ročník odborných učilišť a učňovských škol*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1971, 411 s.
- [3] *Autoperiskop: Od parovozů ke spalovacímu motoru* [online]. [cit. 2016-01-26]. Dostupné z: <http://autoperiskop.cz/od-parovozu-ke-spalovacimu-motoru-i/>
- [4] *Mezníky vědy* [online]. [cit. 2016-01-26]. Dostupné z: <http://www.inuru.com/index.php/planeta/mezniky-vedy/468-historie-elektromobil-elektromotor>
- [5] *Novinky.cz: Již 125 let můžeme řídit motorový vůz* [online]. [cit. 2016-01-27]. Dostupné z: <http://www.novinky.cz/veda-skoly/historie/222787-jiz-125-let-muzeme-ridit-motorovy-vuz.html>
- [6] *Automobile: Ford T* [online]. [cit. 2016-01-27]. Dostupné z: <http://учпроект.рф/ford-t.php>
- [7] *Novinky.cz: Nejstarší česká auta budou o víkendu poprvé vystavená v Praze* [online]. [cit. 2016-01-27]. Dostupné z: <http://www.novinky.cz/auto/280635-nejstarsi-ceska-auta-budou-o-vikendu-poprve-vystavena-v-praze.html>
- [8] *Zákony pro lidi: Předpis č. 341/2014 Sb.* [online]. [cit. 2016-01-27]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341#cast2>
- [9] *Autorevue* [online]. [cit. 2016-01-31]. Dostupné z: <http://www.autorevue.cz/tridni-boj-jak-se-deli-auta-do-trid>
- [10] *Svaz dovozců automobilů* [online]. [cit. 2016-01-31]. Dostupné z: <http://portal.sdac.cz/clanky/download/tiskovka-pdf-2015-12-1.pdf>
- [11] *Autolexikon: Druhy karoserií* [online]. [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/druhy-karoserii/>
- [12] *Autoznalosti: Druhy karoserií osobních automobilů* [online]. [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/karoserie/32-druhy-karoserii-osobnich-automobilu.html>
- [13] PANÁČEK, Vladimír. *Zkoušení vozidel*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2012, 86 s. ISBN 978-80-214-4558-1.
- [14] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001, 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
- [15] VÉMOLA, Aleš. *Diagnostika automobilů*. Vyd. 1. Brno: Littera, 2006, 2 sv. (127, 82 s.). ISBN 80-85763-31-1.

- [16] VLK, František. *Zkoušení vozidel*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1984, 152 s.
- [17] BRADÁČ, Albert. *Soudní inženýrství*. Brno: CERM, 1997, 719 s. ISBN 80-7204-057-X.
- [18] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [19] *Centrum dopravního výzkumu: Dynamika jízdy vozidel* [online]. [cit. 2016-02-12]. Dostupné z: <http://opvk.cdvinfo.cz/file/dynamika-jizdy-vozidel/>
- [20] VÉMOLA, Aleš. *Problematika znalecké analýzy jízdy a brzdění vozidla v obecném prostorovém oblouku, dizertační práce*. Brno: VUT v Brně, ÚSI. 2005.
- [21] PANÁČEK, Vladimír. *Problematika znalecké analýzy jízdy a brzdění vozidla v obecném prostorovém oblouku při rychlostech vyšších než 50 km/h*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2015. 187 s. textu, 152 s. příloh. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
- [22] *High performance parts* [online]. [cit. 2016-03-28]. Dostupné z: <http://www.highperformanceparts.cz/telemetrie-racelogic-performancebox-03.13975>
- [23] *Heureka: Panasonic HDD SDR-H50* [online]. [cit. 2016-03-28]. Dostupné z: <http://digitalni-kamery.heureka.cz/panasonic-sdr-h50/>
- [24] *Heureka: Lark DVR FreeCam 3.0* [online]. [cit. 2016-03-28]. Dostupné z: http://cerne-skrinky.heureka.cz/lark-dvr-freecam-3_0/#section
- [25] *Mapy.cz: Hrochův Týnec u Chrudimi - ULHTYN* [online]. [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <https://mapy.cz/zakladni?x=15.8957156&y=49.9461306&z=17&source=base&id=1703545>
- [26] RÜCKER, Jan. *Měření hmotnostních parametrů vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2011. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vladimír Panáček.
- [27] Archiv autora této práce
- [28] Archiv autora této práce za využití podpory simulačního softwaru Virtual CRASH 3.0

Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol / zkratka	Jednotka	Význam
a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení / zpomalení
ABS	$[-]$	Protiblokovací systém vozidla
a _d	$[m \cdot s^{-2}]$	Dostředivé zrychlení
a _y	$[m \cdot s^{-2}]$	Příčné zrychlení
c	$[-]$	Hlavní poloosa adhezní elipsy
d	$[-]$	Vedlejší poloosa adhezní elipsy
ESP	$[-]$	Elektronický stabilizační program
f	$[-]$	Součinitel valivého odporu pneumatiky
F _k	$[N]$	Hnací síla
F _N	$[N]$	Normálová síla
F _o	$[N]$	Odstředivá síla
F _{oR}	$[N]$	Odstředivá síla vzniklá vlivem horizontálního oblouku
F _{or}	$[N]$	Odstředivá síla vzniklá vlivem vertikálního oblouku
F _T	$[N]$	Třecí síla
G	$[N]$	Tíhová síla
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
h	$[m]$	Výšková poloha těžiště
h ₀	$[m]$	Vzdálenost těžiště vozidla od spojnice středů náprav
H ₁	$[m]$	Výška zdvihu přední nápravy
l	$[m]$	Rozvor náprav
l _p	$[m]$	Vzdálenost těžiště od přední nápravy
l _z	$[m]$	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
m	$[kg]$	Celková hmotnost vozidla
m ₁	$[kg]$	Hmotnost připadající na levé přední kolo
m ₂	$[kg]$	Hmotnost připadající na pravé přední kolo
m ₃	$[kg]$	Hmotnost připadající na levé zadní kolo
m ₄	$[kg]$	Hmotnost připadající na pravé zadní kolo
M _m	$[N \cdot m]$	Točivý moment motoru
m _p	$[kg]$	Hmotnost připadající na přední nápravu
m _z	$[kg]$	Hmotnost připadající na zadní nápravu
N ₁	$[N]$	Radiální reakce od levého předního kola
N ₂	$[N]$	Radiální reakce od pravého předního kola
N ₃	$[N]$	Radiální reakce od levého zadního kola
N ₄	$[N]$	Radiální reakce od pravého zadního kola
N _p	$[N]$	Radiální reakce od přední nápravy

Symbol / zkratka	Jednotka	Význam
N_z	$[N]$	Radiální reakce od zadní nápravy
O_c	$[N]$	Celkový jízdní odpor
O_p	$[N]$	Odpor přívěsu
O_s	$[N]$	Odpor stoupání
O_v	$[N]$	Odpor valivý
O_{vz}	$[N]$	Odpor vzdušný
O_z	$[N]$	Odpor zrychlení
P_k	$[W]$	Potřebný výkon
P_m	$[W]$	Výkon motoru
R	$[m]$	Poloměr horizontálního oblouku
r	$[m]$	Poloměr vertikálního oblouku
r_s	$[m]$	Statický poloměr kola
s	$[m]$	Dráha
s_B	$[m]$	Brzdná dráha
t	$[m]$	Rozchod kol
t_1	$[m]$	Vzdálenost těžiště od levé strany vozidla
t_2	$[m]$	Vzdálenost těžiště od pravé strany vozidla
t_y	$[s]$	Doba potřebná pro příčné přemístění vozidla
v	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost jízdy
v_m	$[m \cdot s^{-1}]$	Mezní rychlost jízdy
x_T	$[m]$	Podélná vzdálenost těžiště od přední nápravy
y	$[m]$	Příčná vzdálenost při příčném přemístění vozidla
y'_T	$[m]$	Příčná vzdálenost těžiště od levé strany vozidla
y_T	$[m]$	Příčná vzdálenost těžiště od podélné osy vozidla
α	$[^\circ]$	Podélný sklon vozovky
β	$[^\circ]$	Příčný sklon vozovky
β_v	$[^\circ]$	Úhel natočení volantu
$\mathcal{G}$	$[-]$	Součinitel vlivu rotačních hmot
μ	$[-]$	Součinitel adheze
μ_x	$[-]$	Součinitel adheze v podélném směru
μ_y	$[-]$	Součinitel adheze v příčném směru
ν	$[^\circ]$	Úhel naklonění vozidla

Seznam příloh

Příloha č. 1: Průběhy brzdných zkoušek změřených decelerometrem XL meter (2 listy).

Příloha č. 2: Souhrnné vyhodnocení experimentálních kruhových zkoušek (3 listy).

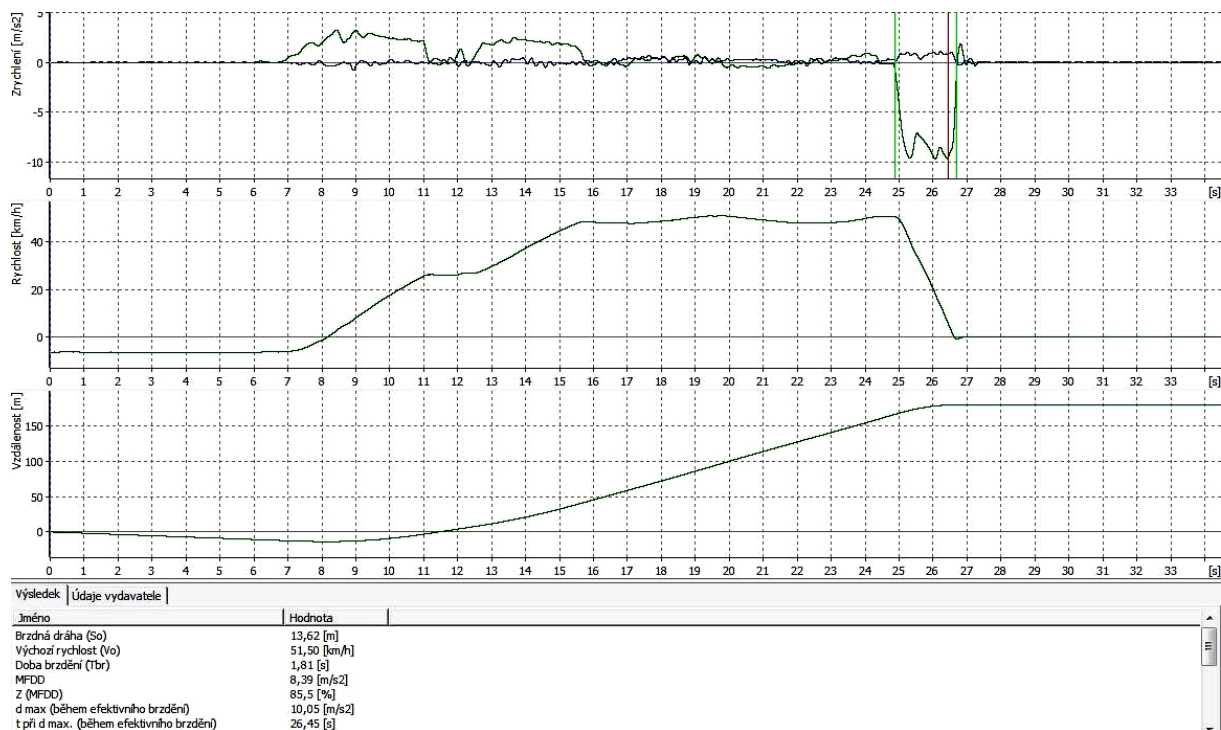
Příloha č. 3: Průběhy vyhýbacích manévřů zaznamenaných přístrojem Racelogic (2 listy).

Příloha č. 4: Souhrnné vyhodnocení simulací kruhových zkoušek (3 listy).

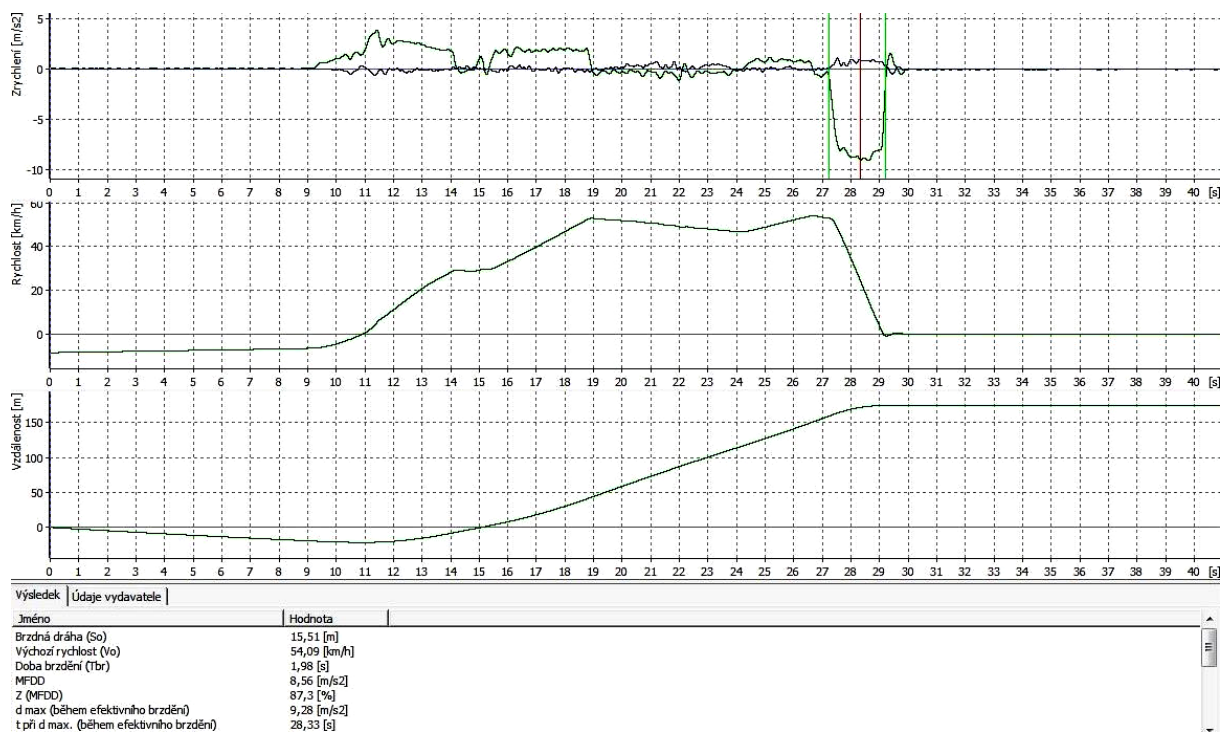
Příloha na DVD:

- videozáznam ze statické kamery (15 videí)
- simulace kruhových zkoušek (60 simulací)
- simulace vyhýbacích manévřů (12 simulací)
- protokoly simulovaných jízdních zkoušek (72 protokolů)

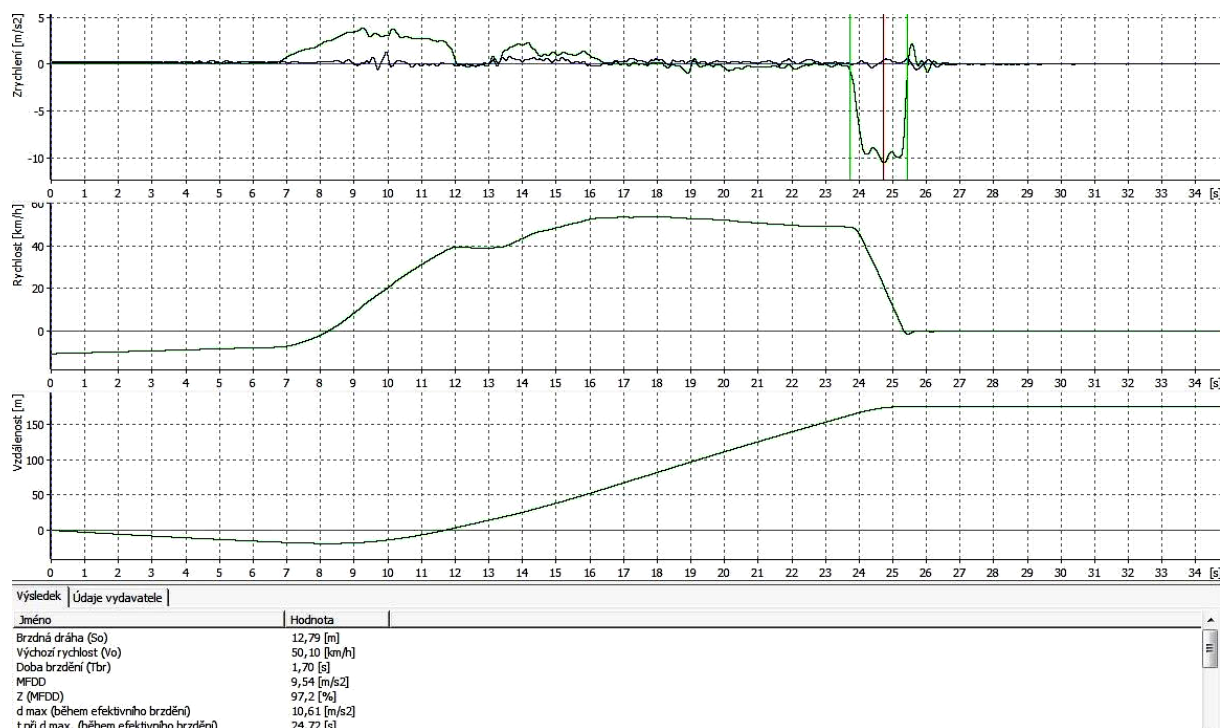
Průběhy brzdných zkoušek změřených decelerometrem XL meter



Obrázek 1: Brzdná zkouška vozidla Renault Laguna [27]



Obrázek 2: Brzdná zkouška vozidla Renault Twingo [27]



Obrázek 3: Brzdná zkouška vozidla Škoda Fabia Combi [27]

Souhrnné vyhodnocení experimentálních kruhových zkoušek

Vozidlo Renault Laguna

Tabulka 1: Kruhové zkoušky vozidla Renault Laguna při plném zatížení [27]

Kruhová zkouška, vozidlo: Renault Laguna - plně zatížený automobil							
Číslo měření	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Počet ujetých kol	Úhel natočení volantu [°]	Čas průjezdu [s]	Průměrný čas průjezdu jednoho kola [s]	Čas provedení zkoušky [s]
1	0,41	7,7	3	230	103,9	34,6	10:05
2	0,72	10,2	3	232	79,9	26,6	10:09
3	1,54	14,8	3	235	55,0	18,3	10:14
4	2,74	19,8	3	238	39,9	13,3	10:23
5	4,23	24,6	3	240	31,5	10,5	10:30
6	6,28	29,9	2	238	18,4	9,2	10:37

Tabulka 2: Kruhové zkoušky vozidla Renault Laguna při částečném zatížení [27]

Kruhová zkouška, vozidlo: Renault Laguna - částečně zatížený automobil							
Číslo měření	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Počet ujetých kol	Úhel natočení volantu [°]	Čas průjezdu [s]	Průměrný čas průjezdu jednoho kola [s]	Čas provedení zkoušky [s]
1	0,42	7,8	3	229	100,1	33,4	11:29
2	0,83	10,9	3	231	74,0	24,7	11:32
3	1,53	14,8	3	234	71,2	23,7	11:35
4	2,71	19,6	3	237	54,5	18,2	11:38
5	4,77	26,1	3	243	41,0	13,7	11:39
6	6,18	29,7	3	245	36,3	12,1	11:42

Vozidlo Renault Twingo

Tabulka 3: Kruhové zkoušky vozidla Renault Twingo při plném zatížení [27]

Kruhová zkouška, vozidlo: Renault Twingo - plně zatížený automobil							
Číslo měření	Příčné zrychlení [m/s²]	Rychlost [km/h]	Počet ujetých kol	Úhel natočení volantu [°]	Čas průjezdu [s]	Průměrný čas průjezdu jednoho kola [s]	Čas provedení zkoušky [s]
1	0,47	8,2	3	267	95,3	31,8	15:01
2	0,79	10,6	3	268	72,1	24,0	15:03
3	1,65	15,3	3	270	51,1	17,0	15:07
4	2,78	19,9	3	272	39,5	13,2	15:09
5	4,32	24,8	3	276	31,0	10,3	15:10
6	5,85	28,9	2	285	15,7	7,9	15:12

Tabulka 4: Kruhové zkoušky vozidla Renault Twingo při částečném zatížení [27]

Kruhová zkouška, vozidlo: Renault Twingo - částečně zatížený automobil							
Číslo měření	Příčné zrychlení [m/s²]	Rychlost [km/h]	Počet ujetých kol	Úhel natočení volantu [°]	Čas průjezdu [s]	Průměrný čas průjezdu jednoho kola [s]	Čas provedení zkoušky [s]
1	0,46	8,1	3	265	96,7	32,2	14:11
2	0,76	10,4	3	266	74,9	25,0	14:14
3	1,47	14,5	3	268	53,8	17,9	14:16
4	2,87	20,2	3	269	39,1	13,0	14:18
5	4,47	25,2	3	272	31,2	10,4	14:20
6	6,06	29,4	2	280	17,6	8,8	14:22

Vozidlo Škoda Fabia Combi

Tabulka 5: Kruhové zkoušky vozidla Škoda Fabia Combi při plném zatížení [27]

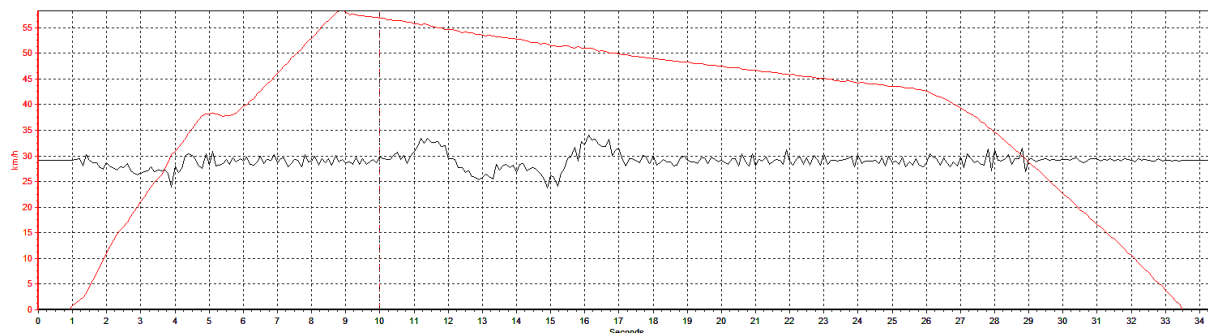
Kruhová zkouška, vozidlo: Škoda Fabia Combi - plně zatížený automobil							
Číslo měření	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Počet ujetých kol	Úhel natočení volantu [°]	Čas průjezdu [s]	Průměrný čas průjezdu jednoho kola [s]	Čas provedení zkoušky [s]
1	0,51	8,6	3	217	88,5	29,5	17:13
2	0,88	11,2	3	220	68,9	23,0	17:15
3	1,65	15,4	3	222	50,6	16,9	17:24
4	2,67	19,5	3	229	39,7	13,2	17:27
5	4,45	25,2	3	240	31,0	10,3	17:30
6	5,94	29,1	3	267	26,9	9,0	17:32

Tabulka 6: Kruhové zkoušky vozidla Škoda Fabia Combi při částečném zatížení [27]

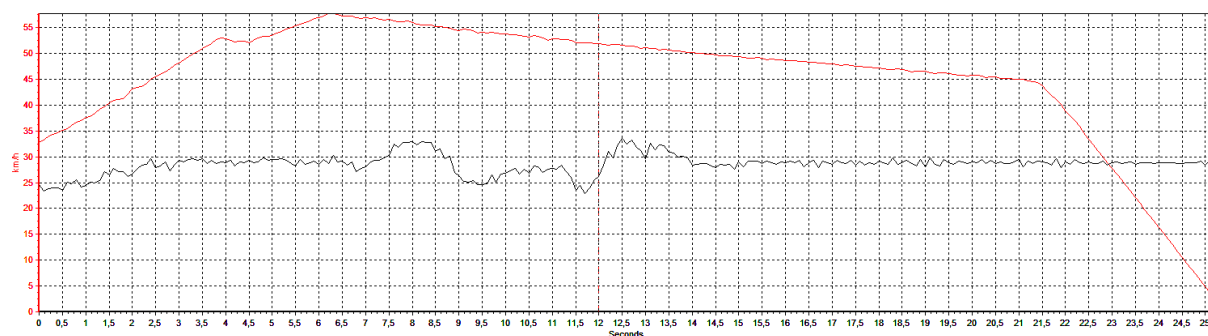
Kruhová zkouška, vozidlo: Škoda Fabia Combi - částečně zatížený automobil							
Číslo měření	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Počet ujetých kol	Úhel natočení volantu [°]	Čas průjezdu [s]	Průměrný čas průjezdu jednoho kola [s]	Čas provedení zkoušky [s]
1	0,51	8,6	3	215	91,0	30,3	16:25
2	0,81	10,7	3	218	72,0	24,0	16:28
3	1,65	15,4	3	221	47,7	15,9	16:30
4	2,85	20,2	3	227	38,9	13,0	16:32
5	4,32	24,8	3	235	32,6	10,9	16:36
6	5,80	28,8	3	254	27,8	9,3	16:37

Průběhy vyhybacích manévřů zaznamenaných přístrojem Racelogic

Vozidlo Renault Twingo

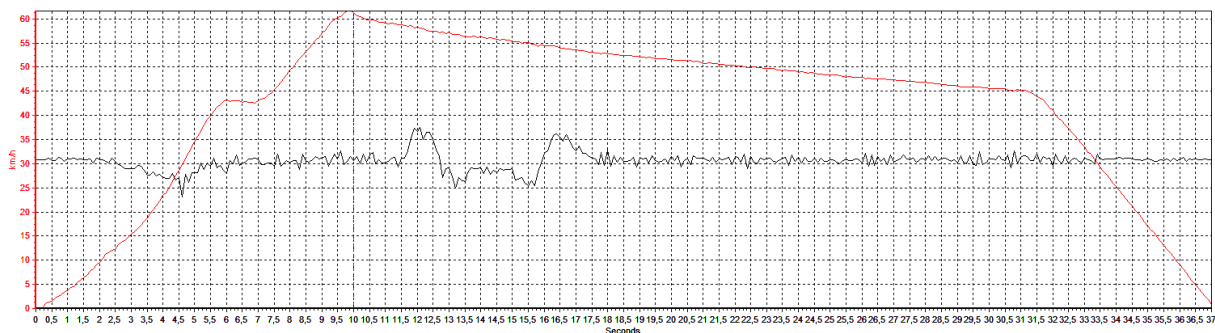


Obrázek 1: Vyhybací manévr vozidla Renault Twingo, vozidlo částečně zatíženo [27]

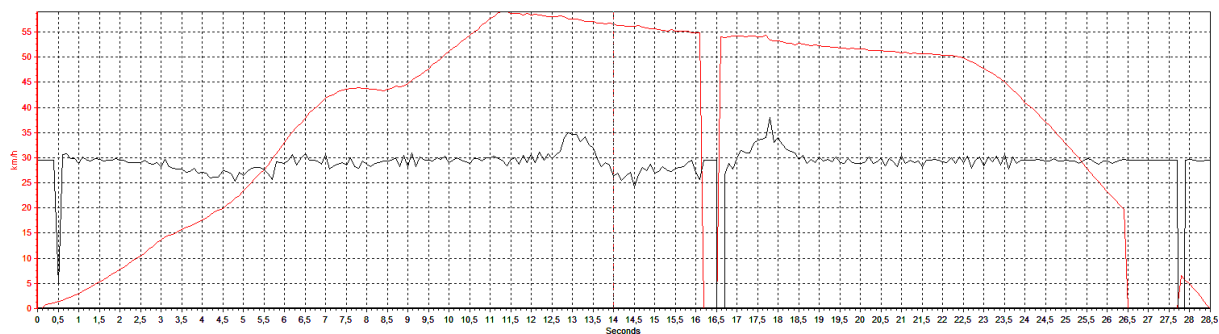


Obrázek 2: Vyhybací manévr vozidla Renault Twingo, vozidlo plně zatíženo [27]

Vozidlo Škoda Fabia Combi

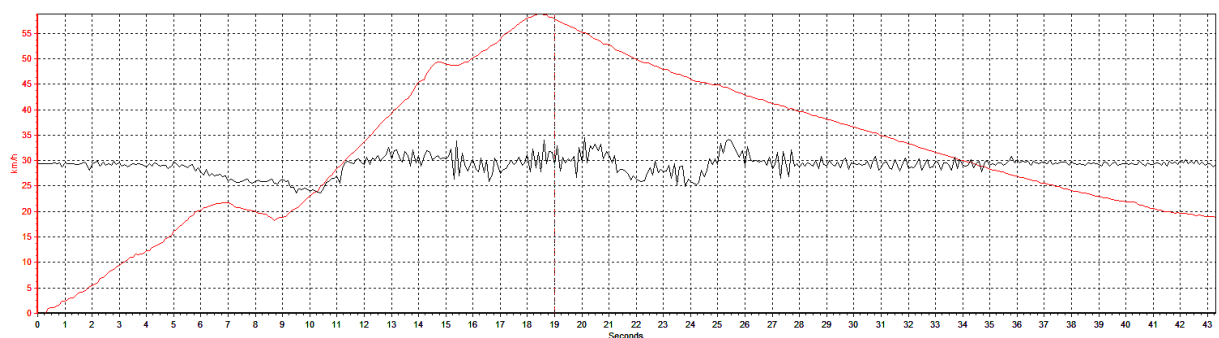


Obrázek 3: Vyhybací manévr vozidla Škoda Fabia Combi, vozidlo částečně zatíženo [27]

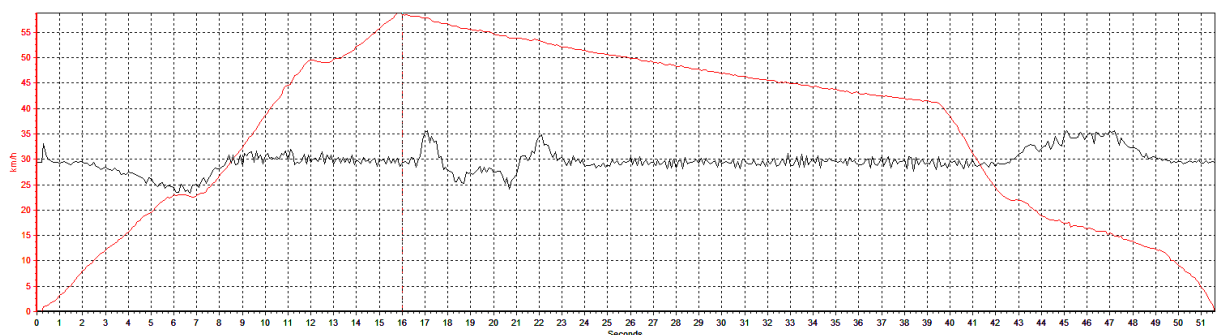


Obrázek 4: Vyhýbací manévr vozidla Škoda Fabia Combi, vozidlo plně zatíženo [27]

Vozidlo Renault Laguna



Obrázek 5: Vyhýbací manévr vozidla Renault Laguna, vozidlo částečně zatíženo [27]



Obrázek 6: Vyhýbací manévr vozidla Renault Laguna, vozidlo plně zatíženo [27]

Souhrnné vyhodnocení simulací kruhových zkoušek

Vozidlo Renault Laguna

Tabulka 1: Simulace kruhové zkoušky vozidla Renault Laguna při plném zatížení [27]

Simulace kruhové zkoušky, vozidlo: Renault Laguna - plně zatížený automobil						
Číslo simulace	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Výchozí nastavení polohy těžiště		Zpřesněné nastavení polohy těžiště	
			Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]	Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]
1	0,34	7	13,92	0,004	13,92	0,004
2	0,70	10	13,94	0,012	13,94	0,012
3	1,58	15	13,99	0,053	13,99	0,054
4	2,81	20	14,01	0,16	14,02	0,164
5	4,38	25	13,97	0,389	14,01	0,398
6	6,31	30	13,83	0,808	13,91	0,832

Tabulka 2: Simulace kruhové zkoušky vozidla Renault Laguna při částečném zatížení [27]

Simulace kruhové zkoušky, vozidlo: Renault Laguna - částečně zatížený automobil						
Číslo simulace	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Výchozí nastavení polohy těžiště		Zpřesněné nastavení polohy těžiště	
			Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]	Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]
1	0,34	7	13,93	0,004	13,93	0,004
2	0,70	10	13,95	0,011	13,95	0,011
3	1,58	15	13,99	0,046	13,99	0,047
4	2,81	20	14	0,14	14	0,141
5	4,38	25	13,95	0,335	13,97	0,341
6	6,31	30	13,79	0,696	13,84	0,714

Vozidlo Renault Twingo

Tabulka 3: Simulace kruhové zkoušky vozidla Renault Twingo při plném zatížení [27]

Simulace kruhové zkoušky, vozidlo: Renault Twingo - plně zatížený automobil				
Číslo simulace	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]
1	0,34	7	12,44	0,004
2	0,70	10	12,46	0,011
3	1,58	15	12,49	0,05
4	2,81	20	12,5	0,155
5	4,38	25	12,46	0,378
6	6,31	30	12,3	0,787

Tabulka 4: Simulace kruhové zkoušky vozidla Renault Twingo při částečném zatížení [27]

Simulace kruhové zkoušky, vozidlo: Renault Twingo - částečně zatížený automobil				
Číslo simulace	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]
1	0,34	7	12,45	0,003
2	0,70	10	12,47	0,01
3	1,58	15	12,49	0,044
4	2,81	20	12,49	0,137
5	4,38	25	12,43	0,333
6	6,31	30	12,27	0,7

Vozidlo Škoda Fabia Combi

Tabulka 5: Simulace kruhové zkoušky vozidla Škoda Fabia Combi při plném zatížení [27]

Simulace kruhové zkoušky, vozidlo: Škoda Fabia Combi - plně zatížený automobil						
Číslo simulace	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Výchozí nastavení polohy těžiště		Zpřesněné nastavení polohy těžiště	
			Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]	Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]
1	0,34	7	12,97	0,004	12,97	0,04
2	0,70	10	12,99	0,012	12,99	0,012
3	1,58	15	13,03	0,052	13,03	0,053
4	2,81	20	13,04	0,158	13,05	0,161
5	4,38	25	12,99	0,38	13,01	0,391
6	6,31	30	12,82	0,793	12,89	0,816

Tabulka 6: Simulace kruhové zkoušky vozidla Škoda Fabia Combi při částečném zatížení [27]

Simulace kruhové zkoušky, vozidlo: Škoda Fabia Combi - částečně zatížený automobil						
Číslo simulace	Příčné zrychlení [m/s ²]	Rychlost [km/h]	Výchozí nastavení polohy těžiště		Zpřesněné nastavení polohy těžiště	
			Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]	Úhel řízení [°]	Podélné zrychlení [m/s ²]
1	0,34	7	12,98	0,04	12,98	0,04
2	0,70	10	13	0,011	13	0,011
3	1,58	15	13,03	0,045	13,02	0,047
4	2,81	20	13,03	0,139	13,03	0,143
5	4,38	25	12,97	0,335	12,97	0,343
6	6,31	30	12,8	0,7	12,83	0,713