



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF FORENSIC ENGINEERING

MĚŘENÍ ZPOMALENÍ OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ PŘI BRZDĚNÍ MOTOREM

THE MEASUREMENT OF CAR DECELERATION DURING ENGINE BRAKING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JANA BEJČKOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ALBERT BRADÁČ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství

Ústav soudního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jana Bejčková

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:

Měření zpomalení osobních automobilů při brzdění motorem

v anglickém jazyce:

The Measurement of Car Deceleration During Engine Braking

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce bude změření a vyhodnocení zpomalení dostatečného reprezentativního vzorku osobních automobilů při brzdění motorem na různé rychlostní stupně z různých rychlostí.

Cíle diplomové práce:

Úkoly:

1. Rešerše dostupné literatury.
2. Zpracování teoretické části (jízdní odpory, převodové poměry, ...).
3. Zajištění dostatečného počtu vozidel pro měření.
4. Provedení měření.
5. Statistické vyhodnocení a učinění závěrů.

Abstrakt

Předkládaná diplomová práce se zabývá měřením zpomalování osobních automobilů při brzdění motorem z různých výchozích rychlostí při zařazených určitých rychlostních stupňů u vybraného vzorku vozidel. Skládá se z teoretické části, ve které jsou vymezena odborná východiska, vysvětleny vybrané jízdní parametry včetně uvedení způsobu jejich měření a další související skutečnosti z oblasti konstrukčních vlastností vozidel, dále z návrhu vlastní metodiky měření, kde je podán celkový plán realizace měření, informace o jeho průběhu a popis práce s decelerometrem, dále z vlastního měření zpomalení vozidel, jehož součástí je interpretace dílčích naměřených hodnot a z konečného vyhodnocení všech provedených měření a patřičného vyvození závěrů.

Abstract

The presented diploma thesis deals with the measurement of car deceleration during engine braking from different starting speeds and different speed gears with a sample of vehicles. This piece of work consists of a theoretical part, where problem background is defined, selected driving parameters including the manner how to measure them are explained and the facts in the field of structural characteristics of the vehicle are given, further from a design of measurement methodology that gives an overall plan of implementation, all the respective information and a description of handling with decelerometer, further from a real measurement of the deceleration including an interpretation of partial obtained values and finally from the evaluation of all results with appropriate conclusions.

Klíčová slova

Jízdní odpory, převodové poměry, zpomalení, brzdění motorem, decelerometr.

Keywords

Motion resistances, gear ratios, deceleration, engine braking, decelerometer.

Bibliografická citace

BEJČKOVÁ, J. *Měření zpomalení osobních automobilů při brzdění motorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2014. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Albert Bradáč, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „Měření zpomalení osobních automobilů při brzdění motorem“ zpracovala samostatně. Veškeré zdroje informací, které byly použity k jejímu sepsání, řádně cituji a uvádím v seznamu použitých pramenů.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Bc. Jana Bejčková

Poděkování

Na tomto místě bych ráda poděkovala panu Ing. Albertu Bradáčovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a podnětné připomínky, které mi v průběhu zpracovávání diplomové práce poskytoval. Dík dále patří všem, kteří byli ochotni poskytnout osobní automobily pro potřeby měření.

OBSAH

ÚVOD.....	9
1 LITERÁRNÍ PŘEHLED	10
1.1 Vstupní úvahy a vymezení	10
1.1.1 Motorové vozidlo	10
1.1.2 Kategorie vozidel.....	11
1.1.3 Druhy osobních automobilů (M1, příp. M1G)	12
1.1.4 Základní koncepce osobních automobilů	13
1.2 Vybrané jízdní parametry	16
1.2.1 Decelerace	17
1.2.2 Jízdní odpory	17
1.2.3 Součinitel adheze	27
1.2.4 Převodové poměry	29
1.3 Brzdění	33
1.3.1 Brzdění motorem	34
1.3.2 Právní předpisy	35
1.4 Spalovací motory.....	36
1.4.1 Rozhodné parametry spalovacího motoru.....	36
1.4.2 Řízení motoru.....	38
2 METODIKA MĚŘENÍ.....	40
2.1 Technické požadavky zkoušky	40
2.2 Měření zpomalení vozidel	41
2.2.1 Použitý měřicí přístroj	42
2.2.2 Postup při měření decelerometrem XL Meter	42
2.3 Plán měření	43
2.4 Průběh měření.....	45

2.5	Měřená vozidla	47
3	VLASTNÍ MĚŘENÍ	48
3.1	Výsledky měření „30-2“	50
3.2	Výsledky měření „50-3“	52
3.3	Výsledky měření „50-2“	54
3.4	Vyhodnocení měření.....	56
4	ZÁVĚR	61
5	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	63
6	SEZNAM OBRÁZKŮ	64
7	SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	65
7.1	Knižní zdroje	65
7.2	Právní předpisy a normy.....	65
7.3	Další zdroje.....	66
8	SEZNAM PŘÍLOH.....	67
9	PŘÍLOHY	68

ÚVOD

Osobní automobil se doslova stal fenoménem dnešní doby. Tvoří nedílnou součást našeho každodenního života, a to již téměř 130 let, tedy od okamžiku, kdy byla patentována motorová tříkolka Karla Benze. Za tuto dobu automobil prošel mnoha vývojovými etapami, které ovlivnily jeho konstrukci do jeho současné podoby. Moderní automobil představuje složitý celek, který spojuje inovativní myšlenky konstruktérů, ekonomů, designérů a dalších odborníků, například marketingových specialistů. Jedná se tak o kompromis mezi ústupky z požadavků zúčastněných stran, jehož výsledkem jsou specifické jízdní parametry vozidla, které charakterizují jeho provozní chování a jízdní vlastnosti. Vzhledem k současnému intenzivnímu rozvoji používaných technologií dnešní vozidla například běžně disponují asistenčními systémy inteligentní ochrany, jejichž primárním cílem je zvyšování bezpečnosti cestujících.

Zejména brzdné vlastnosti motorového vozidla mají přímý vliv na aktivní bezpečnost. Proto se účinek brzdové soustavy běžně důkladně zkouší. Podobně jako pro některé jiné zkoušky vozidel, i pro brzdné zkoušky a předepsané účinky brzdové soustavy jsou stanoveny odpovídající zákonné předpisy. Pro zkoušky brzdných vlastností a jejich hodnocení konkrétně platí předpis *R13 Evropské hospodářské komise OSN, vyhláška č. 192/1995 Sb. a norma ČSN 30 0550*. Brzdění motorem lze kategorizovat jako specifický případ projevu brzdného účinku. Brzdění motorem má své opodstatnění především z hlediska bezpečnosti a spotřeby paliva. Pro tento způsob brzdění je typické, že čím větší otáčky motor vozidla získá, tím je zpomalení výraznější, respektive, čím nižší rychlostní stupeň je zařazen, tím je dosahované zpomalení vozidla motorovou brzdou větší. Brzdění motorem také například mimo jiné souvisí s tím, jaký je převodový poměr mezi koly a motorem vozidla. Právě těmito tématy se diplomová práce podrobněji zabývá.

V návaznosti na výše zmíněné aspekty týkající se problematiky zpomalování osobních automobilů při brzdění motorem se adekvátním způsobem odvíjí postup zpracovávání celé práce. Vzhledem k tomu, že práce není výhradně určena expertům z oboru, pro dosažení její konzistentnosti, v úvodní části zařazuji kapitolu vymezující jednotlivé odborné leč svým způsobem obecné pojmy. Hlavním cílem práce je provedení vlastního měření intenzity zpomalování u různých typů osobních automobilů při zařazených určitých rychlostních stupních, následně patřičné statistické vyhodnocení získaných výsledků, případně návrh jejich potenciálního využití.

1 LITERÁRNÍ PŘEHLED

V první části diplomové práce je podán ucelený přehled dostupné literatury, který seznamuje s odbornou terminologií, zahrnuje vybrané jízdní parametry vozidel včetně způsobů jejich měření a v neposlední řadě související poznatky z oblasti konstrukčních vlastností vozidel, které také s danou problematikou úzce souvisejí.

1.1 VSTUPNÍ ÚVAHY A VYMEZENÍ

Na úplný úvod si dovoluji přesně specifikovat pojmy, které přímo vyplývají z názvu práce, aby použitá terminologie byla plně synchronizována:

Měření. Jedná se o soubor činností spojených s určením hodnoty dané veličiny. Tímto určením se rozumí charakteristika dané veličiny pomocí konkrétního čísla. Přiřazení číselné hodnoty se provádí pomocí měřicího zařízení, jehož konstrukce je založena na zvoleném principu měření. [14] Systémům pro měření zpomalení vozidel je věnována speciální kapitola 2.2.

Zpomalování neboli *decelerace* je projev vozidla, při kterém dochází k nárůstu brzdného účinku z různých příčin a různými způsoby. Obvykle ke zpomalení dojde po sešlápnutí brzdového pedálu, zpomalení však nastává také při podřazení rychlostního stupně (RS) menším rychlostním stupněm bez sešlapování brzdového pedálu. V takovém případě se právě jedná o brzdění motorem. Obecně lze konstatovat, že čím k rychlejšímu snížení rychlosti v čase dojde, tím větší zpomalení je dosaženo. Zpomalení je přirozeně opakem zrychlování, tedy *akcelpace*. Problematika zpomalení je zpracována v kapitole 1.2.1.

Brzdění motorem znamená zařazení a postupné podřazování jistého převodového stupně bez sešlápnutí plynového pedálu, takže motor je roztáčen pouze setrvačností vozidla. Platí zde závislost, čím větší otáčky motor získá, tím k výraznější deceleraci dochází. V implikaci je možno také dále pokračovat, neboť čím nižší RS je zařazen, tím více je vozidlo motorovou brzdou zpomaleno. Souvislost lze hledat v důsledku třecích ztrát v motoru, které rostou asi s kvadrátem rychlosti relativního pohybu jeho součástí, a dále jde o to, jaký existuje převodový poměr mezi koly a motorem vozidla.

1.1.1 Motorové vozidlo

Slovo automobil pochází z řeckého *άυτο* [áuto] – ve významu *samostatně* a latinského *mobilis* ve významu *pohyblivý*. Běžně se dnes používá zkrácený tvar slova auto. Ve starší češtině byl rovněž užíván doslovný překlad slova automobil, tedy *samohyb*. Automobil je

etymologicky definován jako samostatně se pohybující pozemní dopravní prostředek, který je nezávislý na kolejích nebo trolejích, a k jehož pohybu není třeba tažných zvířat či lidské síly, neboť je schopen se po zemi pohybovat díky svému vlastnímu pohonu. Této definici, která zahrnuje i motorová jednostopá vozidla, mopedy, autobusy a pojízdné pracovní stroje však odpovídá v právních předpisech termín **motorové vozidlo**, tedy silniční vozidlo poháněné vlastním motorem. Slovo automobil (auto) se pak používá pouze v jeho užším významu. [2]

Motorová vozidla se podle konstrukce dělí na jednostopá a dvoustopá. Příkladem dvoustopého motorového vozidla je osobní automobil.

1.1.2 Kategorie vozidel

Příloha zákona č. 56/2001 Sb. vymezuje 7 základních kategorií vozidel:

- Kategorie L – motorová vozidla zpravidla s méně než čtyřmi koly,
- Kategorie M – motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro přepravu osob,
- Kategorie N – motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro přepravu nákladů (zvířat),
- Kategorie O – přípojná vozidla,
- Kategorie T – traktory zemědělské nebo lesnické,
- Kategorie S – pracovní stroje
- Kategorie R – ostatní vozidla, která nelze zařadit do výše uvedených kategorií.

Předmětem této diplomové práce jsou **osobní automobily** (OA), tedy dvoustopá motorová vozidla, která se používají pro dopravu osob. Podle přílohy vyhlášky č. 341/2002 Sb. se druhem silničního vozidla „osobní automobil“ označují vozidla kategorie **M1**, přičemž vozidla kategorií M2 a M3 jsou označována jako „autobus“. [13] Z právního hlediska by se však dalo namítat, že se stále jedná svým způsobem o neurčitý pojem, neboť jeho přesná definice neexistuje, a tedy jeho význam nemusí být ihned zřejmý.

1.1.3 Druhy osobních automobilů (M1, příp. M1G)

Dle tvaru karoserie (z hlediska provedení střechy a zadní části vozidla), ale i vzhledem k způsobu užití, lze OA dělit do několika druhů. Ne vždy je však na první pohled jasné, kam daný vůz zařadit. Dnes se výrobci automobilů předhánějí ve všestrannosti využití a kategorie se různě mísí. [18] Pro potřeby diplomové práce je vhodné rozlišovat minimálně tyto druhy:

- **Sedan.** Jde o typ uzavřený karoserie, u kterého je oddělen zavazadlový prostor od prostoru pro posádku. Sedan má dvě řady plnohodnotných sedadel, každá z nich po dvou, popř. třech místech k sezení, stupňovitou záď, tuhou (pevnou) střechu, přičemž část střechy může být otvíratelná, 4 boční dveře a na každé straně obvykle dvě boční okna. Některé vozy mívají ještě jedno menší za zadními dveřmi. V zádi automobilu může být víko (dveře) zasahující až ke střechě (v případě dvou bočních dveří se jedná o druh Tudor).

- **Hatchback.** Tvar zadní části karosérie se vyznačuje splývavou (šikmou) záďí, otvíratelnou v celé nebo téměř celé ploše, v tří nebo pětidvéřovém uspořádání (závěsy zadních pátých, resp. třetích dveří jsou umístěny u střechy vozidla). Většinou má dvě řady sedadel. Hatchback je typická kategorie používaná u vozů nižších tříd.

- **Liftback.** Jedná se o tří nebo pětidvéřovou uzavřenou karoserii s výklopnými zadními dveřmi. Závěsy zadních dveří jsou umístěny u střechy vozidla. Tvar zadní části karosérie se vyznačuje tím, že za spodní hranou okna zadních dveří je vodorovná nebo téměř vodorovná plocha (odsazení). Záď je otvíratelná v celé nebo téměř celé ploše, proti hatchbacku je záď delší a svažuje se pod mírnějším úhlem dolů. Výhodou karoserie liftback je především snadný přístup do zavazadlového prostoru.

- **Kombi (Combi).** Je typem uzavřené velkoprostorová karoserie s jedním společným prostorem pro cestující a náklad. Střecha je pevná, tuhá a protažená až do zadní části vozu do zavazadlového prostoru. Část střechy může být otvíratelná. Svislá zadní stěna tvoří páté, výjimečně třetí dveře. Kombi mívá nejméně 4 místa k sezení nejméně ve dvou řadách sedadel. Zadní sedadla jsou vyjímatelná (popř. se sklopnými opěradly) ke zvětšení ložné plochy. U každé řady sedadel musí být na obou stranách boční okno (popřípadě společné okno pro druhou a třetí řadu sedadel). Název kombi je převážně používán na území bývalého Československa, různí výrobci spíše používají svá vlastní označení: Opel – Caravan, Fiat – Panorama, BMW – Touring, Ford – Turnier, Fiat – Weekend, Volkswagen – Variant, Alfa Romeo – Sportwagon, Mazda – Wagon, Audi – Avant, Kia – SportyWagon. [18]

- **MPV.** Označení znamená *Multi Purpose Vehicle*, popř. *Multi Utility Vehicle* se překládá jako velkoprostorový vůz. 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.

- **SUV.** *Sport Utility Vehicle* přeloženo jako sportovní užitkové vozidlo kombinuje výhody většího vnitřního a zavazadlového prostoru se schopností brázdit jak silnice, tak lehčí terén.

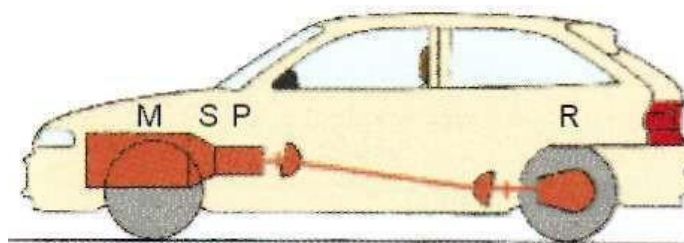
Mezi další druhy osobních automobilů patří: limuzína, kupé, kabriolet, roadster, sanitní, pohřební, obytné, požární, záchranné, montážní, sportovní, technický zásahový, technický vyprošťovací a osobní automobil technické pomoci. [11]

1.1.4 Základní koncepce osobních automobilů

Základní koncepcí automobilů se rozumí umístění hnacího ústrojí (motoru, spojky, převodovky a rozvodovky) vzhledem k nápravám automobilu. Existují tři základní koncepce osobních automobilů: klasická koncepce, přední a zadní pohon. [8]

1) Klasická koncepce

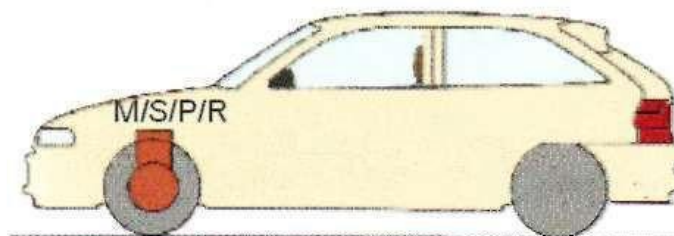
Motor s převodovkou je umístěn vpředu podélně, hnací síla je přenášena spojovacím kloubovým hřídelem na zadní, tedy hnací, nápravu (viz **Obr. 1**). Přenos hnacího momentu z převodovky na rozvodovku je kardanovým hřídelem. Tuto koncepci používají např. vozy BMW. Určitou variantou této koncepce je *transaxle*, kdy převodovka je umístěna vzadu u zadní hnací nápravy.



Obr. 1: Klasická koncepce osobního automobilu [8]

2) Přední pohon

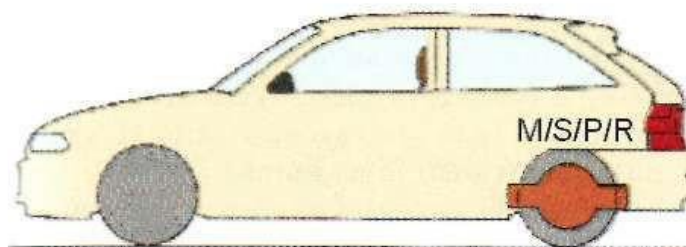
Motor s převodovkou a rozvodovkou je umístěn u přední hnací nápravy. Motor je buď uložen příčně (viz **Obr. 2** u vozidel např. Škoda Octavia), nebo podélně (např. Audi) před přední hnací nápravou. V současné době se jedná o nejrozšířenější koncepci u osobních automobilů.



***Obr. 2:** Koncepce přední pohon s příčným uložením motoru [8]*

3) Zadní pohon

Motor s převodovkou a rozvodovkou je umístěn u zadní hnací nápravy. Motor může být opět uložen podélně (**Obr. 3**) nebo příčně. Pokud je motor uložen napříč před zadní nápravou, konstrukce se označuje jako provedení s motorem uprostřed (např. Porsche Cayman).



***Obr. 3:** Koncepce zadní pohon s podélným uložením motoru [8]*

Následující tabulka (**Tab. 1**) slouží pro přehled výhod a nevýhod dle zmíněných jednotlivých koncepcí osobních automobilů.

Tab. 1: Přehled výhod a nevýhod jednotlivých koncepcí OA

Zdroj: vlastní práce dle [8]

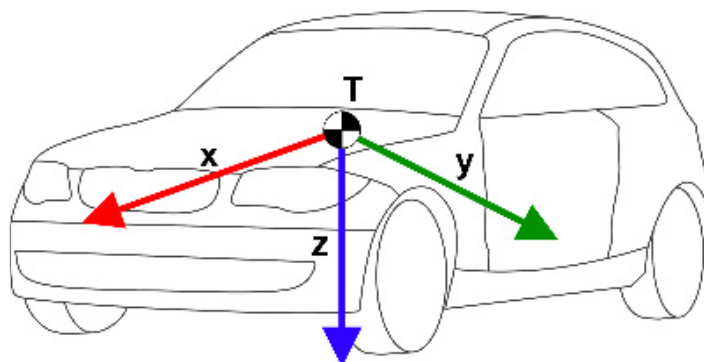
	KLASICKÁ KONCEPCE	PŘEDNÍ POHON	ZADNÍ POHON
+	➤ poměrně velký a dobře přístupný zavazadlový prostor ➤ možnost vytvoření různých verzí karosérie, tj. sedan, kombi, pick-up, atd.	➤ velký a dobře přístupný zavazadlový prostor ➤ možnost vytvoření různých verzí karosérií ➤ bezpečnější projíždění zatáček (automobil je tažen hnacími koly) ➤ nejlepší využití obestavěného prostoru	➤ zadní hnací náprava je dostatečně zatížena (zejména při jízdě do svahu a akceleraci) ➤ jednoduchá konstrukce přední nápravy ➤ bez nutnosti použití spojovacího kloubového hřídele
-	➤ nutnost použití spojovacího kloubového hřídele (zdroj vibrací a hluku, zvyšuje hmotnost automobilu a zmenšuje prostor pro posádku) ➤ za jistých podmínek nedostatečné zatížení zadní hnací nápravy	➤ odlehčení přední hnací nápravy při jízdě do svahu a akceleraci ➤ nutnost použití stejnoběžných (homokinetických) kloubů pro hnací hřídele, nicméně odpadá spojovací kloubový hřídel	➤ „přetáčivost“ při rychlém projíždění zatáčkou u automobilů s motorem za zadní nápravou ➤ nedostatečně velký zavazadlový prostor ➤ praktická nemožnost vytvoření různých variant karosérie ➤ obtížnější chlazení motoru a vytápění automobilu

1.2 VYBRANÉ JÍZDNÍ PARAMETRY

Automobil je stroj, který byl primárně sestaven pro pozemní přepravu nákladu a osob. Při jeho funkci dopravního prostředku na něj působí různé vnější vlivy fyzikální podstaty, které ovlivňují jeho provozní chování, jeho výkonnost, spotřebu, apod. K jednomu z hlavních vnějších činitelů nepochybně patří vliv člověka, který automobil ovládá. Je však třeba brát zřetel také na projevy okolního prostředí (stav vozovky, atmosférické podmínky, aj.), které s provozem vozidla rovněž bezprostředně souvisejí. Způsob odezvy vozidla na tyto vlivy můžeme charakterizovat tzv. **jízdními parametry vozidla**. Jedná se o množinu měřitelných veličin, které je možné na vozidle různými způsoby analyzovat. Jejich hodnota vypovídá o maximálně dosažitelných mezních hodnotách (při různých jízdních režimech) a o schopnostech, jaké automobil díky své konstrukci získal.

Mimo jiné, jízdní parametry vozidla charakterizují vzájemné vztahy mezi karoserií, podvozkem a vozovkou. Právě podvozek tvoří část vozidla, která zprostředkovává přenos tíhy vozidla, hnací, brzdné a boční síly mezi vozidlem a vozovkou. Analýza jednotlivých jízdních parametrů je důležitá jednak z hlediska vývoje nových vozidel a jednak kvůli průběžnému vyhodnocování dat při snaze o zkvalitňování funkce jednotlivých, již existujících, systémů vozidla (ABS, ESP, atd.). S tím také souvisí testování vozidel v extrémních podmínkách (crash testy apod.). Další kapitolou je význam jízdních parametrů vozidla pro analýzu silničních nehod, kdy jízdní parametry obvykle představují základní kritéria pro vyšetřování příčin a průběhů nehodových dějů. [2]

Pohyb vozidla je možné a účelné popsat podle **Obr. 4** v pevném (základním) souřadném systému x, y, z . Tento souřadný systém je pevně spojen s vozidlem. Jeho počátek se nachází v těžišti celého vozidla T . Je na místě si uvědomit, že příčná poloha těžiště obvykle neleží v podélné rovině souměrnosti vozidla. Tím, že se diplomová práce zabývá vyšetřováním dopředního pohybu přímo jedoucího vozidla, právě směr osy x přispěje k vysvětlení podélné dynamiky vozidla, a to prostřednictvím parametrů jako jsou jízdní odpory, brzdění nebo zrychlování, resp. zpomalování osobního automobilu. Na druhou stranu, téma svým způsobem souvisí i s parametry spalovacích motorů, proto i jim je věnovaná jistá pasáž v teoretické části práce.



Obr. 4: Souřadný systém automobilu [2]

1.2.1 Decelerace

Decelerace a , česky zpomalování, resp. brzdné zpomalování, je vektorová fyzikální veličina, která popisuje pohyb tělesa, přičemž charakterizuje snížení rychlosti za určitý čas. Stejně jako u rychlosti je definováno zrychlení (resp. zpomalení) průměrné a okamžité. Jsou-li posuzovány účinky zpomalení vozidla dle souřadného systému, jde o zjišťování podélné dynamiky, dle **Obr. 4** tedy popis v ose x . [17]

Brzdění spadá pod pohyb zpomalený. Jelikož se jedná o pohyb analogický s pohybem zrychleným (s tím, že zrychlení má opačný směr), ve výpočtech se objevuje opačné znaménko. Během brzdění je tedy zrychlení i obvodové síly na kolech vozidla záporné. Decelerace je vyvolávána dosažitelnou silou tření (adheze) pneumatik o vozovku, přičemž velikostí této síly je zároveň omezena. Síla tření mezi pneumatikami a vozovkou (součinitel adheze) závisí na povrchu vozovky, výšce vody na vozovce apod. Na suché rovné vozovce je předepsáno zpomalení pro plně zatížená vozidla (viz **Tab. 8**), skutečně dosahované zpomalení bývá obvykle vyšší. Největší možné zpomalení při sešlápnutí brzdového pedálu závisí na stavu vozovky, kvalitě pneumatik, stavu a účinnosti brzd a také na tom, jestli kola při brzdění blokují nebo se otáčejí. Na velmi dobrém povrchu s velmi dobrými pneumatikami a se správným rozdělením zatížení na nápravy lze dosáhnout hodnot zpomalení i větších než 9 m/s^2 . [17]

1.2.2 Jízdní odpory

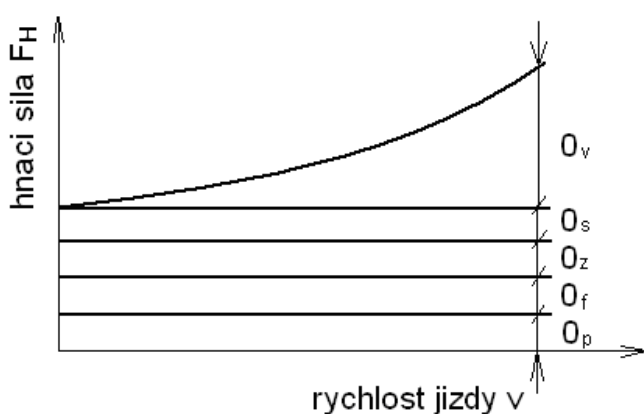
Při dopředním pohybu na přímo jedoucí zpomalující vozidlo kromě určitých sil působí tzv. **jízdní odpory**. Některé jízdní odpory působí vždy proti směru pohybu vozidla, jako odpor valivý a odpor vzdušný. Při brzdění vozidla se navíc uplatňuje odpor setrvačnosti, při zrychlování vozidla překonává odpor zrychlení, při jízdě do svahu odpor stoupání, pokud je za vozidlem zapojen přívěs, řeč je o odporu přívěsu. Mimo výše zmíněné existují i třecí odpory

v převodném ústrojí mezi motorem a hnacími koly. Všechny tyto jízdní odpory musí být překonány hnací silou motoru. [5] Celkový jízdní odpor lze pak vyjádřit součtem jednotlivých odporů působících na vozidlo

$$O_c = O_f + O_v + O_s + O_z + O_p = F_H \quad (1)$$

kde: O_fvalivý odpor [N],
 O_vvzdušný odpor [N],
 O_sodpor stoupání [N],
 O_zodpor zrychlení [N],
 O_podpor přívěsu [N],
 F_Hhnací síla potřebná na kolech vozidla [N].

Na **Obr. 5** je znázorněna závislost jízdních odporů na rychlosti jízdy. Je patrné, že největší podíl na minimální rychlosti jízdy tvoří odpor vzdušný.



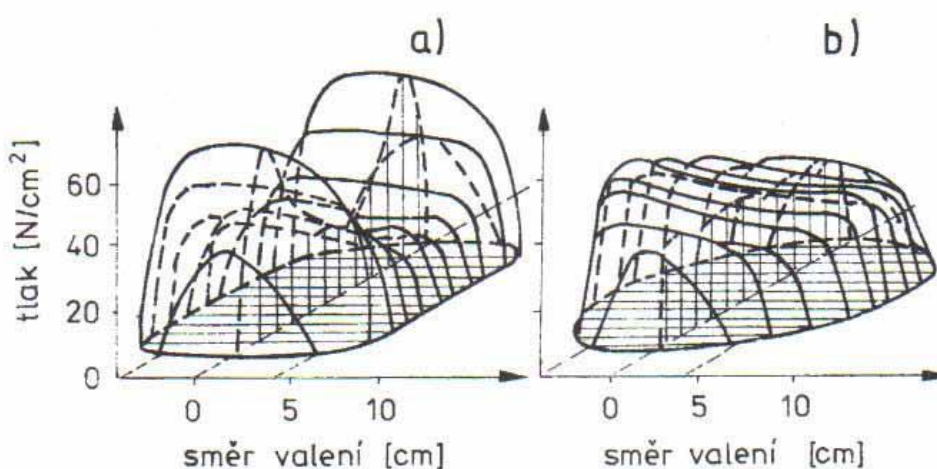
Obr. 5: Hnací síla potřebná na překonání jízdních odporů [5]

Vzhledem k charakteru práce (jízda po rovině bez stoupání, zrychlení či zapojení přívěsu) je účelné podrobit podrobnější analýze především následující jízdní odpory:

- odpor valivý,
- odpor vzdušný,
- odpor zrychlení (setrvačnosti).

Odpor valivý (O_f)

Odpor valivý vzniká deformací pneumatiky a vozovky. De facto má dvě části, kromě samotného odporu totiž vznikají ztráty v důsledku tření. Prostřednictvím pneumatik, v ploše, která se označuje stopa, se vozidlo stýká s povrchem vozovky. Pneumatiky přenáší všechny síly (svislé – tíhová, tečné – hnací a brzdná, boční – vedení vozidla) z vozidla na vozovku a naopak. V případě, že je vozovka tuhá, dochází k deformaci pneumatiky (ve stopě). V přední části stopy ve směru valení dochází ke stlačování obvodu pneumatiky do roviny vozovky a v zadní části se obvod vyrovnává opět do kruhového tvaru. Rozložení měrných tlaků ve stopě diagonální a radiální pneumatiky zachycuje **Obr. 6.** [5]



Obr. 6: Deformace diagonální (a) a radiální (b) pneumatiky [5]

Síly potřebné ke stlačení pneumatiky jsou větší než síly, jimiž působí pneumatika na vozovku při navrácení do kruhového tvaru (hystereze) právě vlivem ztrát v pneumatice, které se mění v teplo. Měrné tlaky v přední části stopy jsou proto větší než v zadní, a tak i svislá výslednice elementárních sil ve stopě pneumatiky Z_K je předsunuta před svislou osu kola. Poměr délky tohoto předsunutí a dynamického poloměru kola vyjadřuje tzv. **součinitel valivého odporu** f_K . [5] Valivý odpor kola tedy vychází ze vztahu

$$O_{fK} = Z_K \cdot f_K \quad (2)$$

kde: Z_K radiální reakce vozovky [N],

f_K součinitel valivého odporu kola [-].

Součinitel valivého odporu závisí na několika vlivech. Především se jedná o vliv:

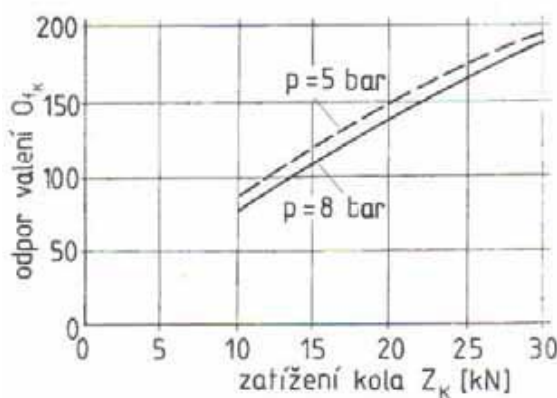
- povrchu vozovky (viz **Tab. 2**),

Tab. 2: Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek

Zdroj: vlastní práce dle [5]

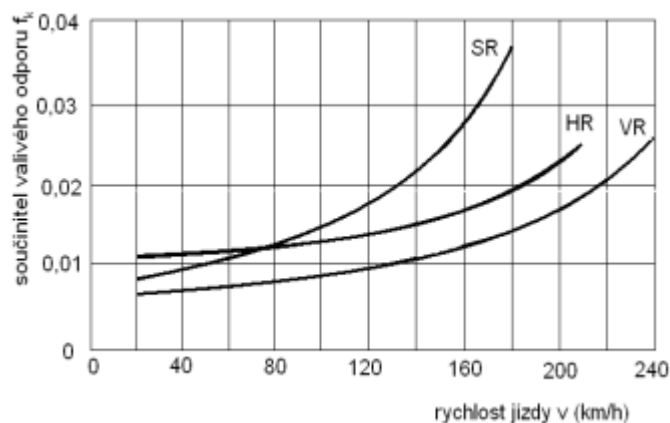
Povrch	$f_K [-]$	Povrch	$f_K [-]$
asfalt	0,01 – 0,02	travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	hluboký písek	0,15 – 0,30
dlažba	0,02 – 0,03	čerstvý sníh	0,20 – 0,30
makadam	0,03 – 0,04	bahnitá půda	0,20 – 0,40
polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
polní cesta – mokrá	0,08 – 0,20		

- deformace pneumatiky, který závisí na huštění pneumatiky. Při menším tlaku vzduchu v pneumatice dochází k větší deformaci, vzrůstá deformační práce a současně stoupá i tlumící práce, která zvětšuje valivý odpor (viz **Obr. 7**),



Obr. 7: Vliv huštění pneumatiky na valivý odpor [5]

- rychlosti vozidla. Při vyšších rychlostech nestačí pneumatika v poměrně krátkém čase vyrovnávat deformace, které vznikají v přední části stopy, proto v zadní části stopy vzniká menší měrný tlak než při nižší rychlosti. Svislá reakce Z_K se tak posouvá dopředu a součinitel valivého odporu se podle vztahu zvětší. Při velkých rychlostech se součinitel valivého odporu zvětšuje také vlivem ztrát, které souvisejí s rozkmitáním oběžné plochy u bočních stěn pneumatiky – při nízkých rychlostech (u OA cca do 80 km/hod) lze f_K považovat za nezávislý na jízdní rychlosti (viz **Obr. 8**).



Obr. 8: Vliv rychlosti jízdy na valivý odpor [5]

Výsledný valivý odpor vozidla O_f je tedy dán součtem valivých odporů jednotlivých kol

$$O_f = \sum_i Z_{Ki} f_{Ki} \quad (3)$$

kde: ipočet kol na vozidle.

Za předpokladu, že součinitelé valivého odporu všech kol mají stejnou hodnotu (nevznikají rozdíly vlivem nestejného huštění předních a zadních kol), pak bude platit

$$O_f = f \sum_i Z_{Ki} = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

kde: f součinitel valivého odporu [-],

Gtíhová síla vozidla [N],

α úhel mezi vodorovnou a nakloněnou rovinou [°],

neboť součet radiálních reakcí jednotlivých kol je roven složce tíhy vozidla $G \cdot \cos \alpha$ kolmé k rovině vozovky. Z toho vyplývá, že pro jízdu po rovině musí platit

$$O_f = f \cdot G \quad (5)$$

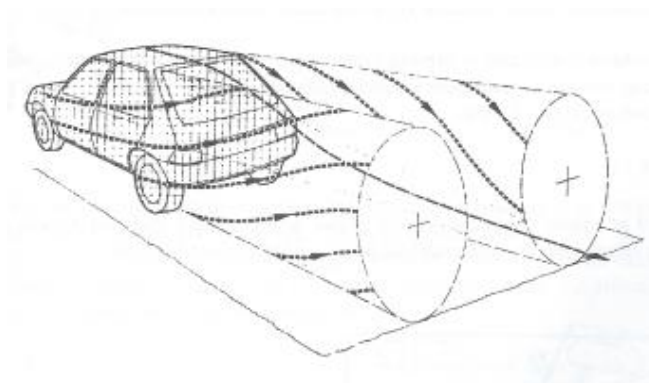
Podobné valivému odporu na vozidlo dále působí:

- velmi malý, pro praktické výpočty zanedbatelný odpor, který vzniká sbíhavostí předních kol,
- odpor, který vzniká při jízdě po nerovných plochách kvůli přídavným deformacím v pneumatikách, neboť svislé kmitání vozidla je tlumeno tlumiči a motor vozidla musí tyto ztráty překonávat,
- vzdušný odpor kol, který je obvykle uvažován se vzdušným odporem celého vozidla,
- odpor, který vzniká při zatáčení vozidla, kdy se kola odvalují směrovými úchyly.

Ztráty u vozidla jedoucího po dálnici konstantní rychlostí jsou potom samozřejmě jiné, než ztráty vozidla, které jede po nezpevněné cestě a brzdí. V praxi to vypadá tak, že například Fiat Panda má zhruba o 55 % menší odpor než Audi Q7. [25] To je dáno právě tím, že velikost tření závisí na povrchu vozovky, konstrukci a tlaku pneumatik, ale také na hmotnosti vozidla, atd.

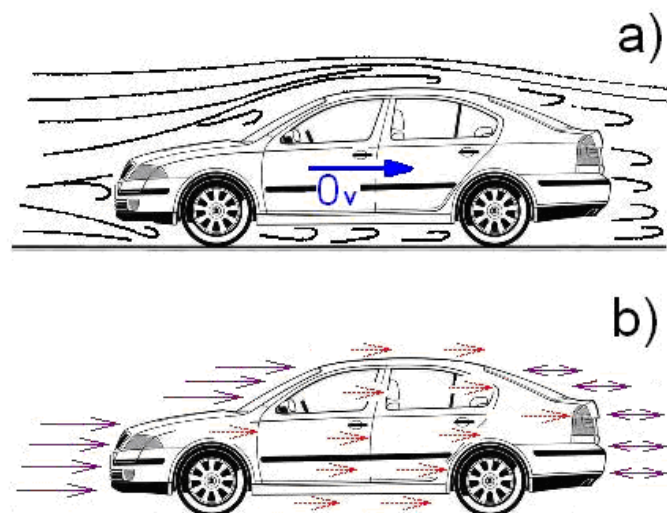
Odpor vzdušný (O_v)

Vzdušný odpor je silou, která směřuje proti relativnímu pohybu vozidla. Je vyvolaný prostředím, které vozidlo obklopuje a brání pohybu vozidla. Vzniká na základě proudění vzduchu nad horní částí karoserie vozidla a zároveň i prouděním vzduchu mezi spodní částí vozidla a povrchem vozovky. Proudnice se za vozidlem však neuzavírají, naopak nastává víření (viz **Obr. 9**).



Obr. 9: Vzduchové poměry za vozidlem [5]

Proudnice lze dle tvaru rozdělit na *laminární* (ustálené), které jsou přibližně rovnoběžné, jejich dráhy se vzájemně nekříží a částice se posouvají bez rotace, a *turbulentní* (vířivé), které se roztáčí a následně kříží. [20]



Obr. 10: a) Průběh proudnic vozidla obtékaného vzduchem [3]
 b) Vznik vzdušného odporu z tlakových sil (plně fialové šipky) a třecích sil (čerkované červené šipky)

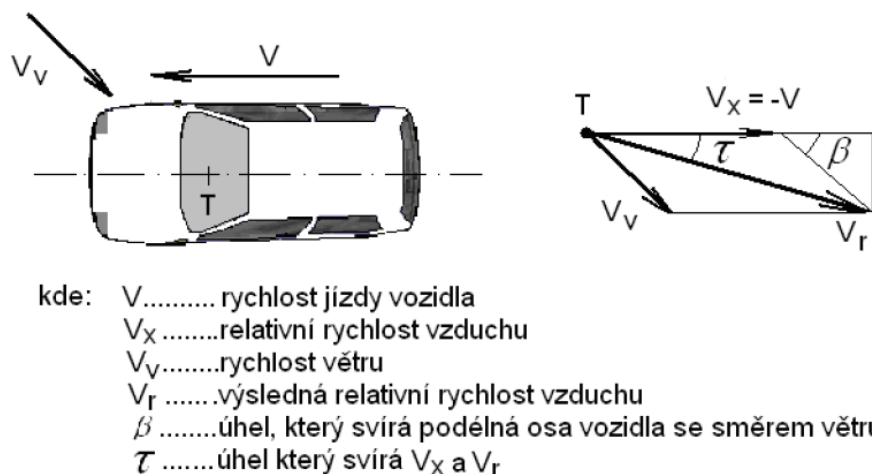
Proudění vzduchu kolem vozidla není beze ztrát. Velikost vzdušné síly je tak dána výslednicí normálových tlaků vzduchu na povrch karoserie a třecích sil, které působí v tečném směru vzduchu na karoserii. Na **Obr. 10** je znázorněno působení třecích a tlakových sil na vozidlo. Nestejným tlakem nad a pod vozidlem navíc dochází k víření vzduchu v příčné rovině vozidla, které je další složkou celkového vzdušného odporu. Celkový vzdušný odpor vozidla zahrnuje také odpory vznikající průchodem vzduchu chladícím, větracím systémem a odpory vzniklé vířením a třením vzduchu u otáčejících se kol vozidla.

Celkový vzdušný odpor je počítán z běžného aerodynamického vztahu (Newtonův zákon odporu

$$O_v = \frac{1}{2} c_x \rho S_x v_r^2 \quad (6)$$

kde: c_x součinitel vzdušného odporu [-],
 ρ měrná hmotnost vzduchu [kg/m^3],
 S_x čelní plocha vozidla [m^2],
 v_r výsledná (náporová) rychlost vozidla [m/s].

Náporová rychlost v_r se skládá ze záporné rychlosti pohybu vozidla, se kterou vozidlo projíždí klidný vzduch a z rychlosti větru. Jak autor uvádí, při praktických výpočtech vzdušného odporu je obvykle uvažována průměrná rychlost větru $\bar{v} = 4,7 \text{ m/s} \approx 17 \text{ km/h}$, neboť pro určení vzdušného odporu se předpokládá bezvětří. Na **Obr. 11** je pro ilustraci znázorněno složení rychlostí vzduchu a vozidla v bočním větru.



Obr. 11: Složení rychlostí vzduchu a vozidla v bočním větru [3]

Pro výslednou rychlost proudění vzduchu kolem vozidla v_r pak platí vztah

$$v_r = v_x + v_v \cdot \cos \beta \quad \text{pro protivítr} \quad (7)$$

$$v_r = v_x - v_v \cdot \cos \beta \quad \text{pro vítr „v zádech“} \quad (8)$$

kde: v_x rychlost ve směru osy x [m/s],

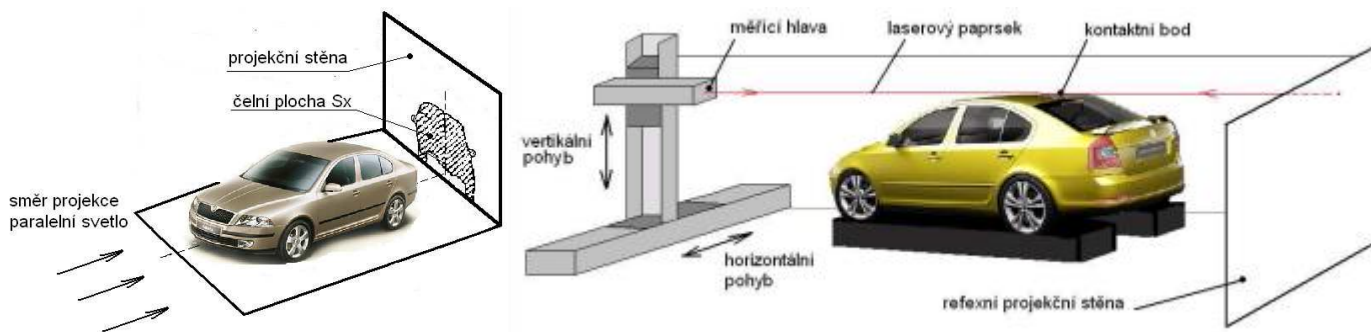
v_vrychlost větru [m/s].

Čelní plocha vozidla S_x je plocha, která se promítne na projekční stěnu vlivem nasvícení vozidla paralelním světlem. Hodnotu S_x je možné získat metodou čelní projekce nebo použitím laserového měřicího systému (**Obr. 12**), lze ji však zjistit i výpočtem z výkresu vozidla pomocí počítače a příslušného softwaru (např. AutoCad), popřípadě použitím zjednodušeného výpočtu

$$S_x = B \cdot H \quad (9)$$

kde: B rozchod kol vozidla [m],

H celková výška vozidla [m].



Obr. 12: Zjišťování čelní plochy vozidla – metoda projekce (vlevo) a metoda laserového paprsku (vpravo) [3]

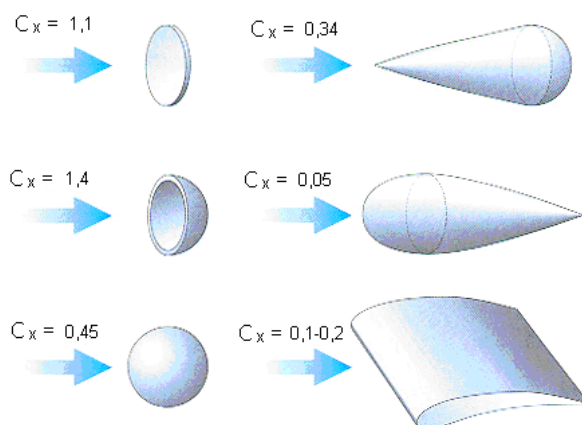
Měrná hmotnost vzduchu ρ je fyzikální veličina, která vyjadřuje míru hmotnosti na jednotku objemu. Je závislá na teplotě a tlaku vzduchu. V praktických výpočtech je dle autora počítáno s $\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$, což odpovídá tlaku $p_0 = 101,3 \text{ kPa}$ (1,013 bar) a teplotě $T_0 = 15 \text{ °C}$. Pro jinou teplotu a tlak vzduchu je zapotřebí měrnou hmotnost vzduchu přepočítat podle vztahu

$$\rho = \frac{354 \cdot p}{T + 273} \quad (10)$$

kde: p tlak vzduchu [bar],

T teplota vzduchu [°C].

Součinitel odporu vzduchu c_x (angl. *drag coefficient*) závisí především na tvaru vozidla. U vozidla je ukazatelem tvarů z hlediska obtékání vzduchem jeho karoserie. Hodnota c_x je zjišťována buď s využitím modelu, nebo měřením skutečných vozidel v aerodynamickém tunelu. Na následujícím obrázku (**Obr. 13**) je znázorněno, jaký vliv má tvar tělesa na velikost součinitele odporu vzduchu c_x .



Obr. 13: Hodnoty c_x v závislosti na tvaru tělesa [20]

Velký součinitel vzdušného odporu má za následek velkou spotřebu paliva, a proto je snaha dosáhnout u vozidel co nejmenších hodnot c_x . U osobních vozidel toho lze dosáhnout vhodným provedením předě a zádě vozidla. Z tohoto hlediska je vhodná předě se zaoblenými tvary a proudnicový tvar zadní části karoserie. Takto je možné u OA docílit hodnoty c_x kolem 0,3.

Pro některá vozidla jsou empiricky zjištěné hodnoty součinitele vzdušného odporu c_x uvedeny v **Tab. 3**.

Tab. 3: Hodnoty c_x u vybraných OA

Zdroj: vlastní práce dle [24]

Vozidlo	Rok výroby	c_x	Vozidlo	Rok výroby	c_x
Formule 1		0,7-1,1	Audi A3	2006	0,33
Mercedes Benz G		0,54	Peugeot 406	1995	0,32
Volkswagen Beetle	1938	0,48	Škoda Octavia	2000	0,31
Smart Roadster	2003	0,41	Mazda 3	2010	0,28
Honda Civic	2001 – 2005	0,36	Opel Calibra	1989	0,26
Mini Cooper	2008	0,35	Aptera 2 Series	2011	0,15

Co se praktického pohledu týče, stejně jako u odporu valivého lze konstatovat, že při nízkých rychlostech je odporová síla relativně malá a může být považována za přímo úměrnou rychlosti pohybu. Při vyšších rychlostech však odporová síla vzrůstá s druhou mocninou rychlosti (výkon na překonání této síly se zvětšuje se třetí mocninou). [20] Z toho vyplývá, že aerodynamika vozu má velký význam z hlediska spotřeby paliva při vysokých rychlostech.

Odpor zrychlení – setrvačnosti (O_z)

Setrvačný odpor vzniká při změně rychlosti jízdy vozidla. Při zrychlování vozidla působí protisměru jízdy, naopak při zpomalování po směru jízdy vozidla. Skládá se ze setrvačného odporu zrychlení posuvné části a ze setrvačného odporu zrychlení rotujících částí. Zjednodušeně jej lze vyjádřit vztahem

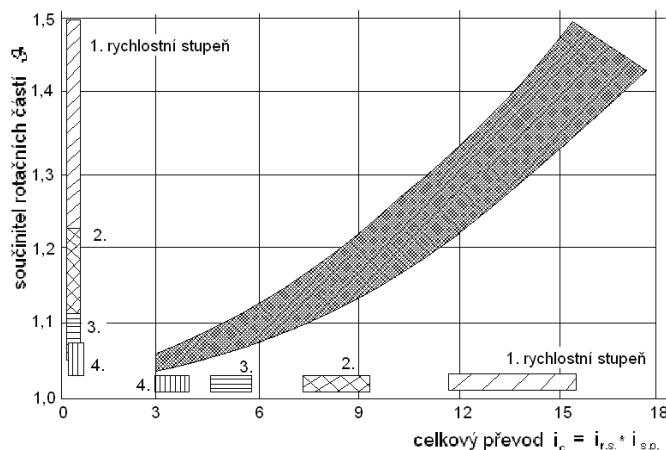
$$O_z = \vartheta ma \quad (11)$$

kde: ϑsoučinitel rotačních částí [-],

mhmotnost vozidla [kg],

azrychlení vozidla [m/s^2].

Výpočet součinitele vlivu rotačních částí, závisí jak na parametrech konstantních (momenty setrvačnosti, poloměr kola), tak na parametrech proměnlivých (převodový poměr, hmotnost vozidla). Protože celkový převodový poměr závisí na stálém převodu rozvodovky na zařazeném převodovém stupni v převodovce, je také účinek rotačních částí výrazně závislý na okamžitém převodu. Hodnota součinitele ϑ je tedy variabilní, navíc je poněkud obtížné určit momenty setrvačnosti rotujících částí vozidla. Pro odhad hodnoty slouží diagram na **Obr. 14**. Pro zjednodušení lze uvést, že průměrné hodnoty součinitele rotačních částí pro OA činí 1,04 – 1,07 při zařazených nevyšších RS, resp. 1,2 – 1,8 při nejnižších RS.



Obr. 14: Závislost součinitele rotačních částí na celkovém převodu u OA [5]

Po dosazení jednotlivých jízdních odporů, tj. dílčích rovnic (5), (6) a (11) do základního vztahu (1), je získán konečný tvar pro výpočet hnací síly na kolech potřebné k překonání jízdních odporů

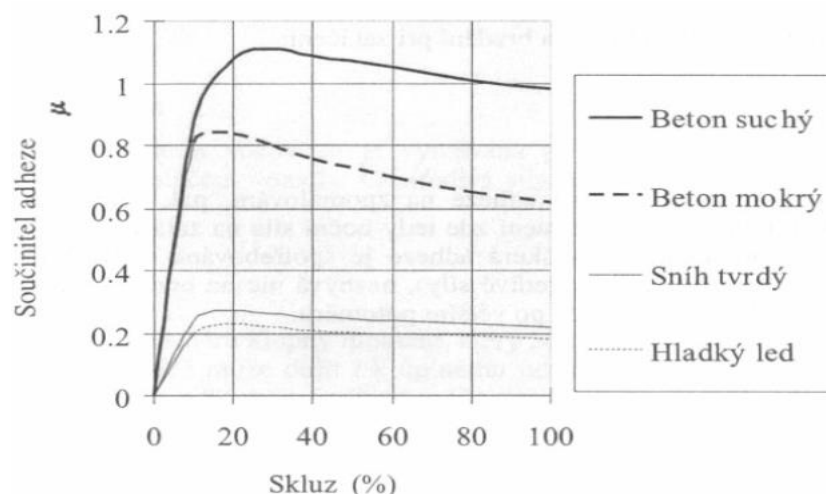
$$F_K = fG + \frac{1}{2}c_x S_x \rho v_r^2 + G(S + \vartheta \frac{a}{g}) \quad (12)$$

kde: Ssklon svahu [%].

Při zpomalování vozidla jedoucího po rovině ($S = 0$) tak současně působí valivý a vzdušný odpor a záporný odpor zrychlení.

1.2.3 Součinitel adheze

Při styku pneumatiky s vozovkou dochází k adhezi. Adheze je obecně schopnost dvou různých povrchů k sobě přilnout. Při styku pneumatiky s vozovkou je adhezí schopnost přenosu tečných sil, která vlastně představuje základ pohybu silničních vozidel. Maximální hodnota součinitele tečné síly je nazývána *součinitel adheze* μ , většinou dosahována při „optimálním“ skluzu, tj. 15 – 30 %. Po jeho překročení hodnota klesá až na hodnotu odpovídající 100 %, tedy kdy se kolo neotáčí a dochází ke smyku. [1] Na **Obr. 15** je znázorněna závislost μ na míře skluzu kola.



Obr. 15: Vliv skluzu kola na součinitel adheze [1]

Okamžitá velikost součinitele adheze závisí především na: [1]

- jakosti a stavu povrchu vozovky (při jízdě po mokré vozovce musí profil pneumatiky narušit vodní film a vytlačit vodu ze stopy, aby došlo ke styku pneumatiky s vozovkou),
- jakosti a stavu povrchu pneumatiky,
- rychlosti jízdy,
- poměrech ve stopě kola, především právě na velikosti skluzu, který znamená pomalejší otáčení kola než by odpovídalo rychlosti pohybu obvodu kola při dané rychlosti a dynamickém poloměru kola.

Je-li výška vodní vrstvy velká a zároveň je velká i rychlost jízdy, pak nestačí být voda odváděna a dochází k tzv. *aquaplaningu*.

V následující tabulce (**Tab. 4**) jsou uvedeny orientační hodnoty součinitele adheze zjištěné experimentálně pro konkrétní povrchy.

Tab. 4: Součinitel adheze na různém povrchu

Zdroj: vlastní práce dle [1]

Vozovka	suchá	mokrá	zabláčená
asfalt	0,6 – 0,9	0,3 – 0,8	0,2 – 0,3
beton	0,8 – 1,0	0,5 – 0,8	0,3 – 0,4
dlažba	0,6 – 0,9	0,3 – 0,5	0,1 – 0,2
poľní cesta	0,4 – 0,6	0,3 – 0,4	0,1 – 0,2
tráva	0,4 – 0,6	0,2 – 0,5	0,1 – 0,2
náledí	0,05 – 0,2		

1.2.4 Převodové poměry

Jak už bylo uvedeno, brzdění motorem souvisí také s problematikou převodového ústrojí, neboť účinek je závislý na velikosti převodového poměru mezi koly a motorem vozidla. Převodovky slouží ke změně přenášeného točivého momentu a jeho dlouhodobému přerušení („neutrál“) nebo ke změně jeho smyslu (zpětný chod – couvání) díky převodům, tj. ústrojím, které stupňovitě nebo plynule umožňuje změnu rychlostního poměru. Při jízdě po rovině musí motor kromě ztrát v poháněcím ústrojí překonávat jen odpor valení a odpor vzduchu. Výkon motoru se pro automobil volí tak, aby tyto odpory překonával bez převodu v převodovce a vysoké otáčky se využily k dosažení největší rychlosti. [6]

Převodový (rychlostní) poměr i představuje charakteristickou veličinu každého mechanického převodu. Jde o poměr mezi vstupními a výstupními otáčkami (tj. otáčkami hnacího a hnaného kola, popřípadě poměr jejich průměrů, počtu zubů nebo poměr frekvencí otáčení) v jakém převody zvyšují hnací moment motoru (bez zřetele na ztráty)

$$i = \frac{\text{otáčky hnacího hřídele}}{\text{otáčky hnaného hřídele}} \quad (13)$$

Kratší převody působí příznivěji na akceleraci, avšak nepříznivě na spotřebu paliva, u delších převodů je tomu analogicky opačně. Je-li převodový poměr $i > 1$, jde o převod „do pomala“ ($n_1 > n_2$), je-li převodový poměr $i < 1$, jde naopak o převod „do rychla“ (otáček hnaného kola je víc než hnacího). [6]

Celkový převod mezi motorem a hnacími koly, který se mění podle zařazeného převodového stupně lze vyjádřit jako

$$i_{cj} = i_{pj} \cdot i_r \quad (14)$$

kde: i_{pj}převodový poměr pro právě zařazený RS (pro pětistupňovou převodovku $j = 1, 2, 3, 4, 5$) [-],

i_rstálý převod rozvodovky [-].

Při maximální rychlosti se vozidlo pohybuje se zařazeným minimálním převodem, pro který platí

$$i_{Cmin} = i_{Pmin} \cdot i_r \quad (15)$$

kde: i_{Pmin} nejmenší převod stupňové převodovky (tj. převodový poměr nejvyššího RS). Protože při tomto převodu vozidlo nejčastěji jede, bývá převod i_{Cmin} nazýván také základním převodovým poměrem. Ten má důležitý vliv na dynamické vlastnosti vozidla, pracovní režim motoru a také určuje polohu rovnovážného stavu při jízdě vozidla maximální rychlostí po rovině.

Rozsah převodových stupňů R_i je poměr maximálního celkového převodového poměru mezi motorem a hnacími koly i_{Cmax} a minimálního (základního) převodu mezi motorem a hnacími koly i_{Cmin} . Maximální celkový převod i_{Cmax} se u silničních vozidel určuje z požadované maximální stoupavosti.

U OA je žádoucí, aby při cestovní rychlosti, která je obvykle nižší než rychlost maximální, existovala dostatečná rezerva výkonu pro překonání menších stoupání bez řazení na větší převod a zejména pro možnost zrychlení. [5]

Pro názornost jsou v následující **Tab. 5** uvedeny převodové poměry jednoho zástupce měřených vozidel (Škoda Fabia 1,4 16V 55kW) zjištěné z podkladů dílenské příručky vozidla Škoda Fabia. Celkový převod byl dopočítán dle vztahu (14). Tato charakteristika je pro všechna měřená vozidla uvedena mezi technickými údaji v příloze č. 2.

Tab. 5: Převodové poměry vybraného vozidla

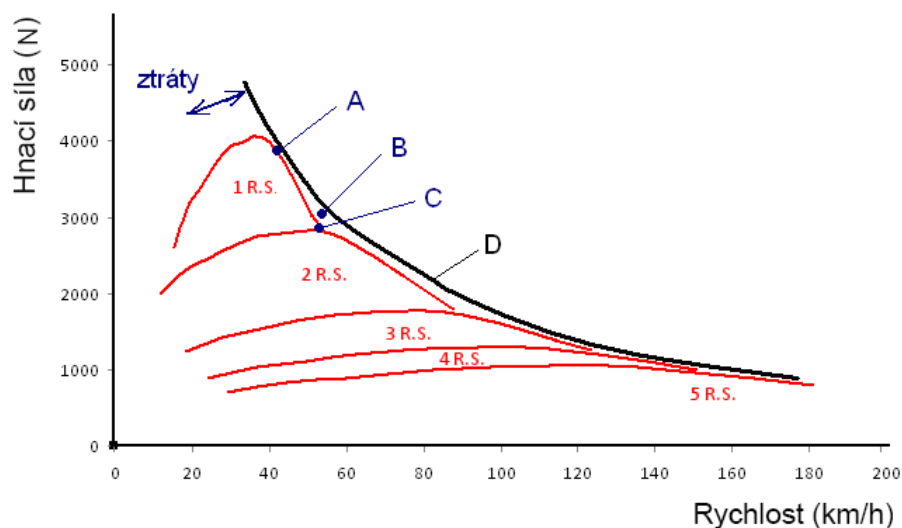
Zdroj: vlastní práce

ŠKODA FABIA 1,4 55 kW	1. RS	2. RS	3. RS	4. RS	5. RS	Z
Převodová rychlost	3,46	2,10	1,39	1,03	0,81	3,18
Stálý převod	3,88	3,88	3,88	3,88	3,88	3,88
Celkový převod	13,41	8,13	5,38	3,98	3,16	12,35

Znamé převodové poměry lze dále například využít k sestrojení tzv. *trakčního diagramu*.

Trakční diagram

Trakční diagram slouží k vyjádření dynamických vlastností vozidla. Jde o závislost hnací síly na rychlosti jízdy, což graficky vystihuje **Obr. 16**, kde: A – maximální výkon, B – oblast nevyužitého výkonu, C – optimální bod řazení, D – křivka znázorňující konstantní výkon motoru.



Obr. 16: Trakční diagram [16]

Pro jeho konstrukci je logické nutné znát obě proměnné, tedy jisté technické parametry vozidla. Je to zejména charakteristika motoru, převodový poměr (jednotlivých převodových stupňů a stálý převod), dynamický poloměr kola a účinnost převodového ústrojí, jak vyplývá z následujících vztahů pro výpočet závislé a nezávislé proměnné.

1) Maximální teoretická rychlost

Výpočet teoretické rychlosti při zařazených jednotlivých RS a konkrétních otáčkách lze určit ze vztahu

$$v = \frac{2\pi r_d n_m}{i_c} \quad (16)$$

kde: r_d dynamický poloměr kola [m] (pro konkrétní vozidlo: $r_d = 0,280$ m),

n_motáčky motoru [min^{-1}],

i_ccelkový převodový poměr [-].

Následující tabulka (**Tab. 6**) udává konkrétní rychlosti vypočítané maximální teoretické rychlosti pro výše vybrané vozidlo.

Tab. 6: Maximální teoretická rychlost pro jednotlivé RS při určitých otáčkách motoru

Zdroj: vlastní práce

n_m (min ⁻¹)	v (km/h)					
	1.RS	2.RS	3.RS	4.RS	5.RS	Z
1000	7,9	13,0	19,6	26,5	33,4	8,5
1500	11,8	19,5	29,4	39,8	50,2	12,8
2000	15,7	26,0	39,2	53,0	66,9	17,1
2500	19,7	32,4	49,0	66,3	83,6	21,4
3000	23,6	38,9	58,8	79,5	100,3	25,6
3500	27,5	45,4	68,6	92,8	117,1	29,9
4000	31,5	51,9	78,4	106,0	133,8	34,2
4500	35,4	58,4	88,2	119,3	150,5	38,5
5000	39,4	64,9	98,0	132,5	167,2	42,7
5500	43,3	71,4	107,8	145,8	184,0	47,0

2) Hnací síly pro jednotlivé maximální teoretické rychlosti

Při konstrukci křivek hnacích (trakčních) sil je potřeba znát vnější otáčkovou charakteristiku příslušného motoru. Jejich výpočet pro jednotlivé teoretické rychlosti lze pak určit ze vztahu

$$F_H = \frac{M_k \cdot i_c \cdot \eta}{r_d} \quad (17)$$

kde: M_k točivý moment motoru [Nm] (pro konkrétní vozidlo: viz příloha č. 1)

η účinnost převodového ústrojí [%] (pro konkrétní vozidlo: $\eta = 0,91$).

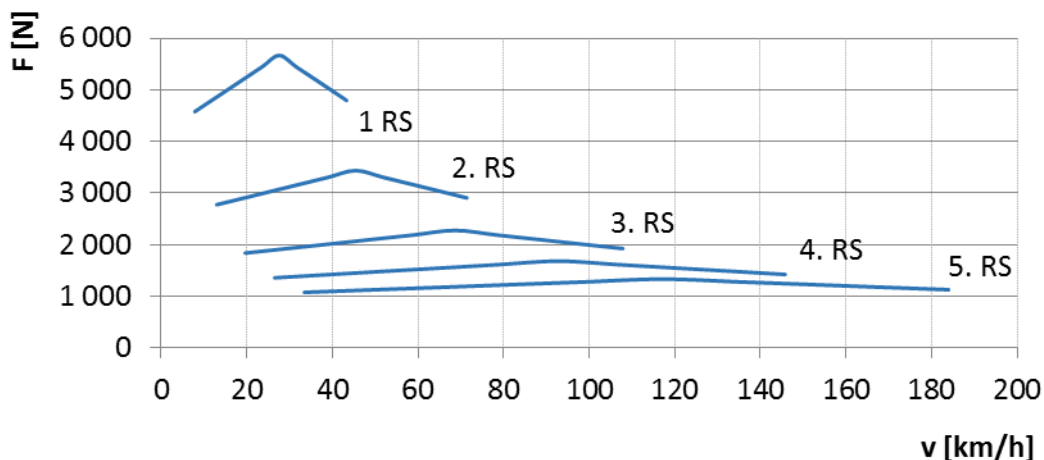
Následující tabulka (**Tab. 7**) udává hnací síly pro jednotlivé teoretické rychlosti při daných RS (opět pro výše vybrané vozidlo).

Tab. 7: Hnací síla pro jednotlivé RS při určitých otáčkách motoru (pro jednotlivé teoretické rychlosti)

1.RS										
F_H (N)	4576,95	4794,90	5012,85	5230,80	5448,75	5666,70	5448,75	5230,80	5012,85	4794,90
v (km/h)	7,87	11,81	15,74	19,68	23,61	27,55	31,48	35,42	39,35	43,29
2.RS										
F_H (N)	2775,31	2907,47	3039,63	3171,79	3303,95	3436,10	3303,95	3171,79	3039,63	2907,47
v (km/h)	12,98	19,47	25,96	32,45	38,94	45,43	51,92	58,41	64,90	71,39
3.RS										
F_H (N)	1837,40	1924,90	2012,39	2099,89	2187,39	2274,88	2187,39	2099,89	2012,39	1924,90
v (km/h)	19,60	29,41	39,21	49,01	58,81	68,62	78,42	88,22	98,02	107,83
4.RS										
F_H (N)	1359,18	1423,90	1488,62	1553,34	1618,07	1682,79	1618,07	1553,34	1488,62	1423,90
v (km/h)	26,50	39,75	53,00	66,26	79,51	92,76	106,01	119,26	132,51	145,76
5.RS										
F_H (N)	1077,01	1128,29	1179,58	1230,87	1282,15	1333,44	1282,15	1230,87	1179,58	1128,29
v (km/h)	33,45	50,17	66,89	83,61	100,34	117,06	133,78	150,51	167,23	183,95

Zdroj: vlastní práce

Na základě vypočtených hodnot je pro vozidlo Škoda Fabia 1,4 16V 55kW sestrojen trakční diagram (**Obr. 17**).



Obr. 17: Trakční diagram vozidla Škoda Fabia 1,4 16V 55kW

Zdroj: vlastní práce

1.3 BRZDĚNÍ

Samotným brzděním se rozumí záměrné snižování rychlosti vozidla nebo zamezení rozjetí stojícího vozidla. Brzdění vozidla lze podle účelu dělit na čtyři druhy: provozní, nouzové, parkovací a odlehčovací. Diplomová práce se zabývá vlastně posledním typem (motorová brzda), tedy brzděním, kdy je brzdný účinek dosažen třecími silami mezi koly a vozovkou a vyvolá vodorovné reakce směřující proti směru jízdy pouze za účasti chodu motoru, bez použití brzdového pedálu. Předmětem měření je tedy zjišťování brzdného účinku (schopnost snížit rychlost vozidla) motoru nikoli brzdové soustavy (nezávisle na ovládací síle brzdového pedálu). Měřítkem tohoto účinku je jednak dosažené brzdné zpomalení (měřené pomocí decelerometru), ale i uražená brzdná dráha, popř. potenciální závislost na objemu motoru jednotlivých vozidel (různé převodové poměry, druhy motoru, apod.). Průběh brzdění lze znázornit jako závislost různých veličin (dráha, rychlost) na čase.

Účinek brzdové soustavy vozidla je všeobecně žádoucí ověřovat jízdními zkouškami – v silničním provozu, popř. na zkušební dráze (polygonu) nebo laboratorními (dílenskými) zkouškami na diagnostických zařízeních. Dané měření se svým způsobem podobá jejich požadavkům, nicméně má svá specifika, jež jsou více popsána v kapitole Metodika měření.

1.3.1 Brzdění motorem

Jak bylo řečeno, brzdění motorem lze klasifikovat jako tzv. odlehčovací (zpomalovací) typ brzdění. U motorových vozidel k tomuto pomocnému brzdění vozidel slouží konkrétně:

- *brzdňý účinek motoru samého*, tj. přibrzdňování vozidla motorem v podmínkách běhu naprázdno, neboť za normálních okolností se brzdící účinek motoru při kompresním zdvihu vzájemně ruší s hnacím účinkem při následujícím expanzním zdvihu,

- *motorové brzdy*, přičemž je rozdíl mezi výfukovou a ventilovou motorovou brzdou. Při použití výfukové brzdy se nejprve přeruší přívod paliva (přestavění vstřikovacího čerpadla na volnoběžné otáčky) a poněkud později se uzavře klapkou (ventilem) výfukové potrubí. Motor začne nasávaný vzduch vytlačovat do uzavřeného výfukového potrubí, takže pracuje jako kompresor. Vznikající protitlak v uzavřeném výfukovém potrubí působí jako brzdící moment motoru, který je zhruba dvojnásobný ve srovnání s brzdícím momentem pracujícího motoru. Co se týče ventilové brzdy, tak výrazného zvýšení brzdícího účinku je dosaženo, je-li stlačovaný vzduch při kompresi vypouštěn z válce do výfuku zvláštním škrťacím ventilem. Škrťací ventily jsou ovládány pneumaticky a otevírají se současně s uzavřením klapky motorové brzdy ve výfukovém potrubí. Vyššího brzdícího účinku dosahují už jen motory se zvlášť konstruovanými rozvody, které zajišťují krátké pootevření normálního výfukového ventilu na konci zdvihu komprese. Takový motor pak pracuje jako kompresor a pro brzdění je využit i zdvih expanze.

- *retardéry*, které mohou mít vozidla vestavěny vedle motorové brzdy. Retardér může být dodatečně instalován do poháněcího ústrojí mezi převodovku a hnací nápravu. Na rozdíl od třecích nebo motorových brzd retardéry neprodukují škodlivý odpad a nejsou zdrojem hluku, tedy jejich použití přispívá k ochraně životního prostředí. U vozidel jsou rozlišovány dva druhy retardéru. Elektromagnetický retardér pracující na principu elektromagnetické brzdy má brzdový kotouč spojený s hnacím ústrojím, který se otáčí mezi elektromagnety. Při zapojení přívodu proudu do elektromagnetů je otáčení kotouče bržděno vířivými proudy. Brzdící účinek elektromagnetického vířivého retardéru může být řízen plynule nebo ve stupních změnou proudu protékajícího elektromagnety. Při brzdění s hydrodynamickým retardérem je do pracovního prostoru mezi rotor a stator přiváděn tlakový olej ze zásobníku. Olej v pracovním prostoru je otáčením rotoru urychlován a proudí v uzavřeném okruhu mezi rotorem a statorem. Zpomalování proudu oleje v lopatkách statoru má za následek brzdění otáčení rotoru, a tím i brzdění vozidla. Velikost brzdňého účinku je možno řídit buďto změnou množství oleje v pracovním prostoru podle nastavení vícestupňového řadiče ovládaného řidičem, nebo změnou

otáček rotoru. Při brzdění hydrodynamickým retardérem se pohybová energie mění na teplo, které je odváděno chlazením napojeným na kapalinový chladicí systém motoru. [17]

1.3.2 Právní předpisy

Pro brzdění motorem nejsou přirozeně předepsány žádné minimální ani maximální hodnoty brzdného zpomalení nebo brzdných drah. Co se však vlastností konstrukce brzdové soustavy týče, v následující **Tab. 8** jsou pro zajímavost zachyceny nejdůležitější hodnoty z předpisů pro brzdy OA, kat. M1. Pro jejich dosažení (platí v rovině) je zapotřebí příslušná adheze mezi pneumatikou a vozovkou, která je závislá jak na stavu, tak na jejich povaze.

Tab. 8: Předpisy pro brzdy OA [13]

	Max. brzdná dráha [m] (povozní brzdění)	Max. brzdná dráha [m] (nouzové brzdění)	Min. střední hodnota plného brzdného zpomalení [m/s ²]
osobní automobily	50,7	93,4	5,8

Pozn. Brzdná dráha je dráha, kterou vozidlo ujede od okamžiku působení na brzdový pedál do zastavení vozidla (tj. nezahrnuje reakční dobu řidiče).

Předpisy o účinnosti a nesouměrnosti působení brzd dále upravuje vyhláška č. 102/1995 Sb., která dále hovoří o typech zkoušek, kterými se předepsané brzdové účinky vozidel testují. Základní zkouškou je „zkouška typu 0“, pro kterou platí podmínka, že teplota brzd měřená na kotouči nebo bubnu musí být nižší než 100 °C. „Zkouška typu I“ je zkouškou slábnutí brzdného účinku. „Zkouškou typu II“ se rozumí zkouška chování vozidla na dlouhých klesáních. Její podkategorií je „zkouška typu IIA“, která testuje brzdné vlastnosti vozidla při sjíždění dlouhého svahu bez užití brzdění provozního, nouzového a parkovacího.

Měření zpomalení při brzděním motorem nespadá pod žádný zmíněný typ brzdové zkoušky, avšak lze říct, že svou povahou nejvíce odpovídá předpokladům „zkoušky typu I“. Jde o slábnutí brzdného účinku, který však není vyvolán ovládací silou na pedál, ale samovolným chodem motoru při zařazeném RS. Svým způsobem by se toto měření dalo označit jako „zkouška typu IA“.

1.4 SPALOVACÍ MOTORY

Ještě předtím, než dojde k faktickému měření zpomalování, je na místě také okrajově zabrousit do problematiky motorů OA, neboť i parametry související s konstrukčním provedením motoru mají rovněž svůj význam pro zpracovávání práce. Pro pohon silničních motorových vozidel se kromě vznětových a zážehových motorů používají také motory plynové a elektrické. Jelikož jsem se těmito druhy v rámci měření nedostala do kontaktu, považuji za nadbytečné se s nimi blíže seznamovat v teoretické části práce. Pozornost je proto primárně zaměřena na spalovací motory, resp. motory spalovací pístové s vnitřním spalováním, které se pro pohon automobilů používají stále v největší míře. Tyto motory mají při daném výkonu nejmenší hmotnost, dobrou účinnost a jsou schopny okamžitého provozu. Na druhou stranu jejich nevýhodou je poměrně velká hlučnost a emise škodlivin ve výfukových plynech. Z toho důvodu dochází k neustálému zvyšování zájmu o konstrukce motoru s jiným zdrojem pohonu.

Obecně lze konstatovat, že spalovací motor je tepelný stroj, který pracuje na základě principu spalování paliva, při kterém je získávána tepelná energie. Tato energie je s využitím vhodného plynného média a s poměrně vysokou účinností převedena na mechanickou práci. Při přeměně dochází k termodynamickým dějům, při nichž se mění stav i chemické složení pracovní látky. Soubor těchto dějů tvoří pracovní cykly. [7]

1.4.1 Rozhodné parametry spalovacího motoru

Zdvihový objem válce je jmenovitý objem pracovního prostoru ve válci omezený horní a dolní úvratí, vypočítaný jako součin plochy pístu a zdvihu pístu. *Zdvihový objem motoru* je zdvihový objem válce násobený počtem válců neboli součet zdvihových objemů všech válců motoru. *Objem kompresního prostoru* V je objem zbývajících částí pracovního prostoru v okamžiku, kdy je píst v horní úvratí. *Zdvihový poměr* ζ je poměr jmenovitých hodnot zdvihu pístu a vnitřního průměru pracovního válce. Souvisí s otáčkami, střední pístovou rychlostí a velikostí motoru. Větší zdvihový poměr snižuje tepelné ztráty, tepelné zatížení stěn, namáhání klikového ústrojí a zvyšuje mechanickou účinnost. U vznětových čtyřdobých motorů se zdvihový poměr pohybuje v rozmezí 1,1 až 1,5, u zážehových $\zeta = 0,6$ až 1,1. *Kompresní poměr* ε (stupeň stlačení směsi) je poměr objemu směsi nasáté k objemu směsi stlačené, tedy poměr maximálního pracovního objemu válce V_{max} k minimálnímu, objemu kompresního prostoru V_{min} . Kompresní poměr soudobých vozidlových spalovacích motorů udává **Tab. 6**.

Tab. 9: Kompresní poměry spalovacích motorů [7]

Typ motoru	ε [-]	Omezení
zážehový, dvoudobý	7,5 – 10	samozápaly
zážehový, 2ventilová technika	8 – 10	klepání, samozápaly
zážehový, 4ventilová technika	9 – 11	klepání, samozápaly
zážehový, přímé vstřikování	11 – 13	klepání, samozápaly
vznětový, komůrkový	18 – 23	zhoršení účinnosti při plném zatížení, namáhání
vznětový, přímé vstřikování	17 – 21	zhoršení účinnosti při plném zatížení, namáhání

Jak lze z **Tab. 9** snadno vyčíst, kompresní poměr zážehového a vznětového motoru se liší. Obecně lze říct, že kompresní poměr zážehových motorů se pohybuje od 8:1 do 13:1, vznětových motorů pak od 14:1 do 23:1.¹ U zážehových motorů je omezen teplotou vznícení směsi paliva se vzduchem a tedy vznikem detonačního hoření (klepání a samozápaly), přičemž tlak i teplota na konci komprese dosahuje mnohem nižších hodnot než u vznětových motorů. U vznětového motoru je třeba vysoký kompresní poměr, aby bylo dosaženo potřebné teploty vznícení. Vzhledem k vysokým kompresním poměrům však klesá efektivní účinnost a zvyšuje se namáhání motoru, proto jsou také jeho hlavní části tužší a odolnější.

Střední pístová rychlost určuje životnost motoru (opotřebení válců, pístních kroužků, teplotní namáhání), a tak slouží pro porovnávání motorů. Vyšší hodnoty znamenají vyšší hlučnost. *Otáčky motoru* n_m vyjadřují počet otáček klikového hřídele za časovou jednotku. Výrobcem je zpravidla udáván jmenovitý efektivní výkon, což je nejvyšší efektivní výkon, který může motor trvale nebo krátkodobě vyvíjet při jmenovitých otáčkách. Maximální otáčky a střední pístové rychlosti motorů soudobých vozidel jsou pro názornost uvedeny v **Tab. 10**.

Tab. 10: Maximální otáčky a střední pístové rychlosti [7]

Typ motoru	Maximální otáčky [min^{-1}]	Střední pístová rychlost [m/s]
závodní (F1)	18 000	25
malé dvoudobé	20 000	19
motocyklové	13 500	19
zážehové osobních vozů	7 500	20
vznětové osobních voz	5 000	15
vznětové užitkových vozidel	4 200	14

Podle způsobu dopravy náplně do válce motoru lze rozlišovat motory *nepřeplňované* neboli s přirozeným sáním (atmosférické) a *přeplňované*. V prvním případě je čerstvá náplň nasáta do válce motoru podtlakem, který vzniká pohybem pístu ve válci. Naopak přeplňované motory pracují na principu dmychadla, které vyvolává přetlak. V následující tabulce (**Tab. 11**)

¹ tj. kolik kg vzduchu je třeba na 1 kg směsi pohonné hmoty

jsou pro porovnání zachyceny jednotlivé hodnoty výše zmíněných vybraných parametrů, přičemž rozdíly u zážehových a vznětových motorů jsou opět evidentní.

Tab. 11: Porovnávací parametry pro zážehové a vznětové motory OA [7]

Druh motoru	Otáčky	Kompresní poměr	Střední tlak	Litrový výkon	Výkonová hmotnost	Měrná spotřeba paliva	Převýšení točivého motoru
<i>jednotka</i>	<i>min⁻¹</i>	-	<i>bar</i>	<i>kW/l</i>	<i>kg/kW</i>	<i>g/kWh</i>	<i>%</i>
ZÁŽEHOVÝ MOTOR PRO OA							
nepřepínaný	4500-7500	8-12	8-11	35-65	3-1	350-250	15-25
přepínaný	5000-7000	7-9	8-10	20-30	3-1	380-280	10-30
VZNĚTOVÝ MOTOR PRO OA							
nepřepínaný	3500-5000	20-24	7-9	20-35	5-3	320-240	10-15
přepínaný	3500-4500	20-24	9-12	30-45	4-2	290-240	15-25

Lze hodnotit, že různé typy motorů svoje výhody a nevýhody. Vysoké kompresní poměry znamenají například vyšší namáhání motoru, nicméně díky nižším otáčkám je zajištěna vyšší hospodárnost provozu (nižší měrná potřeba paliva) a naopak.

1.4.2 Řízení motoru

Automobilový motor je provozován v širokém rozmezí otáček a zatížení, což klade vysoké nároky na regulaci palivové soustavy a u motorů zážehových i na regulaci zapalovací soustavy. Tato regulace musí zajistit nejen možnost dosažení nejvyššího výkonu motoru při optimální spotřebě paliva, ale i zaručit plnění legislativních hodnot obsahu škodlivých exhalací ve výfukových plynech motoru. Požadavky na regulaci motoru vycházejí ze závislosti mezi zatížením (potřebným výkonem), otáčkami, množstvím a kvalitou směsi, předstihem zážehu nebo vznícení, okamžitou spotřebou a složením výfukových plynů. Podle převládajících požadavků lze následně rozdělit pracovní oblast automobilového motoru podle jeho otáček a zatížení do čtyř skupin: [22]

1. Běh naprázdno, kdy motor nevykonává žádnou užitečnou práci a energie přivedená v palivu pouze kryje mechanické a tepelné ztráty motoru a jeho příslušenství. Protože se jedná o základní, výchozí stav činnosti motoru, vyžaduje se zde dodržování konstantních otáček běhu naprázdno a co nejmenší spotřeby paliva při dodržení limitů exhalací.

2. Částečné zatížení je nejčastější pracovní oblast vozidlových motorů a to při velkém rozsahu provozních otáček. Hlavními požadavky je co nejnížší provozní spotřeba při nízkých hodnotách emisí.

3. Plné zatížení patří k méně častým využívaným oblastem činnosti (rozhodujícím požadavkem dosažení nejvyššího výkonu motoru). I v tomto případě je optimalizace zajišťována řídicí jednotkou.

4. Nestacionární stavy jsou přechodové stavy při změnách z jednoho ustáleného režimu pracovní charakteristiky do jiného. Běžnými přechodovými stavy jsou akcelerace a decelerace. Při akceleraci je nutné krátkodobé zvýšení dodávky paliva, kompenzující ochuzení směsi v důsledku náhlého otevření škrticí klapky. Naopak při deceleraci, kdy je směr toku výkonu obrácený (brzdění motorem), je vhodné, s ohledem na spotřebu i exhalace, dodávku paliva přerušit. Zvláštním nestacionárním režimem motoru je stav jeho spouštění a ohřevu na provozní teplotu, tj. přechod z klidového stavu na stav běhu naprázdno. Vzhledem k větším tepelným i mechanickým ztrátám „studeného“ motoru je vždy podstatné zvýšení přívodu energie do pracovního oběhu motoru, což představuje u motorů zážehových obohacení směsi (sytič) a u motorů vznětových nastavení vyšší dávky paliva.

2 METODIKA MĚŘENÍ

Další kapitola se zabývá metodickým plánem a popisem průběhu realizovaného měření na vybraném vzorku vozidel. Obvykle se jízdní zkoušky „brzdění v přímém směru“ provádí kvůli kontrole předpisu brzdové soustavy, protiblokovacího zařízení či pro zjišťování směrové stability vozidla. Měření zpomalování při brzdění motorem je specifické tím, že mezní hodnoty brzdného zpomalení nebo brzdné dráhy nejsou legislativně stanoveny, ovšem různé předpisy a normy (ISO, EHK nebo ES), ale i nepsaná pravidla jsou při měření vhodná dodržovat, aby výsledky jednotlivých provedených zkoušek měly vůbec určitou vypovídací hodnotu a daly se vzájemně srovnávat.

2.1 TECHNICKÉ POŽADAVKY ZKOUŠKY

Pro silniční zkoušky motorových vozidel existují normy, které jednoznačně stanovují jisté parametry. Z důvodu úspěšného provedení a vyhodnocení zkoušek je tedy patřičné explicitně znát:

- účel a cíl zkoušky,
- podmínky pro technický stav zkoušeného vozidla a jeho zatížení,
- podmínky pro zkušební dráhu (povrch, podélný a příčný sklon),
- povětrnostní podmínky (vnější podmínky pro provedení zkoušky),
- měřicí zařízení a pomůcky pro realizaci zkoušky,
- metodiku zkoušek,
- bezpečnostní opatření,
- popř. obsah a formu zkušebního protokolu, časový harmonogram a personální zabezpečení zkoušky.

Stejně jako existují technické požadavky na dojezdovou zkoušku (dle ČSN 30 0554), je vhodné, aby i při měření tohoto charakteru byly technické požadavky na vozidlo, zkušební dráhu a atmosférické podmínky v jistém souladu. Dále je zřejmé, že jednotlivé typy vozidel se od sebe svými vlastnostmi a parametry liší (obvykle se liší i na první pohled typově stejná vozidla). Z toho důvodu jsou předmětné technické údaje vozidel uvedeny v příloze č. 1.

Technické požadavky na vozidlo

Technický stav vozidla a jeho jednotlivých komponent vč. výbavy musí odpovídat údajům výrobce (technickým podkladům), brzdy musí být seřizeny podle údajů výrobce (zejména pak samovolné brzdění), vozidlo musí být čisté a před zkouškou dostatečně zahřáto,

pneumatiky vozidla musí odpovídat údajům výrobce, musí mít najeto minimálně 1 000 km a jejich vzorek musí mít minimálně $\frac{2}{3}$ výšky vzorku pneumatiky nové. Huštění musí odpovídat údajům výrobce s přesností: ± 5 kPa (pro tlaky do 200 kPa), resp. ± 10 kPa (pro tlaky nad 200 kPa).

Technické požadavky na zkušební dráhu

Povrch musí být suchý (živičná nebo cementová vozovka), měřicí úsek musí být přímý, pokud možno rovný a s kvalitním povrchem, začátek i konec měřicího úseku musí být řádně označen, na měřicím úseku musí být provedena nivelace, která nesmí být starší než 5 let.

Atmosférické podmínky

Teplota vzduchu musí být v rozmezí 5 až 25 °C, tlak vzduchu 97,33 až 101,25 kPa, síla větru nejvýše 1,5 m/s.

Veškeré vnější vlivy hrají při jízdách zkouškách významnou roli, neboť mají přímý důsledek na naměřené hodnoty a parametry, resp. při nedodržení podmínek pak dochází ke vzniku odchylek měření. Mezi tyto vlivy lze mimo jiné zařadit vliv člověka, který vystupuje při jízdách zkouškách jako nestabilní systém s proměnlivým vlivem na výsledky měření.

2.2 MĚŘENÍ ZPOMALENÍ VOZIDEL

Pro měření zpomalení existuje celá řada přístrojů. Jedná se jak o nejjednodušší decelerometry, dokonalejší decelerografy, víceúčelová zařízení jako vlečené „páté“ kolo, tak o optické snímače a elektronické měřicí přístroje jako Datron Correvit nebo XL Meter. Funkce decelerometru je odvozena z pohybu kyvadla, na které působí při brzdění síly způsobující jeho vychýlení, moderní decelerometry dokumentují zpoždění vozidla při jízdě zkoušce v závislosti na čase pomocí piezoelektrického snímače. Decelerometry obecně přímo ukazují největší hodnotu zpomalení (deceleraci) vozidla při měření, která slouží jako kritérium brzdného účinku. [4] S touto hodnotou je však třeba dále pracovat (jak je uvedeno v kapitolách Plán měření a Průběh měření), neboť cílem práce je změřit brzdění vozidla pouze v průběhu brzdění motorem nikoli včetně okamžiku, kdy je již silou působeno na brzdový pedál.

2.2.1 Použitý měřicí přístroj

Měření bylo provedeno za užití decelerometru XL Meter, který byl pro tento účel zapůjčen ÚSI VUT v Brně. Elektronický decelerometr *XL Meter™ Pro Inventure, Inc.* je mobilní zařízení maďarské společnosti, které měří zpomalení (zrychlení) ve dvou navzájem kolmých osách x a y , tj. v příčném a podélném směru, v rozmezí $-12,7$ až $+12,7$ m/s^2 s citlivostí $0,1$ m/s^2 . Přístroj zaznamenává průběh podélného (a_x) a příčného (a_y) zrychlení vozidla od okamžiku nárůstu brzdného účinku (od počátku náběhu brzd) do zastavení vozidla. Jeho využití je při brzdných, akceleračních nebo jiných jízdních zkouškách. Výhodou je snadná instalace a rychlé použití (stačí čtyři tužkové baterie typu AA). [23]



Obr. 18: *XL Meter a jeho uchycení na čelním skle vozidla* [23]

Měřená data se ukládají do paměti přístroje, přičemž během měření je možno zaznamenat maximálně 8 záznamů. Na displeji přístroj okamžitě vyhodnocuje pouze:

- vzdálenost [m], tj. brzdnou dráhu, kterou vozidlo během zkoušky urazilo,
- výchozí rychlost [km/h], tj. rychlost, kterou mělo vozidlo na počátku brzdění,
- dobu zpomalování [s], tj. čas mezi začátkem a koncem brzdění,
- MFDD [m/s^2], tj. střední hodnotu plného brzdného zpomalení.

Kompletní charakteristika měřeného děje je následně počítačově vyhodnocena (software XL Vision) v podobě grafů (příp. tabulek).

2.2.2 Postup při měření decelerometrem XL Meter

Přístroj se pomocí vakuového držáku připevní na přední sklo (popř. jinou plochu) vozidla a po jeho zapnutí je provedena kalibrace, tedy ustanovení nulových hodnot pro měření

příčného a podélného zrychlení.² Měření se provádí na rovném přímém úseku bez výrazných spádových poměrů, kde z předem stanovené počáteční rychlosti vozidla lze bezpečně zastavit. Úsek tedy musí být dostatečně dlouhý. Po kalibraci, dle signalizace na displeji, je decelerometr připraven k měření. Přístroj byl vždy spuštěn (tlačítkem START) s předstihem před rozjezdem vozidla. Poté, co bylo vozidlo rozjeto na požadovanou výchozí rychlost, probíhá měření. Bezprostředně po zastavení vozidla je nutné počkat na ustálení kmitů karoserie (uklidnění), aby přístroj správně vyhodnotil klidovou polohu vozidla a tím i brzdovou zkoušku. Následně je měření ukončeno (tlačítkem STOP zastaveno). Metodika samotného měření je popsána níže.

Data okamžitě zjistitelná z displeje přístroje však pro účely měření brzdění motorem nemají žádnou vypovídací hodnotu. XL Meter je třeba připojit k PC, nainstalovat příslušný software a ze změřeného zpomalení (zrychlení) vyčíst průběhy rychlosti a ujeté dráhy během měření v závislosti na čase. Teprve pak je z patřičných grafů možné odvodit sledovaný interval, kdy skutečné brzdění motorem probíhá. Po exportu těchto dat do tabulkového procesoru (MS Excel) lze začít s jejich vlastním zpracováním, analýzou a konečnou interpretací výsledků.

2.3 PLÁN MĚŘENÍ

Před samotnou realizací měření je zapotřebí zvolit vhodný úsek, který by splňoval jak výše uvedené technické požadavky (délka, povrch, sklon), tak aby žádným způsobem nenarušoval plynulost, natož bezpečnost silničního provozu. Místo navíc musí být zvoleno tak, aby bylo možné z předem stanovené výchozí rychlosti bezpečně zastavit. Dále jde o vhodné povětrnostní podmínky, technický stav měřených vozidel, bezpečnostní opatření, aj. Na základě těchto faktorů uvedených na začátku kapitoly 2.1 je vypracován následující zkušební protokol (viz **Tab. 12**).

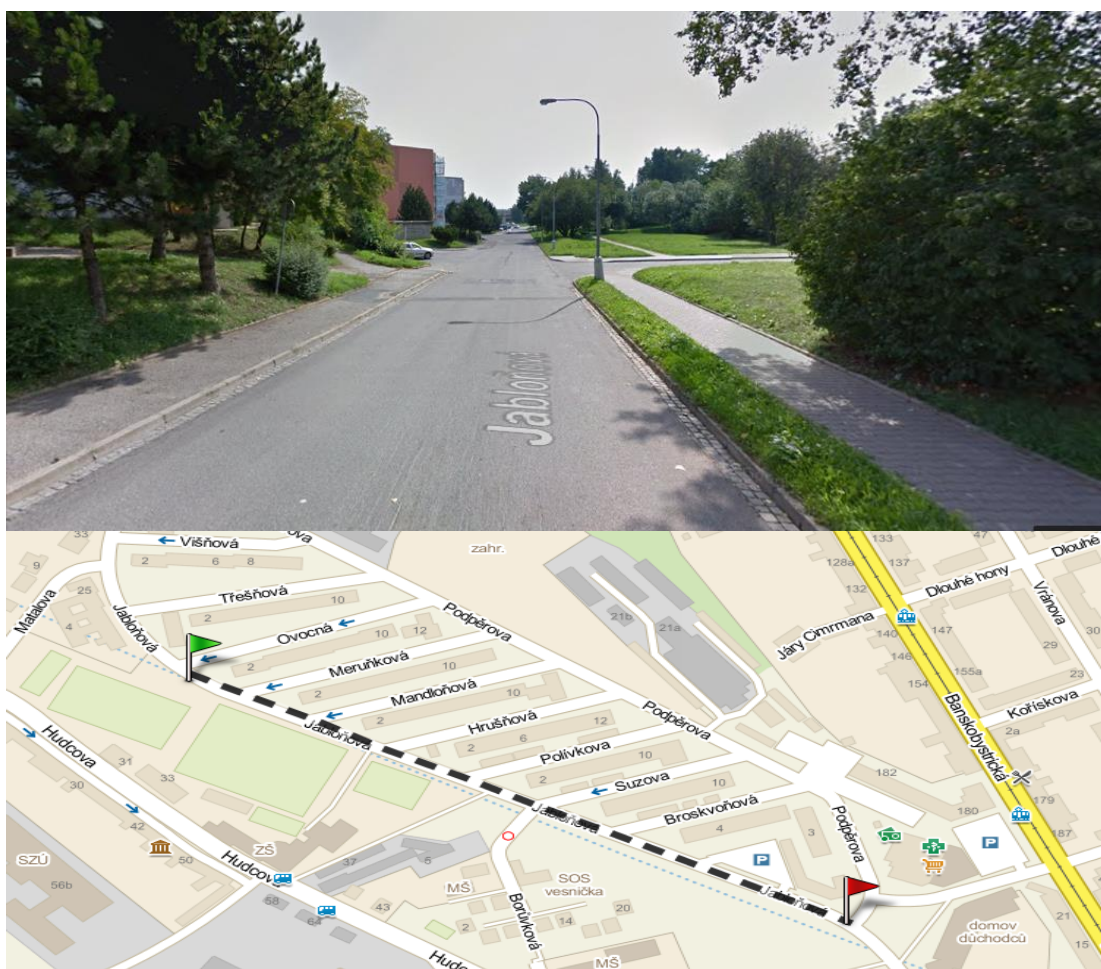
Z časových, dispozičních a povětrnostních důvodů bylo měření realizováno ve dvou dnech, tj. 15. a 17. dubna 2014. Všechna vozidla byla vybavena letními pneumatikami vyhovující výškou dezénu zákonným požadavkům. Vozidla byla zkoušena podrobená při provozní teplotě jednotlivých motorů, tedy s předpokladem dostatečného zahřátí také převodové soustavy.

² Hodnoty příčného zrychlení pravděpodobně nezůstanou nulové po celou dobu zkoušky. Tato skutečnost je však považována za přirozenou, tedy zanedbatelnou.

Tab. 12: Vstupní údaje pro realizaci měření

Zdroj: vlastní práce

ÚČEL A CÍL ZKOUŠKY	MĚŘENÍ ZPOMALENÍ OA PŘI BRZDĚNÍ MOTOREM
TECHNICKÝ STAV VOZIDEL ZATÍŽENÍ VOZIDEL	všechna vozidla v dobrém technickém stavu (platnost STK v pořádku, údaje v TP v pořádku) částečně zatížena (2 – 3 osoby)
ZKUŠEBNÍ DRÁHA	Brno – Medlánky, ul. Jabloňová v délce 500 m (Obr. 19) přímý rovný úsek bez významných spádových poměrů (sklon lze považovat za zanedbatelný) povrch suchý, živičný, bez výtluků či jiných závad
POVĚTRNOSTNÍ PODMÍNKY	polojasno, bezvětrí teplota vzduchu: 11 – 15 °C tlak vzduchu: 1010 hPa
MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ A POMŮCKY	decelerometr XL Meter Pro Inventure, Inc. GPS přijímač Garmin nüvi PC (XL Vision, MS Excel 2013) dopravní kužely
BEZPEČNOSTNÍ OPATŘENÍ	nebyla zapotřebí žádná speciální bezpečnostní opatření



Obr. 19: Zkušební dráha v délce 500 m

Zdroj: Google Maps

2.4 PRŮBĚH MĚŘENÍ

Pomocí kuželů byl vyznačen začátek zkušebního úseku. Vozidlo najelo do dostatečné vzdálenosti před začátek měřeného úseku, aby při průjezdu začátkem měřeného úseku mělo již požadovanou rychlost (rychlost byla kromě tachometru měřena také GPS přijímačem). Po zapnutí záznamu měření (XL Meter) byl při určité rychlosti zařazen určitý převodový stupeň, řidič přestal nohu působit na akcelerační pedál a tak vozidlo mohlo zpomalovat až do doby, než otáčky motoru klesly k otáčkám volnoběžným. Zpomalování v tomto případě probíhalo, na rozdíl např. od dojezdové zkoušky, kdy vozidlo zpomaluje pouze vlivem jízdních odporů, také působením brzdného momentu motoru. Po dosažení volnoběžných otáček motoru, řidič vyšlápl spojkový pedál, vozidlo bylo zastaveno a s mírnou časovou prodlevou byl vypnut záznam měření na XL Meteru. Měření bylo provedeno na reprezentativním vzorku 10 vozidel lišící se především objemem motoru. Rozměry a další technické údaje jednotlivých vozidel jsou uvedeny v přílohách č. 1 a 2.

Měření probíhalo z různých rychlostí při zařazených různých RS. S každým vozidlem byla provedena 3 měření (viz popis dále), pro eliminaci chyb a odchylek bylo navíc každé z měření třikrát opakováno. Pro každé vozidlo tak bylo získáno 9 měření. Bylo rozhodnuto jako předmětné zvolit pouze 2 převodové stupně (2. a 3. RS), při kterých není nutné dosahovat vyšší rychlosti než 50 km/h a zároveň, při nichž již k určitému brzdnému zpomalení dochází, tj. brzdna zpomalení jednotlivých vozidel různých výkonů a zdvihových objemů motoru mohou být bez problémů patřičně srovnána.

1. měření „30-2“

Po dosažení a ustálení rychlosti na **30 km/h** byl zařazen **2. RS**. Vozidlo bylo necháno, aby samovolně pokračovalo v jízdě, bez sešlapování plynového pedálu, tj. aby brzdilo motorem. Brzdění motorem neprobíhalo až do zastavení vozidla, vozidlo bylo nutné na konci měřeného úseku zastavit sešlápnutím brzdového pedálu.

2. měření „50-3“

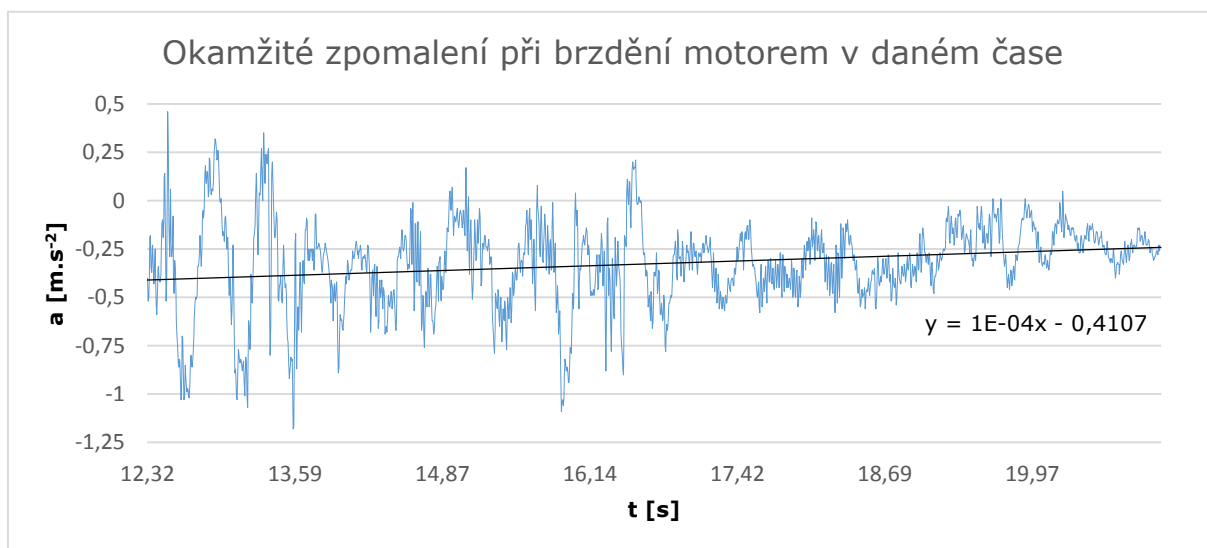
Po dosažení a ustálení rychlosti na **50 km/h** byl zařazen **3. RS**. Vozidlo bylo necháno, aby samovolně pokračovalo v jízdě, bez sešlapování plynového pedálu, tj. aby brzdilo motorem. Brzdění motorem neprobíhalo až do zastavení vozidla, vozidlo bylo nutné na konci měřeného úseku zastavit sešlápnutím brzdového pedálu.

3. měření „50-2“

Po dosažení a ustálení rychlosti na **50 km/h** byl zařazen **2. RS**. Vozidlo bylo necháno, aby samovolně pokračovalo v jízdě, bez sešlapování plynového pedálu, tj. aby brzdilo motorem. Brzdění motorem neprobíhalo až do zastavení vozidla, vozidlo bylo nutné na konci měřeného úseku zastavit sešlápnutím brzdového pedálu.

Jelikož bylo každé měření $3\times$ opakováno, u každého bylo možné s poměrně velkou přesností zjistit střední hodnotu brzdného zpomalení všech měřených vozidel. Z dílčích výsledků zpomalení vozidel byla následně vytvořena hodnota průměrná (viz **Tab. 14, 16 a 18**). V těchto tabulkách lze dále také najít informaci o maximálním okamžitém zpomalení, které bylo při průběhu brzdění motorem dosaženo.

Nicméně, dalo by se uvažovat i o jiném způsobu vyhodnocení podélného zrychlení (zpomalení). Okamžitá zpomalení v závislosti na čase lze potenciálně proložit vhodnou regresní křivkou a tak získat vztah, z kterého by bylo možné v daném čase odvodit okamžitou rychlost, resp. ujetou dráhu. Vzhledem k počtu měření a nelineárnímu charakteru časové řady okamžitého zpomalení (viz. **Obr. 20**) se však nejeví jako smysluplné tento průběh zpomalení v čase křivkou prokládat.



Obr. 20: Zkoumaný časový interval zpomalení při brzdění motorem (při měření „30-2“ u vozidla Škoda Fabia I)
Zdroj: vlastní měření

Ani jedna z výše uvedených variant se tedy neobejde bez jistého zkreslení výsledků. Pro zachycení závislosti zpomalení na jednotlivých veličinách a následné vyvození patřičných závěrů nakonec volím první možnost vyhodnocení dat. Předpokládá se, že výsledkem celého měření bude zjištění závislosti velikosti dosaženého průměrného zpomalení, jednak na

zdvihovém objemu motoru vozidla, jednak na rychlosti, ze které bylo vozidlo brzděno a také na RS, který byl při dané rychlosti zařazen (vliv mají mimo jiné i rozdílné převodové poměry jednotlivých vozidel). Výsledky jednotlivých měření lze navíc vyhodnocovat z různých hledisek, např. srovnávat mezi sebou jednotlivá měření v rámci jednoho vozidla, analyzovat výsledky téhož měření skrz celý vzorek vozidel, apod.

2.5 MĚŘENÁ VOZIDLA

Vzorek vozidel, se kterými měření bylo realizováno, jsou v následující tabulce (**Tab. 13**) seřazena vzestupně dle kubatury (zdvihového objemu) motoru. Další technické údaje o jednotlivých vozidlech lze najít v přílohách č. 1 a 2.

Tab. 13: Vybraný vzorek vozidel k měření

Zdroj: vlastní práce

	Značka a typ OA	Objem motoru [cm³]
1. vozidlo	Toyota Yaris VVT-i	998
2. vozidlo	Škoda Felicia 1.3i	1289
3. vozidlo	Škoda Fabia 1.4 16V (I)	1390
4. vozidlo	Citroën Xsara Picasso	1587
5. vozidlo	Škoda Fabia 1.6 16V Combi (II)	1598
6. vozidlo	Fiat Stilo JTD 115	1910
7. vozidlo	Peugeot 406	1997
8. vozidlo	Mercedes C 200 CDI Classic Combi	2248
9. vozidlo	Volvo V70	2521
10. vozidlo	Chrysler Dodge Intrepid	2736

3 VLASTNÍ MĚŘENÍ

Vzhledem k počtu vozidel, celkem bylo provedeno bezmála 90 měření.³ Výsledkem každého měření je graf podélného zpomalení, graf rychlosti a graf ujeté dráhy v závislosti na čase. Ujetou dráhu a rychlost XL Meter vypočítá z naměřeného zpomalení, přičemž vychází ze základních vztahů pro přímočarý rovnoměrně zpomalený pohyb

$$v = v_0 - at \quad (18)$$

$$s = v_0 t - \frac{1}{2} at^2 \quad (19)$$

kde: vokamžitá rychlost [m/s],

v_0počáteční rychlost [m/s],

azrychlení [m/s²],

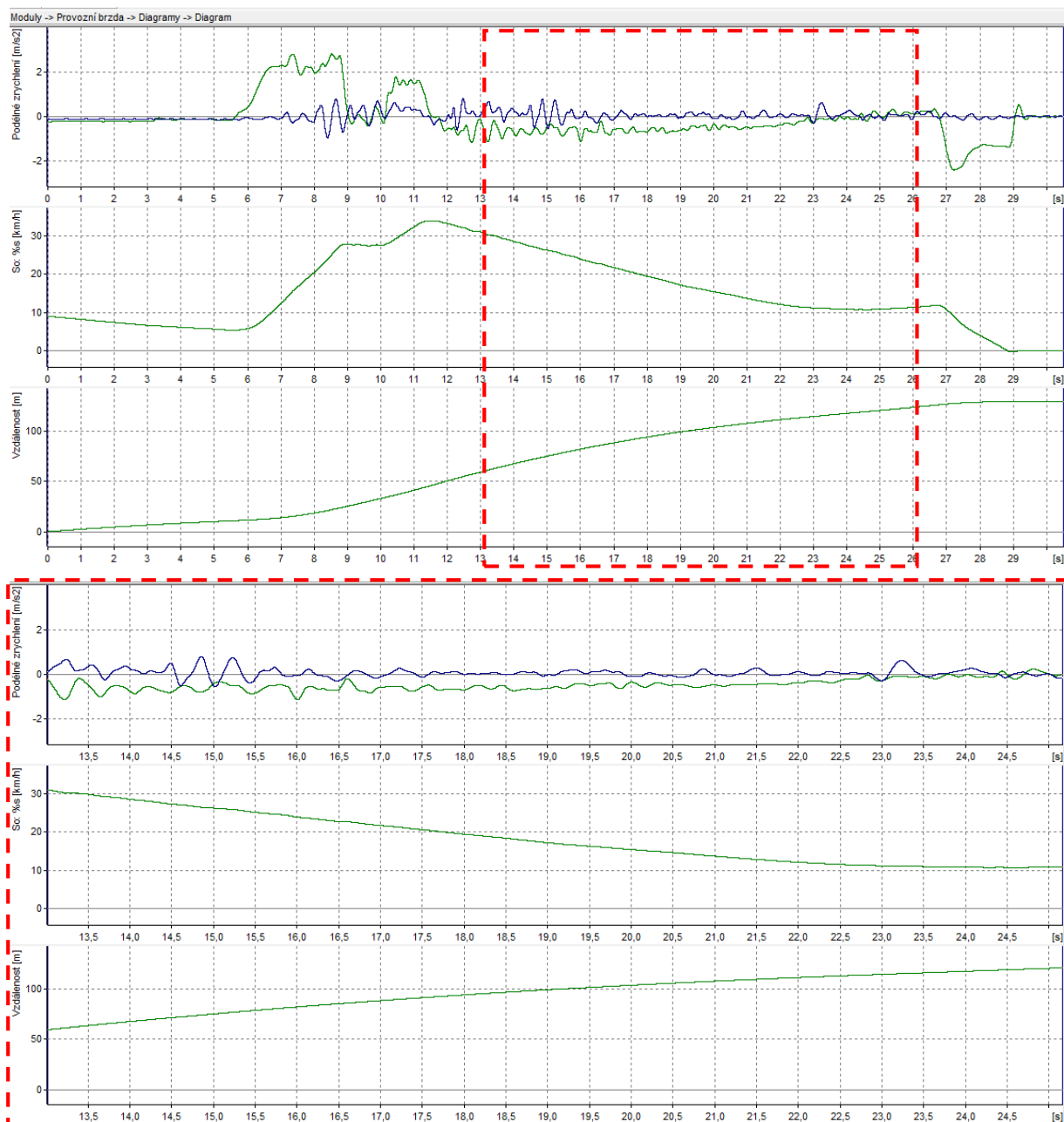
sdráha [m],

tčas [s].

Pro další výpočty nebylo třeba odečítat konkrétní hodnoty z příslušných grafů, neboť software XL Vision přímo umožňuje export jednotlivých hodnot podélného zrychlení (resp. zpomalení) vozidla v závislosti na čase (časový interval záznamu je 0,005 s). Pro potřeby vyhodnocení byla veškerá předmětná data převedena do tabulkového procesoru MS Excel. Příčné zpomalení vozidel bylo po celou dobu měření víceméně konstantní, což je pro účely zkoušky maximálně žádoucí stav.

Jelikož jednotlivé grafy přirozeně zachycují průběh celého měření, tj. od zapnutí po vypnutí decelerometru, lze z nich přesně vyčíst jednotlivé úseky jízdy vozidla (od zrychlování, přes dosažení požadované rychlosti, „samovolné“ zpomalování až po zastavení vozidla řidičem díky sešlápnutí brzdového pedálu). Vzhledem k cíli práce je však třeba dále pracovat pouze s daty získanými pouze z toho časového intervalu, kdy probíhá brzdění motorem (viz **Obr. 21**). Při dostatečném zvětšení grafu okamžité rychlosti a grafu podélného zpomalení je možné okamžik začátku a konce brzdění motorem vždy velmi přesně (s přesností až na desetitisíciny sekundy) identifikovat.

³ Vozidlo Chrysler Dodge Intrepid je osazeno automatickou převodovkou, proto při měření nebylo možné rozlišovat mezi 2. a 3. RS (tedy spíše pro srovnání a zajímavost byla uskutečněna pouze měření z dvou rychlostí – 30 a 50 km/h). Svým způsobem šlo vlastně o tzv. dojezdovou zkoušku vozidla.



Obr. 21: Ukázka zkoumaného časového intervalu, kdy probíhá brzdění motorem (měření „30-2“ u vozidla Škoda Fabia I)
Zdroj: vlastní měření

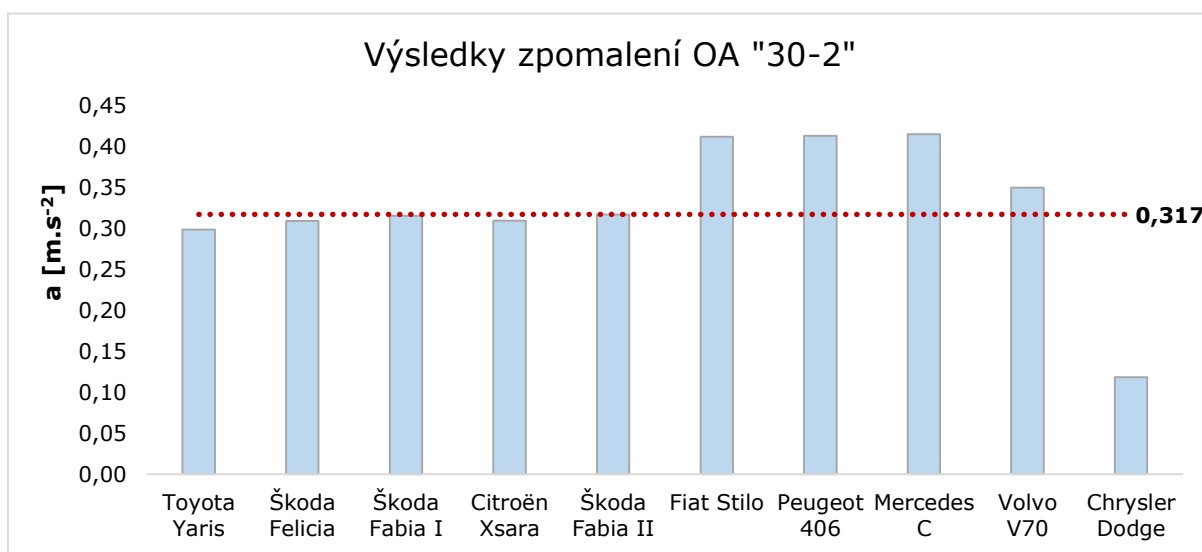
3.1 VÝSLEDKY MĚŘENÍ „30-2“

Dle výše uvedené metodiky bylo provedeno měření a export dat. V **Tab. 14** jsou uvedeny zjištěné, resp. vypočítané střední, průměrné a maximální hodnoty brzdného zpomalení pro jednotlivá vozidla při brzdění motorem z rychlosti 30 km/h a zařazeném 2. převodovém stupni. Veškerá zpomalení v tabulkách jsou v absolutní hodnotě, tedy s kladným znaménkem.

Tab. 14: Hodnoty zpomalení při brzdění motorem z rychlosti 30 km/h a zařazeném 2. RS Zdroj: vlastní práce

„30-2“	střední hodnota a [m/s^2]			průměr a [m/s^2]	maximální a [m/s^2]
	1. měření	2. měření	3. měření		
Toyota	0,299	0,292	0,305	0,299	1,220
Škoda Felicia	0,315	0,285	0,328	0,309	1,080
Škoda Fabia I	0,327	0,309	0,312	0,316	1,210
Citroën	0,230	0,332	0,367	0,310	1,160
Škoda Fabia II	0,318	0,312	0,321	0,317	1,110
Fiat	0,445	0,399	0,392	0,412	1,060
Peugeot	0,420	0,410	0,410	0,413	1,450
Mercedes	0,431	0,422	0,392	0,415	1,210
Volvo	0,368	0,343	0,339	0,350	0,910
Chrysler	0,119	0,118	0,117	0,118	0,650
STŘEDNÍ HODNOTA ZPOMALENÍ				0,317	-

Zpomalení vozidel při brzdění motorem se za daných podmínek pohybuje v rozmezí od **0,300 do 0,415 m/s^2** (nejnižší hodnotu v tabulce lze považovat za extrém – vozidlo s automatickou převodovkou). Jelikož jsou vozidla v tabulce seřazena vzestupně dle zdvihového objemu motoru (jak v tabulkách, tak v grafech), lze pozorovat i jistou závislost právě na této veličině (viz **Obr. 22**). Vozidla se vznětovým motorem (Fiat, Peugeot a Mercedes) navíc vykazují prokazatelně vyšší hodnoty brzdného zpomalení.



Obr. 22: Závislost zpomalení na zdvihovém objemu motoru OA (měření „30-2“)

Zdroj: vlastní práce

Následující tabulka (**Tab. 15**) zaznamenává v rámci měření „30-2“ změnu jednotlivých veličin v čase u jednotlivých vozidel, a to včetně absolutního a relativního vyjádření této změny. Tyto údaje byly vyčteny a dopočítány z příslušných grafů v programu XL Vision. Hodnoty veličin byly zaokrouhleny na celá čísla, neboť vzhledem k prováděné repetici měření, která hodnoty zpřesňuje, víceméně postrádá smysl uvažovat například desetiny metru nebo sekund.

Tab. 15: Změna okamžité rychlosti a ujeté dráhy v čase brzdění motorem (z rychlosti 30 km/h, 2. RS)

„30-2“	v [km/h]	Δv [km/h]	$\Delta\%$	s [m]	Δs [m]	t [s]	Δt [s]
Toyota	30 → 12	18	60,0	62 → 122	60	14 → 24	10
Škoda Felicia	30 → 11	19	63,3	47 → 104	57	12 → 23	11
Škoda Fabia I	30 → 11	19	63,3	60 → 120	60	13 → 24	11
Citroën	30 → 13	17	56,7	73 → 128	55	13 → 23	10
Škoda Fabia II	30 → 13	17	56,7	68 → 126	58	13 → 24	11
Fiat	30 → 14	16	53,3	65 → 118	53	14 → 23	9
Peugeot	30 → 14	16	53,3	67 → 112	45	15 → 22	7
Mercedes	30 → 13	17	56,7	65 → 113	48	15 → 21	6
Volvo	30 → 13	17	56,7	52 → 112	60	15 → 25	10
Chrysler	30 → 22	8	26,7	350 → 420	70	32 → 42	10
STŘEDNÍ HODNOTA	-	17	56,7	-	57	-	10

Zdroj: vlastní práce

Na základě této analýzy není bez povšimnutí hned několik skutečností. Lze konstatovat, že během brzdění motorem z rychlosti 30 km/h při zařazeném 2. RS se okamžitá rychlost průměrně sníží o 17 km/h (tj. 57% pokles), a to na dráze 57 m za dobu 10 s. Odchylku od této střední hodnoty představuje (dle očekávání) vozidlo Chrysler, u něhož došlo ke snížení rychlosti pouze o 8 km/h, zatímco urazilo dráhu 70 m. Při statistickém vyhodnocení nebyl tento extrém uvažován. Za komentář dále stojí fakt, že vozidla se vznětovým motorem při brzdění motorem zpomalují o něco rychleji (přitom urazí kratší dráhu, zatímco změna rychlosti je srovnatelná), což vysvětluje právě vyšší hodnota zpomalení v **Tab. 14**. Důkaz je mimo jiné možné najít v příloze č. 3, kde je průběh okamžité rychlosti a ujeté dráhy v čase u dvou vozidel (zážehový motor: Škoda Fabia I a vznětový motor: Peugeot) graficky znázorněn. Tuto skutečnost lze vysvětlit jednak skrz převodové, ale zejména kompresní poměry, jež bývají znatelně vyšší právě u vznětových než u zážehových motorů (viz teoretická část práce, příp. příloha č. 1).

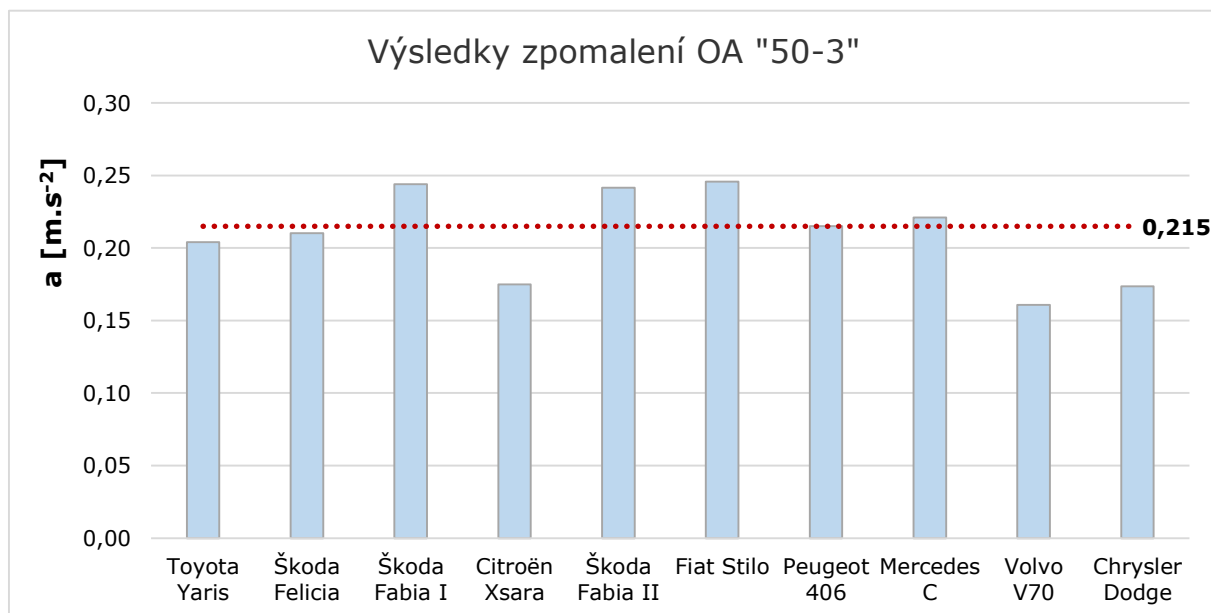
3.2 VÝSLEDKY MĚŘENÍ „50-3“

Filosofie měření (vycházející z kapitoly 3.1) zůstává stejná, tentokrát jde o měření z rychlosti 50 km/h a zařazeném 3. RS.

Tab. 16: Hodnoty zpomalení při brzdění motorem z rychlosti 50 km/h a zařazeném 3. RS Zdroj: vlastní práce

„50-3“	střední hodnota a [m/s^2]			průměr a [m/s^2]	maximální a [m/s^2]
	1. měření	2. měření	3. měření		
Toyota	0,191	0,221	0,200	0,204	1,030
Škoda Felicia	0,199	0,210	0,222	0,210	1,100
Škoda Fabia I	0,250	0,263	0,219	0,244	1,650
Citroën	0,149	0,232	0,144	0,175	1,040
Škoda Fabia II	0,250	0,230	0,245	0,242	1,540
Fiat	0,272	0,234	0,231	0,246	1,190
Peugeot	0,223	0,213	0,209	0,215	1,230
Mercedes	0,223	0,210	0,230	0,221	1,180
Volvo	0,188	0,135	0,160	0,161	0,890
Chrysler	0,160	0,205	0,156	0,174	0,410
STŘEDNÍ HODNOTA ZPOMALENÍ				0,215	-

Výsledky druhého měření přináší (ve srovnání s prvním měřením) průměrně nižší hodnoty brzdného zpomalení (rozmezí **0,180 – 0,245 m/s^2**), což lze vysvětlit tak, že zařazení daného RS při dané rychlosti nijak výrazné zpomalení vozidla nezpůsobí. Nevyšší dosažená hodnota zpomalení za těchto podmínek byla 1,650 m/s^2 (což je však dosavadní maximum), a to u vozidla Škoda Fabia 1.4 hned na začátku měření brzdného zpomalení.



Obr. 23: Závislost zpomalení na zdvihovém objemu motoru OA (měření „50-3“)

Zdroj: vlastní práce

Z grafického vyjádření (**Obr. 23**) v tomto případě závislost dosaženého zpomalení na objemu motoru přímo nevyplývá. Je však znovu prokázáno, že vozidla se vznětovým motorem v průměru dosahují vyššího zpomalení. Dále je pozoruhodné, že u vozidel tovární značky Škoda byly při 3. RS a výchozí rychlosti 50 km/h naměřeny obecně vyšší hodnoty než u ostatních vozidel se zážehovým motorem. Celkově tato vozidla v testu dosáhla největších výsledků. Jejich zpomalení jsou tak srovnatelná se „silnějšími“ vozidly, které navíc mají vznětový motor.

Následující **Tab. 17** byla vytvořena na stejném principu jako **Tab. 15**:

Tab. 17: Změna okamžité rychlosti a ujeté dráhy v čase brzdění motorem (z rychlosti 50 km/h, 3. RS)

„50-3“	v [km/h]	Δv [km/h]	$\Delta\%$	s [m]	Δs [m]	t [s]	Δt [s]
Toyota	50 → 18	32	64,0	250 → 389	139	19 → 36	17
Škoda Felicia	50 → 17	33	66,0	289 → 430	141	17 → 34	17
Škoda Fabia I	50 → 18	32	64,0	145 → 285	140	16 → 34	18
Citroën	50 → 17	33	66,0	281 → 426	145	19 → 35	16
Škoda Fabia II	50 → 17	33	66,0	274 → 414	140	18 → 36	18
Fiat	50 → 25	25	50,0	275 → 403	128	23 → 33	10
Peugeot	50 → 22	28	56,0	277 → 412	135	19 → 33	14
Mercedes	50 → 23	27	54,0	275 → 405	130	20 → 33	13
Volvo	50 → 17	33	66,0	222 → 396	174	16 → 35	19
Chrysler	50 → 35	15	30,0	348 → 480	132	20 → 37	17
STŘEDNÍ HODNOTA	-	32	64,0	-	140	-	17

Zdroj: vlastní práce

Ve srovnání s výsledky z prvního měření lze vyvodit závěr, že při rychlosti 50 km/h a 3. RS klesne průměrně rychlost o 32 km/h (tj. o 15 km/h více než při prvním měření), a to průměrně po 140 m a 17 s. Z hodnot druhého měření se potvrzuje skutečnost, že zpomalení u OA se vznětovým motorem se bezpochyby liší od zpomalení vozidel s motorem zážehovým. Při měření zpomalení z vyšší výchozí rychlosti (ve srovnání s předchozím měřením), benzinová vozidla průměrně snižují svoji rychlost markantněji než vozidla naftová, ovšem urazí delší vzdálenost za delší čas, což odpovídá výsledkům zpomalení z **Tab. 16**. Vozidlo Chrysler vykazuje opět zajímavé výsledky – po ujetí srovnatelné dráhy s ostatními vozidly jeho rychlost poklesne pouze o 15 km/h.

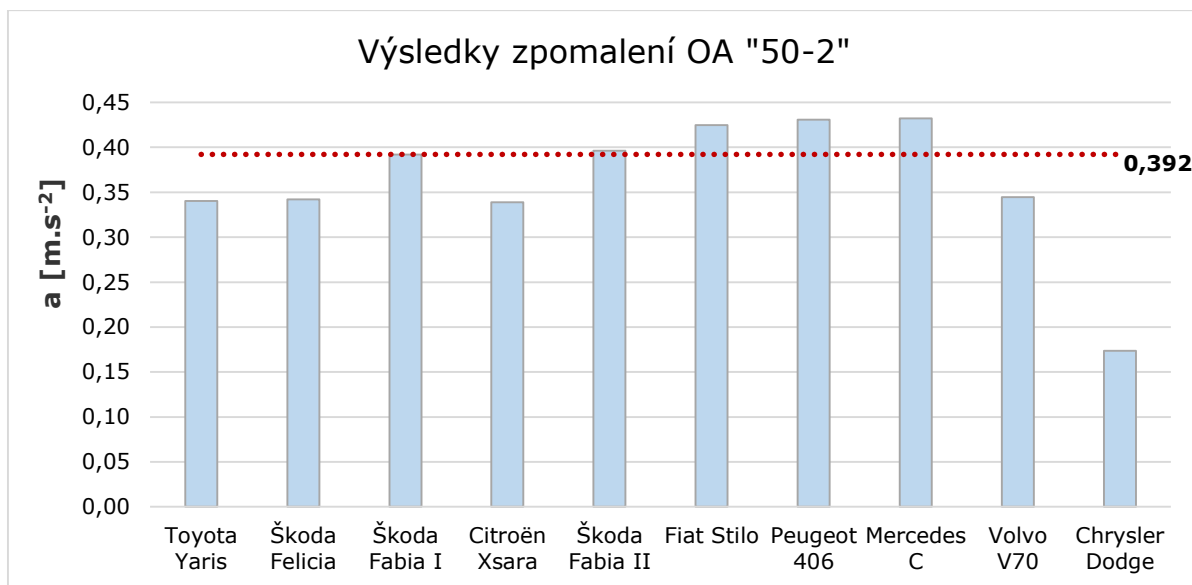
3.3 VÝSLEDKY MĚŘENÍ „50-2“

Jednotlivé výsledky třetího měření zpomalení při brzdění motorem u zvolených zástupců OA jsou zaznamenány v **Tab. 18**.

Tab. 18: Hodnoty zpomalení při brzdění motorem z rychlosti 50 km/h a zařazeném 2. RS Zdroj: vlastní práce

„50-2“	střední hodnota a [m/s ²]			průměr a [m/s ²]	maximální a [m/s ²]
	1. měření	2. měření	3. měření		
Toyota	0,347	0,339	0,335	0,340	1,150
Škoda Felicia	0,334	0,342	0,350	0,342	1,110
Škoda Fabia I	0,387	0,396	0,392	0,392	1,550
Citroën	0,338	0,336	0,342	0,339	1,160
Škoda Fabia II	0,401	0,389	0,399	0,396	1,350
Fiat	0,452	0,420	0,402	0,425	1,430
Peugeot	0,433	0,433	0,426	0,431	1,360
Mercedes	0,442	0,434	0,421	0,432	1,410
Volvo	0,346	0,334	0,353	0,344	1,060
Chrysler	0,160	0,205	0,156	0,174	0,410
STŘEDNÍ HODNOTA ZPOMALENÍ				0,392	-

Lze pozorovat, že ve srovnání s prvním měřením nedochází k výrazně odlišným výsledkům. Tímto měřením bylo zjištěno brzdné zpomalení vozidel v intervalu **0,340 – 0,425 m/s²**, jde tedy skutečně o rozpětí zpomalení podobné prvnímu měření. Stále je však řeč vesměs v řádech jedné desetiny m/s². Z toho lze vyvodit závěr, že počáteční rychlost brzdění není pro dosažení určitého zpomalení rozhodná. Ve srovnání s druhým měřením, kdy byla stejná výchozí rychlost, v průměru k nárůstu zpomalení došlo. Je však celkem logické, že čím nižší RS je při dané rychlosti zařazen, tím k většímu (a rychlejšímu) zpomalení vozidla dochází. Při porovnání vozidel v tomto případě dělá rozdíl jednu až dvě desetiny m/s². Následující graf (**Obr. 24**) opět znázorňuje dosažené zpomalení v závislosti na vzestupně seřazeném zdvihovém objemu motorů všech měřených vozidel.



Obr. 24: Závislost zpomalení na zdvihovém objemu motoru OA (měření „50-2“)

Zdroj: vlastní práce

Měření tak potvrdilo nejvyšší zpomalení u vozidel se vznětovým motorem, zároveň se ukázalo, že vozidla značky Škoda opakovaně dosahují vyšších hodnot decelerace než ostatní vozidla se zážehovým motorem. Naopak vozidlo Citroën ve všech měření vykazuje podprůměrné hodnoty zpomalení. Totéž se týká vozidla Chrysler, kde však důvodem, jak už bylo několikrát zmíněno, je automatická čtyřstupňová převodovka. Následující tabulka (**Tab. 19**) do třetice zachycuje změnu okamžité rychlosti a ujeté dráhy v čase, kdy brzdění motorem u jednotlivých vozidel probíhá.

Tab. 19: Změna okamžité rychlosti a ujeté dráhy v čase brzdění motorem (z rychlosti 50 km/h, 2. RS)

„50-2“	v [km/h]	Δv [km/h]	$\Delta\%$	s [m]	Δs [m]	t [s]	Δt [s]
Toyota	50 → 13	37	74,0	82 → 227	145	13 → 31	18
Škoda Felicia	50 → 13	37	74,0	88 → 239	151	14 → 33	19
Škoda Fabia I	50 → 11	39	78,0	88 → 252	164	13 → 36	23
Citroën	50 → 14	36	72,0	73 → 230	157	13 → 32	19
Škoda Fabia II	50 → 12	38	76,0	85 → 245	160	14 → 36	22
Fiat	50 → 14	36	72,0	120 → 265	145	15 → 33	18
Peugeot	50 → 14	36	72,0	107 → 235	128	15 → 30	15
Mercedes	50 → 14	36	72,0	112 → 244	132	15 → 31	16
Volvo	50 → 12	38	76,0	120 → 275	155	15 → 35	20
Chrysler	50 → 35	15	30,0	348 → 480	132	20 → 37	17
STŘEDNÍ HODNOTA	-	37	74,0	-	151	-	19

Zdroj: vlastní práce

Při dané výchozí rychlosti přirozeně rozhoduje RS, který je zařazen. Díky konkrétnímu měření bylo zjištěno, že druhý RS průměrně znamená větší snížení rychlosti (o 5 km/h) při ujetí delší dráhy (o 11 m) za delší dobu (o 2 s) než v případě zařazeného třetího RS. To, že vozidlo Škoda Fabia I dosáhlo vůbec největšího snížení rychlosti, dokazuje vysoká hodnota brzdného zpomalení. Motor vozidlu „dovolil“ zpomalovat nejdéle, čímž vozidlo urazilo nejdelší vzdálenost. Naopak vozidla se vznětovým motorem obecně decelerují po kratší dobu, tj. i změna jejich rychlosti je o několik jednotek km/h menší než u vozidel se zážehovým motorem. Bylo spočítáno, že průměrná změna rychlosti dělá 74 %, tj. v tomto případě 37 km/h.

3.4 VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ

Nyní se zdá být patřičné zaměřit se na výsledné průměrné hodnoty zpomalení dle výše popsaných měření. Jejich vyhodnocení je zachyceno v **Tab. 20**, dále pak pro jednotlivá vozidla odděleně v grafech **Obr. 25 – 34**.

Tab. 20: Dosažená zpomalení OA při brzdění motorem

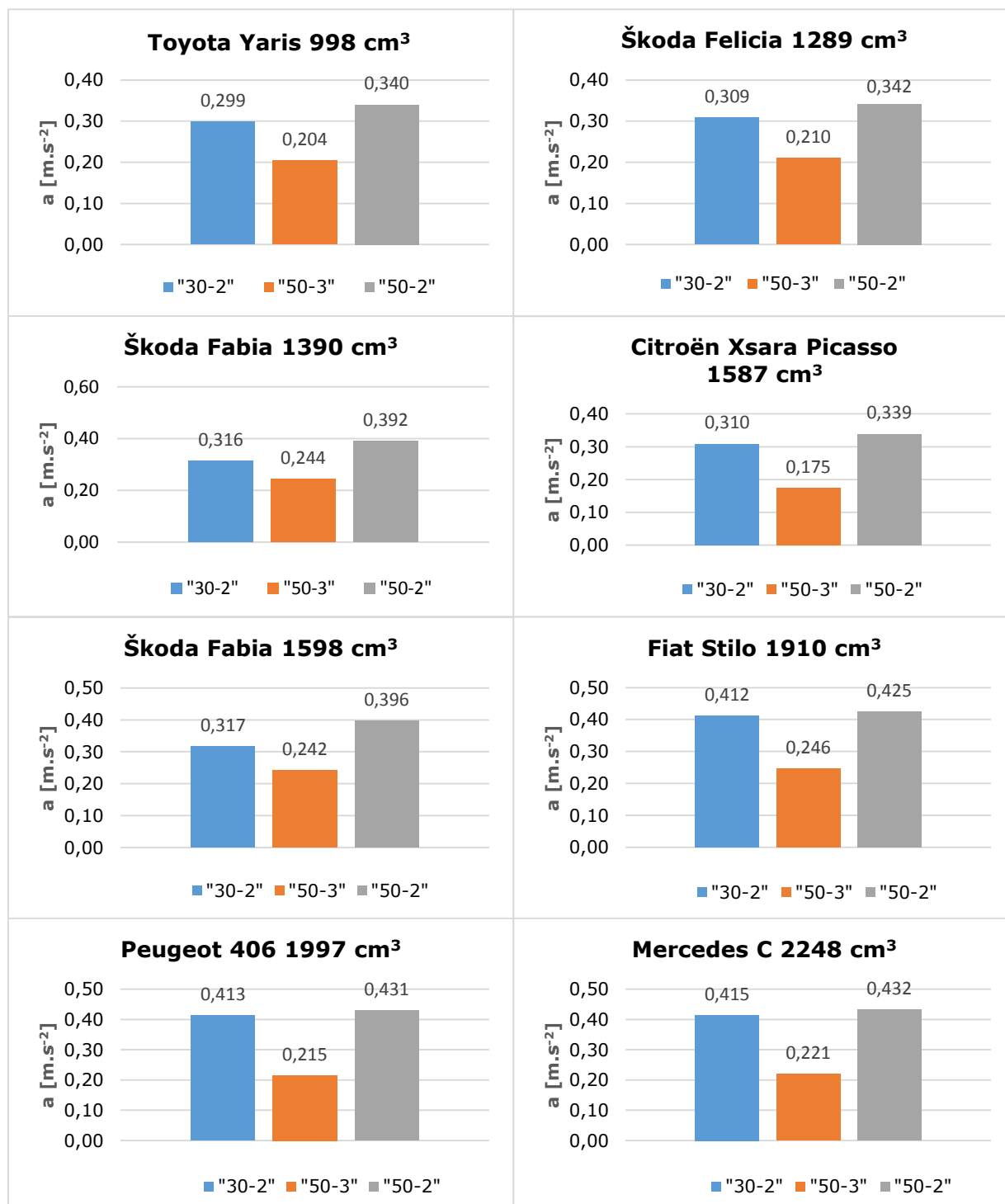
Zdroj: vlastní práce

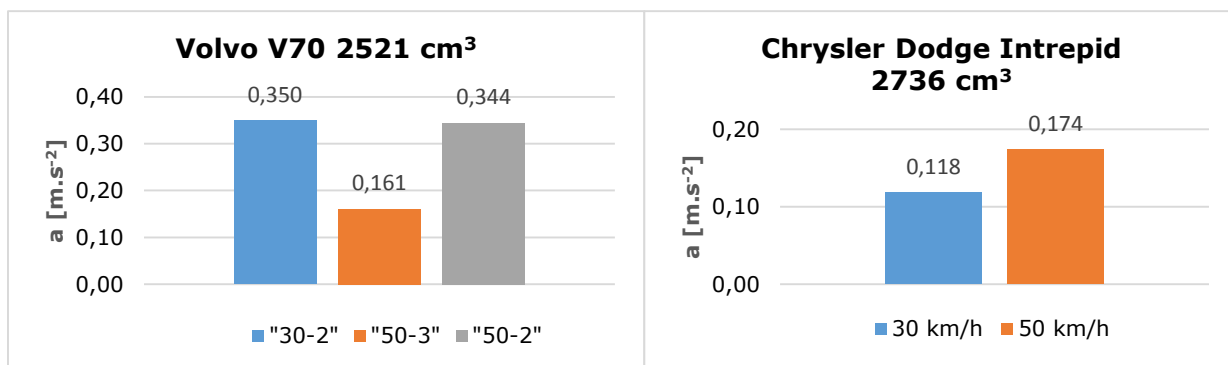
	průměr a [m/s ²]			min – max a
	„30-2“	„50-3“	„50-2“	
Toyota	0,299	0,204	0,340	0,161 – 0,432 m/s²
Škoda Felicia	0,309	0,210	0,342	
Škoda Fabia I	0,316	0,244	0,392	
Citroën	0,310	0,175	0,339	
Škoda Fabia II	0,317	0,242	0,396	
Fiat	0,412	0,246	0,425	
Peugeot	0,413	0,215	0,431	
Mercedes	0,415	0,221	0,432	
Volvo	0,350	0,161	0,344	
Chrysler	0,118	0,174	0,174	###
min – max a	0,299 – 0,415 m/s ²		0,161 – 0,432 m/s ²	###

Výsledné hodnoty zpomalení jsou způsobeny brzdou silou od motoru, která je přes převodové ústrojí, hnací nápravu vozidla a její kola přenášena na vozovku. Měřením byl zjištěn směrodatný interval zpomalení OA při brzdění motorem: **0,161 – 0,432 m/s²**, přičemž vůbec nejnižší naměřená hodnota zpomalení byla ze statistického souboru z výše uvedených důvodů vyloučena. Dále je třeba si uvědomit, že veškeré hodnoty z tohoto rozmezí zahrnují i vliv valivého a vzdušného odporu. Pro vyjádření velikosti „čistého“ zpomalení při zařazeném převodovém stupni (tedy zpomalení očištěného o tyto vlivy) bylo by dále třeba od naměřených hodnot zpomalení uvedené odpory odečíst (dle teoretických vztahů – viz teoretická část práce, anebo vycházet z výsledků zpomalení z dojezdové zkoušky vozidel, apod.).

Také by se dalo uvažovat o srovnání výsledků s měřením zpomalení při plném zatížení vozidel. Vzhledem k tomu, že maximální přípustná hmotnost OA se od pohotovostní (popř. provozní) hmotnosti OA nevychyluje tak výrazně jako například u nákladních automobilů, tato měření nakonec nebyla realizována. Lze však téměř s jistotou tvrdit, že při větším zatížení vozidel by dosažená zpomalení byla menší než právě naměřená.

Následující grafy slouží pro přehled průměrných zpomalení z provedených měření u jednotlivých vozidel.





Obr. 25 – 34: Dosažená zpomalení u jednotlivých vozidel

Zdroj: vlastní práce

Z výsledků je pro všechna použitá vozidla jednoznačně prokazatelná pouze závislost brzdného zpomalení na zařazeném rychlostním stupni. Při brzdění se zařazeným 2. RS bylo dosaženo větších hodnot zpomalení než při zařazeném 3. RS (v případě obou výchozích rychlostí). Je taktéž zřejmé, že počáteční rychlost brzdění není pro dosažení zpomalení rozhodná, neboť při měření zpomalení při zařazeném 2. RS z 30 km/h a 50 km/h je průměrné dosažené zrychlení u všech vozidel u vyšší rychlosti větší jen o 7,6 % než u nižší rychlosti, přičemž vyšší zkušební rychlost je větší o dvě třetiny než nižší. Na základě těchto měření lze tedy učinit obecně platný závěr, že čím nižší převodový stupeň je zařazen, tím k většímu zpomalení vozidla dochází, přičemž výchozí rychlost vozidla není směrodatná. Hodnota výchozí rychlosti by měla být zvolena pouze s ohledem na rozsah otáček konkrétního motoru a v závislosti na zařazeném převodovém stupni. Pro případný přepočítání otáček motoru z rychlosti jízdy lze využít vztah

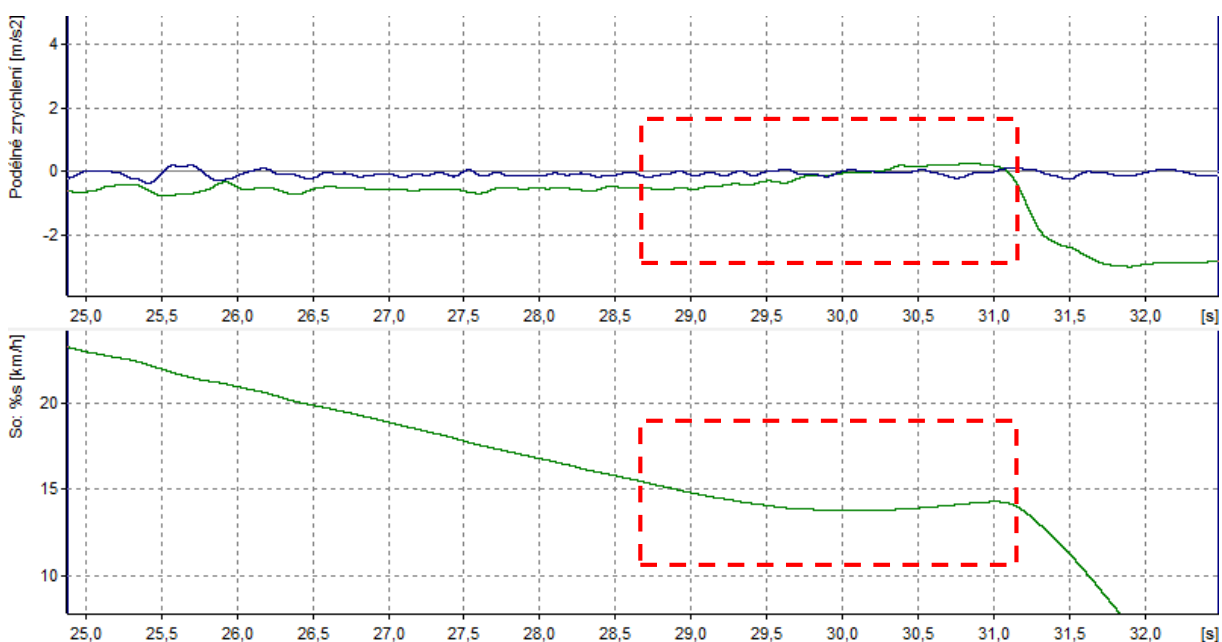
$$v = 0,377 \cdot \frac{n_m \cdot r_d}{i_c} \rightarrow n_m = \frac{i_c \cdot v}{0,377 \cdot r_d} . \quad (20)$$

Je pravdou, že primárně sledovaná závislost dosaženého zpomalení na zdvihovém objemu motoru vozidel nijak výrazná není. Přesto, že k měření byla úmyslně použita vozidla odstupňovaná dle objemu jejich motorů, závislost výsledků na této veličině nebylo možné zcela jednoznačně prokázat, ovšem nelze ani úspěšně tvrdit, že by hodnota dosaženého zpomalení byla na velikosti zdvihového objemu nezávislá.

Na druhou stranu je dobře sledovatelný rozdíl, kterého dosáhla vozidla se vznětovým a zážehovým motorem. Vozidla se vznětovým motorem dosahovala o čtvrtinu až polovinu vyšších zpomalení. Zde by bylo vhodné více se zaměřit na vozidla se vznětovými motory různých objemů, aby implikovaná závislost mohla být přesněji posouzena. Specifickým měřením bylo testování vozidla s automatickou převodovkou, kdy naměřené hodnoty zpomalení byly nejnižší ze všech měřených vozidel, ač zdvihový objem motoru daného vozidla

byl největší. Předem se předpokládalo, že výsledky tohoto měření se budou ostatním jistým způsobem vymykat, nicméně bylo minimálně zajímavé zjišťovat, do jaké míry bude tato presumpce naplněna.

Důležitým zjištěním tak je, že pro účely odhadu dosažitelného zpomalení vozidla při brzdění motorem je třeba znát spíše princip, na kterém motor pracuje, tedy zjednodušeně řečeno, jaké palivo spotřebovává, než jeho zdvihový objem, kde se tedy jasnou závislost prokázat nepodařilo. Ideální se zdá být znát i způsob řízení palivové soustavy motoru elektronickou řídicí jednotkou, neboť z proběhnuvších měření je zřejmé, že po úseku brzdění motorem, který byl analyzován, ještě před úplným zastavením vozidla docházelo ke zrychlování vozidla (znatelné bylo jak při samotné zkoušce, tak je patrné i ze záznamu – viz **Obr. 35**). To lze vysvětlit na základě vstřikování paliva (tj. nikoli stlačením akceleračního pedálu, ale autonomní činností elektronické řídicí jednotky, nezávislou na vůli řidiče) při dosažení volnoběžných otáček.



Obr. 35: Samovolné zrychlení vozidla na konci brzdění motorem (dosažení volnoběžných otáček)

Zdroj: vlastní měření

Závěrem práce se zdá být účelné na okraj zabrousit i do problematiky *jízda na neutrálu* vs. *brzdění motorem*, což je do značné míry akademická otázka, která zaměstnává mnohé, nejen internetové diskutéry. Může se zdát, že jízda se zařazeným rychlostním stupněm je ekonomičtější nebo výhodnější z bezpečnostního hlediska (menší riziko ztráty adheze), avšak pro úplné pochopení problému je třeba se více zaměřit na rozdílné konstrukční vlastnosti

„nových“ (vstřikování paliva) a „starých“ (příprava směsi pomocí karburátoru) vozidel (viz **Tab. 21**).

Tab. 21: Analýza brzdění motorem vs. jízdy na neutrálu u různých typů vozidel [21]

	"staré" vozidlo – karburátor	"nové" vozidlo – vstřikování
Ve městě dojezd k semaforu, na kterém svítí červená	Brzdit motorem, neboť spotřeba odpovídá volnoběhu. Zařazený RS pomáhá brzdit a zároveň se tak akumuluje energii pro budoucí akceleraci.	Brzdit motorem a před poklesem otáček pod 1800 otáček/min. podřadit na nižší RS. Zařazený RS pomáhá brzdit a zároveň se tak akumuluje energii pro budoucí akceleraci.
Jízda z dlouhého táhlého kopce	Vyřadit (spotřeba odpovídá volnoběhu), motor používat pouze jako pomocnou brzdu při potřebě zpomalit.	OA s velmi krátkými převodovými stupni (HTP, apod.) – vyřadit. Ostatní OA – nechat zařazený 5. (6.) RS, pokud otáčky klesnou pod 1800 min ⁻¹ , vyřadit. Pokud se OA na neutrálu zase rozjede, opět řadit RS.
Jízda z krátkého ostrého kopce	Brzdit motorem, spotřeba odpovídá volnoběhu	Brzdit motorem, nechat zařazený nejvyšší RS, žádná spotřeba.
Jízda z kopce do kopce	Jízdou z kopce nabrat energii pro jízdu do kopce, nevyřazovat.	Jízdou z kopce nabrat energii pro jízdu do kopce, nevyřazovat.

V tabulce jsou uvedeny některé provozní situace. Jak se dá vyvodit, jízda na neutrálu má význam v podstatě pouze u "starých" vozidel bez řídicí jednotky motoru, protože "volnoběžné" množství paliva je spotřebováváno tak jako tak, jen při jízdě na neutrálu vozidlo dojede dále. U novějších vozidel se vstřikováním se vyplácí jezdit se zařazeným vyšším RS a brzdit motorem, protože pak není spotřebováváno palivo (než otáčky klesnou pod hranici, kdy řízení motoru začne palivo opět dávkovat). Existují ale i vozidla s karburátorem, kde určený prvek odpojuje přívod paliva při brzdění motorem nebo vozidla, která mají karburátor i řídicí jednotku motoru, atd. Stejně tak hranice otáček (1800 otáček/min.) je pouze odhadnutá, resp. kompromisní pro většinu známých případů. [21] Generalizovat tedy výhodnost jednotlivých jízdních režimů u rozdílných vozidel ani prakticky nelze, navíc nelze hovořit ani o velkých úsporách. V celkové sumě nákladů spojených s provozem motorového vozidla je množství paliva ušetřeného jízdou na neutrálu (popř. brzděním motorem) skutečně marginální.

4 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá měřením zpomalení při brzdění motorem reprezentativního vzorku osobních automobilů, jež může mít potenciální praktický význam například v analýze silničních nehod, konkrétně při vyšetřování průběhu nehodových dějů. Analýza silničních nehod ovšem nepřispívá pouze k objasnění příčin dopravních nehod, smyslem je rovněž jejich předcházení. Jakákoli experimentální měření jízdních parametrů jízdními zkouškami vozidel přímo ve skutečných podmínkách lze vždy spolehlivě využít jako nejobektivnější zdroj informací pro další výzkum a vývoj v tomto i s ním spojených oborech, neboť tato data přesně vypovídají o reálných situacích v silničním provozu. Velkým přínosem v oblasti měření by například byla standardizace různých jízdních parametrů právě z běžného silničního provozu.

Měření zpomalení při brzdění motorem je zvláštním typem brzdné zkoušky vozidla. V případě klasického vyhodnocení brzdné zkoušky vozidla, je změřená hodnota zpomalení porovnávána s legislativními požadavky, tedy s minimální střední hodnotou plného brzdného zpomalení pro příslušnou kategorii vozidla a na jejím základě je rozhodnuto o technickém stavu brzdové soustavy vozidla (účinku brzd) nebo o adhezních vlastnostech povrchu vozovky, atd. Toto u zpomalení při brzdění motorem praktikovat nelze. Nejen, že v tomto specifickém případě neexistují žádná zákonodárná opatření pro jeho vyhodnocení, na jeho velikost mají vliv i částečně odlišné parametry. Kromě hmotnosti vozidla, která hraje svou roli v každém případě, při brzdění motorem jde především o vlastnosti motoru jako brzdný účinek závisející na výkonu, resp. zdvihovém objemu, stupeň komprese (kompresní poměr) nebo velikost třecích ztrát v motoru, které rostou cirká s kvadrátem rychlosti relativního pohybu jeho součástí. Tření závisí na počtu válců, ventilů (vaček na vačkové hřídeli) nebo na parametru vrtání / zdvih, který ovlivňuje tvar, resp. velikost pracovního prostoru válce. V neposlední řadě, jak rovněž měření prokázalo, intenzita zpomalení je závislá na rozdílných převodových poměrech mezi koly a motorem vozidla.

V úvodní teoretické části práce jsou zpracována tato, ale i další relevantní témata. Pozornost je konkrétně zaměřena na vybrané jízdní parametry, převodové poměry, brzdění a spalovací motory. Následující kapitola se věnuje technickým požadavkům jízdních zkoušek, popisu postupu při měření decelerometrem a zejména návrhu vlastního plánu a průběhu celé realizace měření. V rámci tří různých testů bylo zpomalení opakovaně měřeno u 10 osobních automobilů, které byly záměrně vybrány tak, aby se lišily zdvihovým objemem motorů. Předmětem závěrečné části práce je záznam, analýza a statistické vyhodnocení získaných

výsledků měření, na základě kterých mohlo dojít k vyvození patřičných závěrů. Cíle diplomové práce lze tímto považovat za korektně naplněné.

Z měření zpomalení se zařazeným převodovým stupněm je pro všechna použitá vozidla jednoznačně prokazatelná závislost brzdného zpomalení na zařazeném rychlostním stupni, respektive bylo empiricky dokázáno, že čím nižší rychlostní stupeň je zařazen, tím vyšších hodnot zpomalení je dosaženo. Dále jsou dobře kvantifikovatelné rozdíly v hodnotách zpomalení u vozidel se vznětovým a zážehovým motorem. Primárně sledovaná závislost zpomalení na zdvihovém objemu motoru vozidel se měřením nepotvrdila, avšak došlo k ověření závislosti velikosti zpomalení osobních automobilů při brzdění motorem na dalších, právě výše zmíněných, parametrech.

5 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Název	Jednotka
a	zrychlení (zpomalení) vozidla	m/s^2
B	rozchod kol vozidla	m
c_x	součinitel vzdušného odporu	-
f	součinitel valivého odporu	-
f_K	součinitel valivého odporu kola	-
F_H	potřebná hnací síla na kolech vozidla	N
g	tíhové zrychlení	m/s^2
G	tíhová síla (celková tíha) vozidla	N
H	celková výška vozidla	m
i_C	celkový převod mezi motorem a hnacími koly	-
i_r	stálý převod rozvodovky	-
i_P	převodový poměr pro konkrétní rychlostní stupeň	-
m	hmotnost vozidla	kg
M_m	moment motoru	Nm
n	otáčky kola	min^{-1}
n_m	otáčky motoru	min^{-1}
OA	osobní automobil	-
O_f	odpor valení	N
O_{JK}	valivý odpor jednoho kola	N
O_p	odpor přivěsu	N
O_s	odpor stoupání	N
O_v	odpor vzdušný	N
O_z	odpor zrychlení	N
p	tlak vzduchu	Pa (bar)
r_d	dynamický poloměr kola	m
R_j	rozsah převodových stupňů	-
s	dráha	m
S	stoupání (sklon svahu)	%
S_x	čelní plocha vozidla	m^2
t	čas	s
T	teplota	$^{\circ}\text{C}$
v	okamžitá rychlost	m/s
v_r	výsledná rychlost proudění vzduchu kolem vozidla	m/s
v_v	rychlost větru	m/s
v_x	rychlost ve směru osy x	m/s
v_0	výchozí rychlost	m/s
V	objem kompresního prostoru	cm^3
Z_K	radiální reakce vozovky	N
α	úhel mezi vodorovnou a nakloněnou rovinou	$^{\circ}$
β	úhel, který svírá podélná osa vozidla se směrem větru	$^{\circ}$
ε	kompresní poměr	-
η	účinnost převodového ústrojí	%
ρ	měrná hmotnost vzduchu	kg/m^3
μ	součinitel adheze	-
τ	úhel, který svírá v_x a v_r	$^{\circ}$
ζ	zdvihový poměr	-
ϑ	součinitel vlivu rotačních částí	-

6 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Klasická koncepce osobního automobilu.....	13
Obr. 2: Koncepce přední pohon s příčným uložením motoru	14
Obr. 3: Koncepce zadní pohon s podélným uložením motoru	14
Obr. 4: Souřadný systém automobilu	17
Obr. 5: Hnací síla potřebná na překonání jízdních odporů	18
Obr. 6: Deformace diagonální (a) a radiální (b) pneumatiky.....	19
Obr. 7: Vliv huštění pneumatiky na valivý odpor	20
Obr. 8: Vliv rychlosti jízdy na valivý odpor	21
Obr. 9: Vzduchové poměry za vozidlem	22
Obr. 10: a) Průběh proudnic vozidla obtékaného vzduchem	23
Obr. 11: Složení rychlostí vzduchu a vozidla v bočním větru	24
Obr. 12: Zjišťování čelní plochy vozidla – metoda projekce (vlevo) a metoda laserového paprsku (vpravo)	24
Obr. 13: Hodnoty c_x v závislosti na tvaru tělesa	25
Obr. 14: Závislost součinitele rotačních částí na celkovém převodu u OA	27
Obr. 15: Vliv skluzu kola na součinitel adheze	28
Obr. 16: Trakční diagram	31
Obr. 17: Trakční diagram vozidla Škoda Fabia 1,4 16V 55kW	33
Obr. 18: XL Meter a jeho uchycení na čelním skle vozidla.....	42
Obr. 19: Zkušební dráha v délce 500 m	44
Obr. 20: Zkoumaný časový interval zpomalení při brzdění motorem (při měření „30-2“ u vozidla Škoda Fabia I).....	46
Obr. 21: Ukázka zkoumaného časového intervalu, kdy probíhá brzdění motorem (měření „30-2“ u vozidla Škoda Fabia I).....	49
Obr. 22: Závislost zpomalení na zdvihovém obejmu motoru OA (měření „30-2“)	50
Obr. 23: Závislost zpomalení na zdvihovém obejmu motoru OA (měření „50-3“)	52
Obr. 24: Závislost zpomalení na zdvihovém obejmu motoru OA (měření „50-2“)	55
Obr. 25 – 34: Dosažená zpomalení u jednotlivých vozidel	57 – 58
Obr. 35: Samovolné zrychlení vozidla na konci brzdění motorem (dosažení volnoběžných otáček).....	59

7 SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

7.1 KNIŽNÍ ZDROJE

- [1] BRADÁČ, A. a kol.: *Soudní inženýrství*. CERM akademické nakladatelství Brno 1999. ISBN: 80-7204-057-X.
- [2] CHOLASTA, L. *Měření a porovnání jízdních parametrů vozidel v různých jízdních režimech*. 2010. 90 stran. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
- [3] PRACHAŘ, R. *Jízdní odpory vozidel*. 2010. 85 stran. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla.
- [4] VÉMOLA, A. *Diagnostika automobilů I*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Littera, Brno 2006. ISBN 80-85763-31-1.
- [5] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, Brno, 2000. 434 str. ISBN 80-238-5273-6.
- [6] VLK, F. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5275-2.
- [7] VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [8] ŽDÁNSKÝ, J. a kol.: *Automobily 1 až 6*. Avid, spol. s r.o. Brno 2007, 2008.
- [9] Kolektiv autorů: *Příručka znalce – analytika silničních nehod I a II*, Dům techniky ČSVTS Ostrava, 1958, Publikační číslo 60/858 A/85.
- [10] Kolektiv Autorů, *Znalecký standard II*, Nakladatelství VUT Brno, 1991.

7.2 PRÁVNÍ PŘEDPISY A NORMY

- [11] Zákon č. 56/2001 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb.
- [12] Vyhláška č. 102/1995 Sb. Ministerstva dopravy a spojů o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích
- [13] Vyhláška č. 341/2002 Sb. Ministerstva dopravy a spojů o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, ve znění pozdějších předpisů

- [14] ČSN ISO 10 012-1 – Systémy managementu měření – Požadavky na procesy měření a měřicí vybavení
- [15] ČSN 30 0554 – Dojezdová zkouška silničních motorových vozidel.

7.3 DALŠÍ ZDROJE

- [16] Soubor přednášek z předmětu Teorie vozidel
- [17] Soubor přednášek z předmětu Konstrukce vozidel
- [18] Autoznalosti. *Druhy karoserií osobních automobilů*. [online]. Pondělí, 20 Prosinec 2010 12:42 [cit. 2014-04-23]. Dostupné z: <<http://www.autoznalosti.cz/index.php/karoserie/32-druhy-karoserii-osobnich-automobilu.html>>.
- [19] Club 80-90 Synchronauts. *TRC Calculator*. [online]. [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.club80-90syncro.co.uk/Syncro_website/TechnicalPages/TRC%20calculator.htm>.
- [20] CsAutolexicon. *Aerodynamika*. [online]. 2013 [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <<http://cs.autolexicon.net/articles/aerodynamika/>>.
- [21] D-FENS. *Úspora paliva III: Neutrál vs. pětka*. [online]. 06. 04. 2008 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <<http://www.dfens-cz.com/view.php?cislocclanku=2008040602>>.
- [22] FEI-VŠB. *Řízení motoru*. [online]. [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://fei1.vsb.cz/kat430/data/ae/Rizeni_motoru.pdf>.
- [23] Inventure Automotive Electronics. *XL Meter™ Pro*. [online]. [cit. 2014-05-09]. http://www.inventure.hu/xl_meter_en>.
- [24] Wikicars. *Automobile drag coefficient*. [online]. 29 April 2014 at 05:21. [cit. 2014-04-17]. Dostupné z: <http://wikicars.org/en/Automobile_drag_coefficient>.
- [25] ZaVolantem. *Jízdní odpory: sedm statečných, kteří se obrátili proti nám*. [online]. 20. 3. 2007 [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <<http://www.zavolantem.cz/clanky/jizdni-odpory-sedm-statecnych-kteri-se-obratili-proti-nam>>.

8 SEZNAM PŘÍLOH

1. Technické údaje vozidel (2 listy)
2. Převodové poměry a rozměry vozidel (10 listů)
3. Srovnání průběhu zpomalení vozidla se zážehovým a vznětovým motorem (1 list)
4. Grafy – podélná zpomalení měřených vozidel (4 listy)

9 PŘÍLOHY